

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Автотракторный факультет

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ И АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Минск
БНТУ
2025

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

A22

Редакционно-рецензионная коллегия:

декан автотракторного факультета БНТУ, канд. техн. наук, доцент

С. В. Скирковский (отв. редактор);

доц. каф. «Тракторы», канд. техн. наук, доцент *А. С. Поварехо*;

зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ, д-р техн. наук, профессор *В. П. Бойков*;

зав. кафедрой «Экономика и логистика» БНТУ,

д-р экон. наук, профессор *Р. Б. Ивуть*;

зав. кафедрой «Транспортные системы и технологии» БНТУ,

д-р техн. наук, профессор *А. О. Лобашов*;

зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *А. С. Гурский*;

зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *А. В. Захаров*;

зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *М. П. Ивандиков*;

зав. кафедрой «Инженерная графика машиностроительного

профиля» БНТУ, канд. техн. наук, доцент *В. А. Коваль*;

доц. кафедры «Автомобили» БНТУ, канд. техн. наук, доцент *Г. А. Дыко*

Сборник составлен на основе представленных авторами результатов научных исследований в рамках хозяйственных договоров, ГПНИ, ГНТП, НИР ППС второй половины дня, а также отобранных редакционной коллегией материалов лучших докладов МНПК «Инновации в автомобилестроении», состоявшейся на автотракторном факультете БНТУ 04–07 июня 2025 года, тематика которых посвящена вопросам проектирования, производства, эксплуатации автомобильного транспорта, тракторов, мобильных систем и комплексов.

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

ISBN 978-985-31-0244-4 (Т. 1)

ISBN 978-985-31-0243-7

© Белорусский национальный
технический университет, 2025

**КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ,
ПРОИЗВОДСТВО И ДИЗАЙН ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

УДК 378.1:631

**РАЗРАБОТКА РУКОВОДСТВА ПО ЭФФЕКТИВНОЙ
ОРГАНИЗАЦИИ ИНТЕГРАЦИИ СОТРУДНИЧЕСТВА
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ И АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ РЕГИОНА**

DEVELOPMENT OF GUIDELINES FOR THE EFFECTIVE
ORGANIZATION OF THE INTEGRATION OF COOPERATION
BETWEEN HIGHER EDUCATION AND THE AUTOMOTIVE
INDUSTRY IN THE REGION

Давидова Д. Т., Шокирова С., Алматаев Т. О., Косимов И. С.,

Андижанский институт экономики и строительства,
Андижанский машиностроительный институт, Узбекистан

D. Davidova, S. Shokirova, T. Almataev, I. Kosimov,

Andijan Institute of Economics and Construction,
Andijan Machine-Building Institute, Uzbekistan

Рассмотрены вопросы интеграция образования и производства, разработана руководства по эффективной организации интеграции сотрудничества высшего образования и промышленности региона. Указано, что в обязательном порядке должны присутствовать предприятия отраслевых драйверов экономики региона. Даже при отсутствии гарантий трудоустройства относительно этой группы выпускников, у них будет высокая гарантия попасть на работу в другие аналогичные предприятия отрасли.

The issues of integration of education and production are considered, guidelines for the effective organization of integration of cooperation between higher education and industry in the region are developed. It is indicated that enterprises of the sectoral drivers of the region's economy must necessarily be present. Even if there are no job guarantees for this group of graduates, they will have a high guarantee of getting a job at other similar enterprises in the industry.

Ключевые слова: Интеграция, образования, производства, руководства, сотрудничества промышленность.

Keywords: Integration, education, production, leadership, industry co-operation.

ВВЕДЕНИЕ

Узбекистан в настоящий период активно реализует политику повышения уровня конкурентоспособности страны на основе технического и технологического прорыва в отраслях реального сектора экономики. Лидирующую роль в этом процессе должно играть машиностроение, развитие которого является символом индустриального прогресса страны. Учитывая опыт передовых и экономически развитых стран, надо наращивать машиностроительную промышленность, данное решение обеспечит техническое перевооружение всей промышленности каждый 10 лет.

ИНТЕГРАЦИИ СОТРУДНИЧЕСТВА ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ И АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ УЗБЕКИСТАНА

В экономическо-развитых странах доля машиностроительной промышленности составляет от 30 до 50 % общего объема выпуска промышленной продукции, через государственную компания «Узавтосаноат» уже локализован ряд мировых брендов в различных сегментах, включая легковые автомобили и LCV (General Motors), грузовики (MAN, ISUZU) и автобусу (ISUZU) [1, 2] (рис. 1).

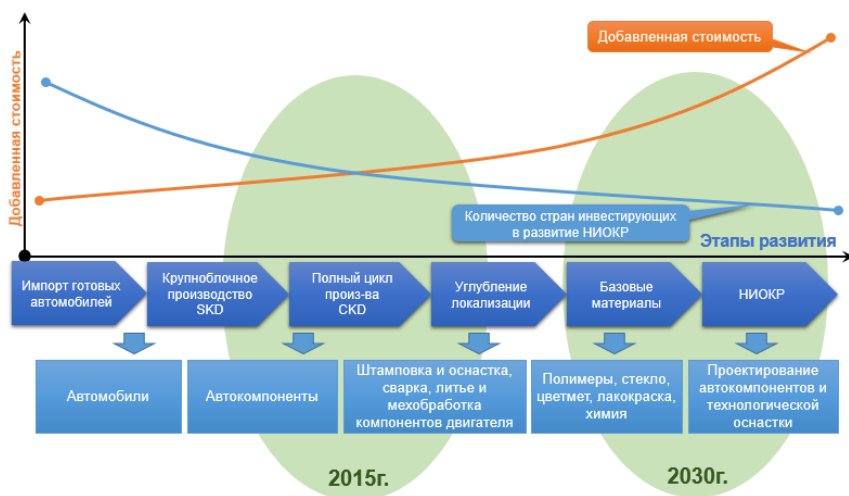


Рисунок 1– Стратегия развития автомобильной промышленности Узбекистана до 2030 года [3]

Интеграция образования, науки и производства, совместное использование потенциала образовательных, научных и производственных организаций строится на взаимных интересах и отвечает стратегическим целям всех участников данного процесса, в первую очередь, в сфере подготовки и повышении квалификации кадров, а также организации совместных исследований и внедрении инновационных технологий [4, 5].

Взаимодействие университетов, бизнеса и власти породило различные механизмы и формы сотрудничества. В зарубежной литературе имеется множество статей, посвященных изучению подобного рода механизмов, в основе которых лежит модель тройной спирали (напр. Lui, Huang, 2018; Basco et al., 2021). Анализ европейского опыта взаимодействия университетов и бизнес-сообщества приведен в (Седунов, Седунова, 2011).

Интеграционные процессы имеют широкий спектр различных направлений деятельности и проявляются в самых разнообразных формах. Разработка и реализация стратегии взаимовыгодного сотрудничества предприятий и вузов выступает важнейшей предпосылкой успешной деятельности обеих сторон. Стратегическое партнерство дает возможность: повысить качество образовательного процесса в вузе, создать принципиально новые условия для научно-исследовательской и учебно-методической работы преподавателей и учащихся, увеличить объемы НИР (научно-исследовательская работа) и доходов, получаемых от реализации образовательных программ дополнительного профессионального образования, в том числе корпоративных.

Специализация подготовки студентов под нужды конкретного предприятия может осуществляться разными способами. Традиционный подход состоит в создании в самом ВУЗе специализированного учебно-производственного центра, ориентированного на специфику работы на предприятии-партнере.

Экспертная группа выделила 3 основных шага.

Первый шаг: необходимо осуществлять профориентацию для школьников относительно профессий АндМИ, необходимых для будущей работы на АО «UzAuto Motors», а также в дальнейшем организовать факультеты довузовской подготовки, которые в свою очередь готовят школьников к поступлению в университет;

Второй шаг: в АндМИ необходимо организовать учебный процесс с участием «UzAuto Motors». Для этого на территории университета рекомендуется смонтировать оборудование, полностью идентичное тому, что используется на самом заводе. Оборудование на территории университета будет использоваться, во-первых, для обучения студентов, а, во-вторых, для изготовления ими и сотрудниками АндМИ деталей, необходимых для производства конечных изделий «UzAuto Motors». Соответственно в учебном процессе участвуют сотрудники завода и преподаватели университета. Для студентов последних курсов направления «Машиностроения» рекомендуется организовать теоретические и практические занятия с учетом специфики работы завода. Обучение будущей профессии происходит как на самом заводе, так и в учебном центре вуза. Это позволит выпускникам АндМИ прийти на работу в «UzAuto Motors» не новичками, а уже готовыми специалистами;

Третий шаг: в вузе рекомендуется организовать специальные классы для переподготовки специалистов необходимых для «UzAuto Motors». В данном случае университет будет брать на себя дополнительную опцию по подготовке кадров по рабочим специальностям. Данная модель также будет соответствовать плану вуза по интеграции с промышленными предприятиями.

Специализированные центры на площадке вузов будут особенно эффективны, когда они примут форму технопарков для многих предприятий-партнеров. Это направление интеграции производства и обучения является достаточно перспективным и будет продолжать развиваться.

Экспертная группа в ходе форсайт-исследования рекомендовала новый метод интеграции вуза с промышленностью. В данном случае предполагается пересмотр учебных программ в соответствии с моделью «2+2+2», т. е. создание двухлетних общих (базовых, фундаментальных) и двухлетних специализированных (практико-ориентированных) программ для бакалавриата и создание двухлетних продвинутых (узкопрофильных) программ для магистратуры.

В данном случае подразумевается, что в новой модели преподавательский состав должен быть разделен на несколько качественно разных групп работников. Первая должна состоять из кадровых (кафедральных) сотрудников вуза, которые будут вести традиционные (базовые) дисциплины в течение первых двух лет обучения студентов

бакалавриата. Данная группа преподавателей должна очень хорошо владеть содержанием преподаваемого материала и обладать педагогическими и методическими навыками для повышения качества подачи учебного материала. Научные требования к данным работникам могут быть минимальными. Вторая группа преподавателей должна состоять из преподавателей-практиков, которые способны конкретизировать базовые знания применительно к определенной специальности на определенных местах прохождения студентами практики. Для этой группы кадров научные требования могут быть невысокими при условии солидного практического опыта работы по соответствующей специальности. Эти преподаватели призваны обеспечить специализированное обучение студентов в течение последних двух лет бакалавриата. Эти же лица должны курировать прохождение студентами практики, как внутри вуза, так и за его пределами на заводах «UzAuto Motors». Третья группа преподавателей должна обеспечить обучение студентов в магистратуре, для чего они должны соответствовать высоким научным стандартам или обладать высокими практико-ориентированными компетенциями.

В данном случае главным элементом должно стать тотальное введение базовых кафедр, а все выпускные работы должны готовиться и защищаться только на них с непременным участием представителей «UzAuto Motors». Внутриуниверситетские кафедры могут заниматься выпускниками бакалавриата и магистратуры только при условии наличия в их арсенале реального производства или научных центров с соответствующим технологическим оснащением. Собственная база вузов в виде технопарков или других форм интеграции образования с промышленностью позволяет готовить специалистов с учетом реальных научно-производственных технологий.

Как было сказано выше, гарантия трудоустройства выпускника вуза после успешного окончания, будет главной мотивацией получения высшего образования. В связи с этим университеты должны переходить преимущественно на целевое обучение, которое изначально гарантирует трудоустройство студенту. При этом необходимо стремиться, чтобы «UzAuto Motors» по возможности участвовал в процессе организации практики и стажировки студента. Помимо этого, работа базовых кафедр в разных формах позволит если не всем, то значительной части выпускников трудоустроиться в «UzAuto Motors», причем этот «приз» будет порождать разумную

конкуренцию среди студентов с соответствующим ростом качества подготовки выпускников.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Среди базовых кафедр в обязательном порядке должны присутствовать предприятия отраслевых драйверов экономики региона. Даже при отсутствии гарантий трудоустройства относительно этой группы выпускников, у них будет высокая гарантия попасть на работу в другие аналогичные предприятия отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. UZA.UZ. Стратегия по переходу на «зеленую» экономику: цели и задачи // Веб-сайт Национального информационного агентства Узбекистана. – URL: <http://uza.uz/ru/society/strategiya-po-perekhodu-na-zelenuyu-ekonomiku-tseli-izadach> 08-11-2019, 08.11.2019 (дата обращения: 02.04.2024).

2. Об утверждении Стратегии по переходу Республики Узбекистан на «зеленую» экономику на период 2019–2030 годов : постановление Президента Республики Узбекистан от 04 сент. 2019 г. № ПП-4477 // LexUZ Online . – <https://lex.uz/docs/4539506> (дата обращения: 02.04.2024).

3. Стратегия развития АО «Узавтосаноат» до 2023 года // АО «Узавтосаноат» . – URL: <http://uzavtosanoat.uz/struktura-i-strategiya-razvitiya-kompanii.html> (дата обращения: 15.03.2024).

4. Алматаев, Т. О. К вопросу синергетической интеграции образования, науки и производства в Узбекистане / Т. О. Алматаев, И. Сайдалиев, И. Қосимов. // Scientific discussion. – 2019. – Vol 1, No 36. – С. 20–23.

5. Алматаев, Т. О. Опыт синергетической интеграции науки, образования и производства Андижанского машиностроительного института / Т. О. Алматаев, Н. Каримходжаев, О. Турсунов // Сб. науч. труд. МНПК «Тенденции, перспективы и инновационные подходы развития химической науки, производства и образования в условиях глобализации». – Алмата, 2021. – С.11–15.

Представлено 10.05.2024

УДК 658.5

ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ В ПРИВОДАХ ЭЛЕКТРОМОТОЦИКЛОВ

FEATURES OF MEASURING ANGULAR VELOCITIES IN ELECTRIC MOTORCYCLE DRIVES

Кочетов Н. В., канд. техн. наук, доц.,

Янкевич С.Н., маг. техн. наук,

Разганов В. Ю., инж.-электроник,

Рыхлёнок А.И., инж.-электроник

ОАО «Приборостроительный завод Оптрон»,

г. Минск, Республика Беларусь

N. Kochetov, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., ,

S. Yankevich, Master of Eng. Sciences,

V. Razganov, eng.-electronics, A. Rykhlyonok., eng.-electronics,

Optron Instrument-Making Plant, Minsk, Republic of Belarus

Рассмотрены конструкции двигателей и мотор-колес индивидуального электротранспорта, системы управления электроприводом. Вращающий момент создается трехфазным двигателем. Переключение полюсов для создания вращающегося магнитного поля в электродвигателе обеспечивается системой управления на основе показателей датчиков положения вращающегося колеса. Для оптимального управления приводом необходима обратная связь, реализуемая через систему этих датчиков, которые подают результаты измерения положения колеса в систему управления. То есть, датчики лежат в основе всей измерительной системы электропривода.

The designs of motors and motor-wheels of individual electric transport, electric drive control systems are considered. The torque is generated by a three-phase motor. Switching of poles to create a rotating magnetic field in the electric motor is provided by a control system based on the indicators of the position sensors of the rotating wheel. For optimal drive control, feedback is required through a system of these sensors, which feed the wheel position measurement results into the control system. That is, sensors are the basis of the entire measuring system of the electric drive.

Ключевые слова: мотор-колесо, датчики положения, электропривод, система управления, трехфазный электродвигатель, датчик Холла, энкодер.

Keywords: hub motor, position sensors, electric drive, control system, three-phase electric motor, Hall sensor, encoder.

ВВЕДЕНИЕ

Бурное развитие рынка электротранспорта в последнее десятилетие позволило научным институтам и мировым производителям внедрять новые технологии в сфере производства литиевых накопителей, что в свою очередь, снизило себестоимость киловатт-часа электроэнергии аккумуляторной батареи (АКБ), составляющей более 60 % стоимости электрического транспортного средства, в 2 раза в период с 2016 по 2025 год и тенденции свидетельствуют о перспективах снижения стоимости АКБ еще на 30 % до 2030 года [1]. Таким образом электрический транспорт за счет простоты и модульности конструкции все больше вытесняет с рынка транспортные средства с ДВС. Темпы роста продаж электромобилей в Республике Беларусь составляют более 200 %, опережая прогнозные показатели [2], а в РФ показатели достигают 400 % [3]. Указанные факты и планомерное появление новых моделей мотоциклов, лишенных ДВС на отечественном рынке [2, 3] свидетельствует о неизбежности развития данной отрасли и постепенном вытеснении ДВС с рынка мототранспорта, что делает необходимым поиск решений в области конструирования электрических трансмиссий, мощностью до 20 кВт, а также систем управления ими.

Основным и единственным датчиком, установленным на бесколлекторном синхронном электродвигателе (BLDC), обеспечивающим обратную связь между BLDC и контроллером является датчик угла положения ротора, на проблематике проектирования и изготовления которого сконцентрирована данная статья.

В последние десятилетия возник ряд проблем, стоящих перед человечеством, которые необходимо безотлагательно решать. Это и истощение природных энергетических ресурсов, и загрязнение атмосферы крупных городов, и утончение озонового слоя планеты, и рост заболеваний, вызванных загрязнением окружающей среды.

Сюда можно отнести и звуковые загрязнения (шум), например, шум, характерный для строительных работ, двигателей (большегрузные дизельные автомобили, тракторы, железнодорожные локомотивы).

Особенно большие шумы от двухтактных двигателей внутреннего сгорания (особенно от мотоциклов, которые имеют множество отрицательных особенностей: низкий коэффициент полезного действия, токсичные выбросы, резкий звук). В связи с этим возникла необходимость разработки электромотоцикла. Например, в Российской Федерации создается несколько таких моделей («ИЖ-46» [4], «Аурус» [5]).

Современный электромотоцикл – экологичное транспортное средство (ТС), предназначенное для широкого круга пользователей. Помимо отсутствия вредных выбросов в атмосферу (что особенно важно для больших городов), такой мотоцикл отличает невысокая стоимость эксплуатации, низкое шумовое излучение.

BLDC за счет простоты своей конструкции, высоким удельным показателям работы прочно заняли позицию основного вида электродвигателей, используемых в электротранспорте. Вместе с тем, помимо разработки электромагнитной схемы самого электродвигателя, его механический реализации и системы управления важным аспектом является индизирование положения ротора электродвигателя, так как именно от показаний датчика положения ротора зависит правильность использования стандартных алгоритмов векторного и скалярного управления BLDC.

Для безотказной работы электромотоцикла важно его эксплуатировать в оптимальных режимах работы всех систем ТС. Согласно современной мировой практике, это может быть достигнуто путем эффективной системы управления всеми агрегатами ТС. В настоящее время развитые системы управления агрегатами повсеместно устанавливаются на автомобилях, что показало высокую эффективность. Поэтому современный электромотоцикл следует оснащать недорогой эффективной системой управления и диагностики.

Современный электромотоцикл должен эволюционировать (совершенствоваться) исходя из общемировых тенденций: снижение веса, упрощение управления, плавность скоростного перехода во всем диапазоне без механического переключения скоростей.

При разработке отечественного электромотоцикла концепция агрегата проходила через анализ имеющегося мирового опыта, но с учетом отечественной практики. Поэтому в разработке принимали участие специалисты и ученые ООО «МотоВелоЗавод», Белорусского национального технического университета, Национальной академии Наук Беларуси, практики, имеющие большой опыт эксплуатации и ремонта мототехники.

В данной работе основное внимание уделено разработке системы управления электроприводом, в частности, контроллера управления электродвигателем. Датчик положения ротора электродвигателя.

АНАЛИЗ ДАТЧИКОВ УГЛА ПОЛОЖЕНИЯ РОТОРА

Для работы системы управления нужны данные, которые она черпает посредством приборов измерения – датчиков. Одним из основных датчиков является датчик угловых скоростей и положения ведущего колеса относительно ротора. Наиболее эффективными и простыми являются бесконтактные датчики, на основе эффектов Холла, магнитных воздействий, световых лучей. Типичным представителем таких датчиков является энкодер [6].

Энкодер (преобразователь угловых перемещений) – это электронное устройство, позволяющее с необходимой точностью измерить различные параметры вращения какой-либо детали.

Промышленность (отечественная и зарубежная) выпускает широкий набор энкодеров, рис. 1. Рассмотрим это разнообразие.



Рисунок 1 – Типы энкодеров [6]

Все энкодеры делятся на два основных вида: инкрементальный и абсолютный, рис. 2.

Абсолютные энкодеры выдают сигнал, уникальный для каждого положения ротора при вращении на полный оборот. Инкрементные энкодеры имеют более простую конструкцию и дают сигнал, позволяющий делать вывод о направлении вращения ротора и его цикличности. Данных, выдаваемых инкрементным энкодером хватает для

управления BLDC, а меньшая на порядок стоимость делает это решение преобладающим на рынке. На как правило, вала электродвигателя или редуктора.



Рисунок 2 – Внешний вид энкодеров [6]

Измеряемыми параметрами могут быть: скорость вращения, угловое положение по отношению к нулевой метке, направление вращения. Фактически энкодер является датчиком обратной связи, на выходе которого цифровой сигнал меняется в зависимости от угла поворота. Этот сигнал обрабатывается и далее подается на устройство индикации или на привод.

Наиболее распространен инкрементальный энкодер: он проще по конструкции, следовательно, дешевле и легче. Чаще всего он представляет собой установленный на подвижном валу диск с прорезями, через который просвечивается световой луч. При прохождении прорезей луч фиксируется фотодатчиком. Либо это может быть схема на основе магнитного поля. Примером может быть датчик системы АБС колеса автомобиля.

На выходе энкодера возникает серия дискретных сигналов, в зависимости от скорости вращения и числа прорезей на диске (разрешение энкодера). Для подсчета импульсов на подвижном фиске имеется специальная ноль-метка (одна на один оборот).

Абсолютный энкодер по конструкции более сложное устройство. Но этот тип энкодера позволяет определять абсолютное значение положения датчика. В дальнейшем не будем подробно останавливаться на этом типе приборов.

Как видно по рисунку, энкодер прибор непростой и достаточно дорогой (в зависимости от назначения и точности измерения).

Были просмотрены все выпускаемые энкодеры, отечественные и зарубежные.

С целью исключения избыточных функций прибора и снижения его веса, было решено сделать энкодер собственной конструкции. Кроме этого, прибор должен иметь специфическую для электромотоцикла форму.

Использование электромотоцикла на пересеченной местности накладывает отпечаток и на принцип действия. Из-за возможных загрязнений оптическое считывание информации здесь исключено. Поэтому выбран магнитный принцип действия.

Работа разбилась на два этапа: разработка конструкции инкрементного энкодера, технологии и оборудования для его изготовления и проведение натурных испытаний со сравнением полученных сигналов. и выполнение работ по технологии изготовления, включая проектирование и создание необходимой оснастки. К последней был отнесен специальный индуктор для изготовления постоянного ферритового магнита в форме кольца.

ПОДБОР ФЕРРОМАГНИТНОГО МАТЕРИАЛА

В качестве материала постоянного магнита был подобран материал М28СА250 производства ОПРУП «Феррит» (г. Минск), характеристики которого приведены в табл. 1 [7].

В ходе проведения работы по подбору материала прежде всего воспользовались рекомендациями академика Д.П.Походенко, как специалиста в этой области [8], а также других авторов.

Таблица 1 – Свойства магнита М28СА250

Остаточная магнитная индукция, B_r (Тл)	0,39
Коэрцитивная сила по намагниченности, H_{cb} (кА/м)	240
Коэрцитивная сила по индукции, H_{cj} (кА/м)	250
Максимальная магнитная энергия, BH (кДж/м ³)	28
Соответствие коду материала	Y30H-1

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

Для изготовления инкрементного энкодера (наименование организации не то, да и статья авторская, обычно организации не пишутся, она есть в названии с исполнителями) BLDC имеется две конструктивные возможности. Одна заключается в расположении трех

датчиков Холла внутри статора с интервалом 1200(м) для конкретного электродвигателя. Это решение применимо для электродвигателей с явно выраженными полюсами (рис. 3, а), но это конструктивное решение в виду высоких затрат на использование редкоземельных магнитов дугообразной формы, применяется только в двигателях с внешним ротором(мотор-колесах), где важным параметром является масса двигателя и в малых электродвигателях до 2 кВт. Для электродвигателей большой мощности применяется конструкция с неявными полюсами (рис. 3, б, в). При этом при установке датчиков холла в статоре сигнал будет иметь искажения.

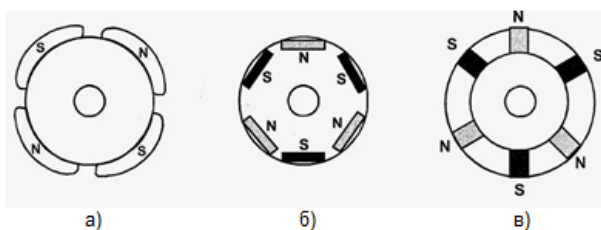


Рисунок 3 – Схема магнитных полей: а – статор; б – ротор; в – общая

Для решения поставленной задачи было решено изготовить магнит-имитатор ротора, обладающий аналогичным количеством полюсов и вынести его за пределы корпуса электродвигателя. Для изготовления имитатора ротора было решено спроектировать и выполнить индуктор. Объемная модель индуктора представлена на рис. 5.

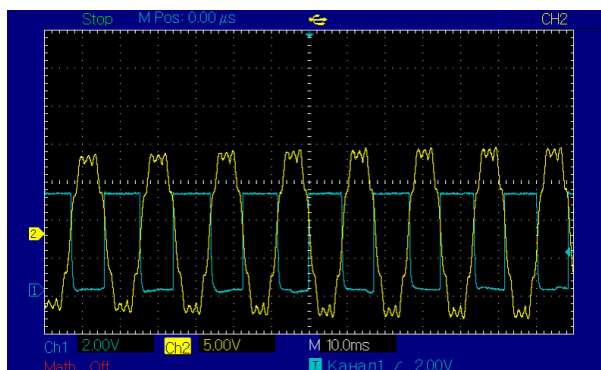


Рисунок 4 – Первоначальная осциллограмма датчика

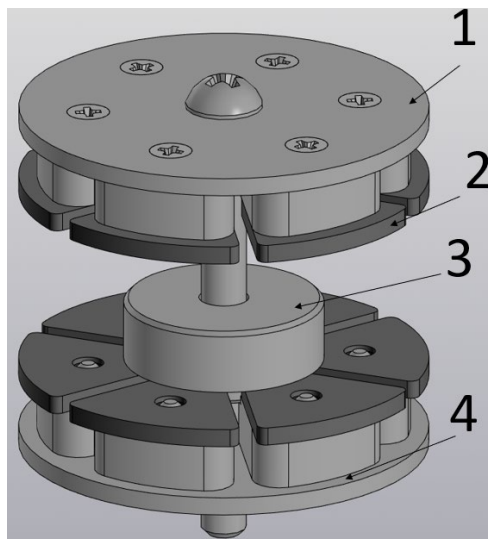


Рисунок 5 – Объемная модель индуктора:
 1 – основание; 2 – накладка; 3 – проставка; 4 – место расположения обмотки

Индуктор состоит из трех пар полюсов (обмоток) аналогично ротору. Поскольку управление двигателем производится по трехфазной схеме, то датчики будут совершать оборот на каждой фазе на угол α :

$$\alpha = (360^\circ) / n = 120^\circ,$$

где n – число фаз двигателя, в нашем случае 3.

Поскольку вращение двигателя осуществляется посредством трех пар полюсов, расхождение датчиков Холла по дуге одного сектора составит угол β :

$$\beta = \alpha / 3 = (120^\circ) / 3 = 40^\circ.$$

Таким образом, за один цикл, в пределах одного сектора (одной фазы), двигатель поворачивается на три положения: начальное, из которого первая пара полюсов осуществляет поворот на 40° , вторая

пара осуществляет поворот еще на 40° , третья пара полюсов поворачивает еще на 40° . Итого 120° , после чего цикл возобновляется в пределах второго сектора. После завершения поворота в третьем секторе двигатель делает полный оборот.

Исходя из расчетов три датчика Холла располагаются под углом 40° по дуге оборота на один сектор. Элементы схемы размещены на печатной плате. Магнитный диск выполнен в виде кольца, закрепленного на валу двигателя. В процессе отладки выполняется позиционирование диска для соответствия его полюсов одноименным на роторе. Имеется возможность смещения (опережения или запаздывания) что даст возможность увеличения и снижения оборотов электродвигателя (с пропорциональным снижением или увеличением крутящего момента, рис. 6).

При отладке позиционирования датчиков Холла и магнитного блока был использован принцип обратимости электродвигателя: двигатель вращался от внешнего привода постоянной частоты, в обмотке индуцируется обратная ЭДС (желтая линия) (для справки ток равен нулю, мощность тоже, т. е. работа не совершается).

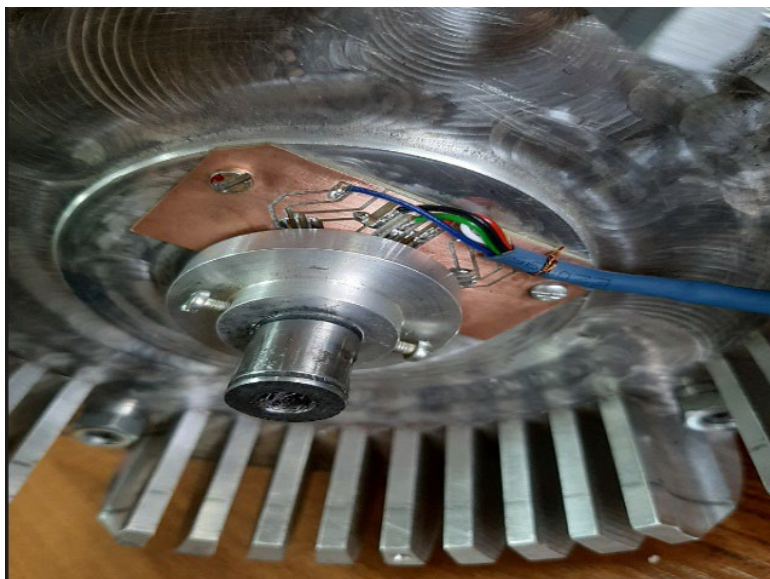


Рисунок 6 – Фрагмент монтажа датчиков Холла на корпусе двигателя (опытный образец)

Осциллограмма, рис. 7, показала работоспособность конструкции. Влияние переходных процессов удалось существенно снизить. Надежность работы системы управления повысилась.

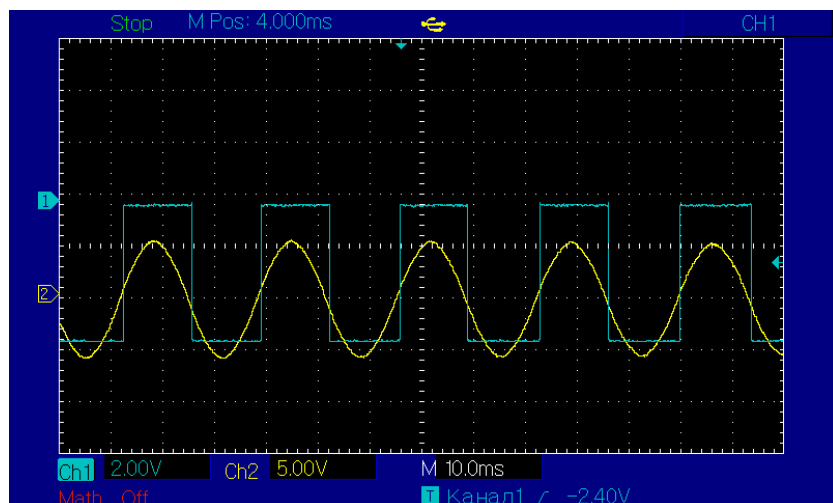


Рисунок 7 – Осциллограмма после корректировки датчика

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, по результатам выполнения работы получена достоверная методика и технологии проектирования инкрементных энкодеров BLDC. Полученные результаты свидетельствуют о качестве полученного сигнала датчика. Изменение конструкции измерительного блока позволило расположить сами датчики в верхней части статора. Такое расположение датчиков существенно снизило вероятность попадания грязи и воды на датчики, повысив надежность измерительного блока.

Тщательная конструкторская проработка и разработанные технологические решения позволили получить конструкцию, отличающуюся оптимальной стоимостью изготовления.

Полученные результаты будут использованы при создании отечественных синхронных электродвигателей для нужд ООО «Приборостроительный завод Оптрон», ООО «МотоВелоЗавод» и других производителей мотор-колес индивидуальных транспортных средств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Большая литиевая гонка. Обзор // Атомный эксперт. – URL: <https://atomicexpert.com/page3421> 98. html (дата обращения: 08.08.2024).
2. Сколько всего автомобилей в Беларуси в 2024 году? // Автогородно. – URL: <https://autogrodno.by/news/32651-skolko-vsego-elektromobilej-v-belarusi-2024.html> (дата обращения: 08.08.2024).
3. Сколько в России электромобилей? И как развивается инфраструктура для них // Tinkoff. – URL: <https://journal.tinkoff.ru/statistic-electrocars/> (дата обращения: 01.10.2024).
4. «Калашников» показал серийную версию электромотоцикла ИЖ-49 // Auto.ru . – URL: <https://auto.ru/mag/article/kalashnikov-sde-lal-seriynuyu-versiyu-elektromotocikla-izh49/> (дата обращения: 01.10.2024).
5. Представлена гражданская версия электромотоцикла Aurus Merlon // Автостат. Аналитическое агентство. – URL: <https://www.avtostat.ru/news/53726/> (дата обращения: 01.10.2024).
6. Назначение и виды энкодеров // Техпривод . – URL: <https://tehprivod.su/poleznaya-informatsiya/naznachenie-i-vidy-enkoderov.html> (дата обращения: 01.10.2024).
7. Физические характеристики материала Феррит // НПК «Магниты и системы». – URL: <https://magnet-prof.ru/index.php/fizicheskie-harakteristiki-materiala-ferrit.html> (дата обращения: 01.10.2024).
8. Как выбрать подходящий магнит? //АМТ&С. – URL: <https://www.amtc.ru/publications/articles/2052/> (дата обращения: 01.10.2024).

Представлено 10.05.2025

УДК 681.5.042

**ДВА ПОДХОДА К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ
ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ДИНАМИЧЕСКОГО ЗВЕНА
ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ ОХВАТЕ ЕГО ПОЛОЖИТЕЛЬНОЙ
И ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ОБРАТНЫМИ СВЯЗЯМИ**

**TWO APPROACHES FOR DETERMINATION OF EQUIVALENT
TRANSFER FUNCTION FOR DYNAMIC MEMBER WHEN
IT IS EMBRACED BOTH POSITIVE AND NEGATIVE FEEDBACKS
SIMULTANEOUSLY**

Бабрович С. А., Мельникова А. Е.,

Галямов П.М., канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

S. Babrovich, A. Melnikova,

P. Haliamau, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

В статье предложены два подхода к определению эквивалентной передаточной функции динамического звена, охваченного одновременно и положительной, и отрицательной обратными связями. Первый подход основан на последовательном применении известных преобразований исходной структурной схемы при наличии только одного вида обратной связи. В основу второго подхода положено аналитическое решение системы из четырех уравнений, первое из которых описывает работу сумматора-вычитателя, а последующие три описывают преобразующие свойства самого динамического звена, цепи отрицательной обратной связи и цепи положительной обратной связи соответственно. После проведения алгебраических преобразований оба подхода дают одинаковое выражение для искомой результирующей передаточной функции, из которого известные выражения для эквивалентной передаточной функции при наличии только одного вида обратной связи могут быть получены как частные случаи, что говорит о правильности полученной результирующей передаточной функции.

In this paper, two approaches for determination of equivalent transfer function for dynamic member simultaneously embraced both positive and

negative feedbacks are proposed. The first approach is based on sequential using of known algebraic conversions of the initial structure diagram having only one kind of feedbacks. The second approach is based on analytical solving system of four algebraic equations: the first one describes summing-subtraction unit and the last three ones describe transfer properties of dynamic member and positive and negative feedbacks respectively. After final algebraic conversions both approaches give the same result equation that proves its correctness because two known equations for transfer function with positive and negative feedbacks may be achieved as particular cases of equation obtained in this paper.

Ключевые слова: передаточная функция, обратная связь, структурная схема, динамическое звено, эквивалентное преобразование.

Keywords: transfer function, feedback, structure diagram, dynamic member equivalent conversion.

ВВЕДЕНИЕ

Передаточные функции, возникшие изначально при исследовании электрических и электронных систем, сейчас широко используются и при исследовании динамических систем автомобилей [1, 2]. Из эквивалентных преобразований, позволяющих найти результирующую передаточную функцию динамической системы, наиболее важны преобразования, позволяющие найти передаточную функцию динамического звена при его охвате только положительной или только отрицательной обратной связью. Эти случаи известны и рассмотрены во многочисленной литературе по теории автоматического управления [3, 4]. Однако, задача нахождения эквивалентной передаточной функции при одновременном действии как положительной, так и отрицательной обратной связи в известных авторам литературных источниках не рассматривалась. В данной работе представлены два возможных подхода к ее решению аналитическим путем, позволяющим получить точное алгебраическое выражение для передаточной функции.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Пусть исходная структурная схема динамической системы имеет вид, предоставленный на рис. 1.

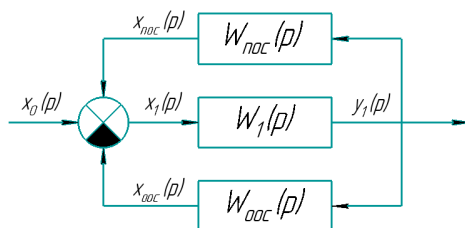


Рисунок 1 – Структурная схема выбранной системы автоматического регулирования

Передаточную функцию этой системы можно найти двумя способами.

Способ №1. Основан на последовательном применении известных преобразований исходной структурной схемы при наличии только одного вида обратной связи. Сразу заменяем два звена, охваченных отрицательной обратной связью на один, с эквивалентной передаточной функцией (рис. 2) [1].

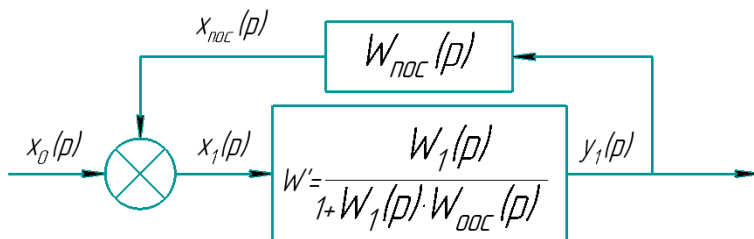


Рисунок 2 – Структурная схема после первого преобразования

Затем заменяем оставшиеся два звена, охваченных положительной обратной связью на один, с эквивалентной передаточной функцией [1].

$$W = \frac{\frac{W_1(p)}{1 + W_1(p) \cdot W_{оос}(p)}}{1 - \frac{W_1(p) \cdot W_{пос}(p)}{1 + W_1(p) \cdot W_{оос}(p) \cdot W_{пос}(p)}}. \quad (1)$$

Преобразуем уравнение (1):

$$W = \frac{W_1(p)}{1 + W_1(p) \cdot W_{\text{оос}}(p) - W_1(p) \cdot W_{\text{пос}}(p)}. \quad (2)$$

Далее выносим за скобки $W_1(p)$ и получаем окончательное значение передаточной функции:

$$W = \frac{W_1(p)}{1 + W_1(p) \cdot (W_{\text{оос}}(p) - W_{\text{пос}}(p))}. \quad (3)$$

Упрощенная структурная схема системы представлена на рис. 3.

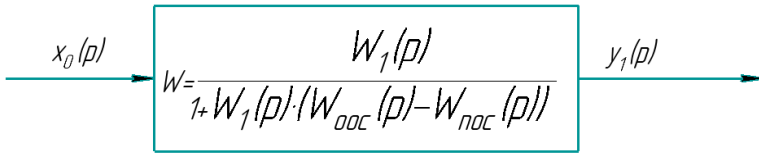


Рисунок 3 – Упрощенная структурная схема

Способ №2. В основу этого способа положено аналитическое решение системы из четырех уравнений.

Составляем систему уравнений:

$$\begin{cases} x_1(p) = x_0(p) - x_{\text{оос}}(p) + x_{\text{пос}}(p), \\ y_1(p) = W_1 \cdot x_1(p), \\ x_{\text{оос}}(p) = W_{\text{оос}}(p) \cdot y_1(p), \\ x_{\text{пос}}(p) = W_{\text{пос}}(p) \cdot y_1(p). \end{cases} \quad (4)$$

Далее подставляем уравнение (4) в (1). В результате получаем:

$$\begin{cases} y_1(p) = W_1(p) \cdot (x_0(p) - x_{\text{оос}}(p) + x_{\text{пос}}(p)), \\ x_{\text{оос}}(p) = W_{\text{оос}}(p) \cdot y_1(p), \\ x_{\text{пос}}(p) = W_{\text{пос}}(p) \cdot y_1(p). \end{cases} \quad (5)$$

После подстановки (2) и (3) в (1) получаем:

$$y_1(p) = W_1(p) \cdot (x_0(p) - (W_{\text{оос}}(p) \cdot y_1(p)) + (W_{\text{пос}}(p) \cdot y_1(p))). \quad (6)$$

Раскрываем скобки и переносим слагаемые:

$$y_1(p) + W_1(p) \cdot W_{\text{оос}}(p) \cdot y_1(p) - W_1(p) \cdot W_{\text{пос}}(p) \cdot y_1(p) = W_1(p) \cdot x_0(p). \quad (7)$$

Делим выражение на x_0 :

$$\frac{y_1(p) \cdot (1 + W_1(p) \cdot W_{\text{оос}}(p) - W_1(p) \cdot W_{\text{пос}}(p))}{x_0} = \frac{W_1(p) \cdot x_0(p)}{x_0}. \quad (8)$$

Преобразовав выражение (8), получаем:

$$W \cdot (1 + W_1(p) \cdot W_{\text{оос}}(p) - W_1(p) \cdot W_{\text{пос}}(p)) = W_1(p). \quad (9)$$

Выражаем искомую передаточную функцию:

$$W = \frac{W_1(p)}{1 + W_1(p) \cdot W_{\text{оос}}(p) - W_1(p) \cdot W_{\text{пос}}(p)}. \quad (10)$$

Далее выносим за скобки $W_1(p)$ и получаем окончательное значение передаточной функции:

$$W = \frac{W_1(p)}{1 + W_1(p) \cdot (W_{\text{оос}}(p) - W_{\text{пос}}(p))}. \quad (11)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате расчета передаточной функции обоими способами мы получили одинаковый результат. Правильность расчетов подтверждается тем, что при приравнивании к нулю передаточной функции цепи отрицательной обратной связи получается передаточная функция для схемы с положительной обратной связью [1, 2]. Аналогичная ситуация наблюдается и при приравнивании к нулю передаточной функции цепи положительной обратной связи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Опейко, А. Ф. Вибрации рулевой системы, вызванные неравномерностью толщины тормозного диска / А. Ф. Опейко // Современные проблемы проектирования автомобилей : материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию кафедры «Автомобили» / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет, Кафедра «Автомобили». – Мн., 2015. – С. 114–121.
2. Молибошко, Л. А. Исследование динамических систем с помощью передаточных функций / Л. А. Молибошко // Инженер-механик. – 2001. – № 2. – С. 12–14.
3. Бесекерский, В. А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – СПб : Профессия, 2004. – 752 с.
4. Методы классической и современной теории автоматического управления: учебник : в 5 т. / под ред. К. А. Пупкова и Н. Д. Егупова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – Т. 1 : Теория оптимизации систем автоматического управления. – 2004. – 656 с.

Представлено 26.05.2025

МИНИМАЛЬНАЯ УСТОЙЧИВАЯ СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

MINIMUM SPEED OF A VEHICLE WITH A HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Белабенко Д. С., канд. техн. наук, начальник отдела УГК,
ОАО «Минский завод колесных тягачей», г. Минск, Беларусь
D. Belabenko, Ph. D. in Eng., Head of Department,
JSC “Minsk wheel tractor plant”, Minsk, Republic of Belarus

В известных источниках требование обеспечения минимальной устойчивой скорости движения транспортного средства рассматривается на примере механической трансмиссии при условии работы двигателя только на внешней скоростной характеристике. Предлагается для исследования условий обеспечения минимальной устойчивой скорости движения транспортного средства с гидромеханической трансмиссией учитывать частичные скоростные характеристики двигателя.

In well-known sources, the requirement for the minimum vehicle speed is considered using the example of a mechanical transmission, provided that the engine operates only at an external speed characteristic. It is proposed to consider engine partial speed characteristics to study the conditions for ensuring the minimum vehicle speed with a hydromechanical transmission.

Ключевые слова: транспорт, минимальная скорость, гидромеханическая трансмиссия, гидродинамический трансформатор, методика

Keywords: vehicle, minimum speed, hydromechanical transmission, torque convertor, methodology

ВВЕДЕНИЕ

В известных источниках по теории транспортных средств (ТС) приводятся зависимости, связывающие минимальную устойчивую скорость ($V_{\min}$) их движения и параметры механической трансмиссии [1, с. 74; 2, с. 229; 3, с. 307; 4, с. 25; 5, с. 178]. Особенности оценки

условий движения ТС со скоростью $V_{\min}$ при расчете параметров гидромеханической трансмиссии (ГМТ) в них не рассматриваются. В методике расчета тягово-скоростных свойств ТС определение оценочных показателей основано на внешней скоростной характеристике (ВСХ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [1, с 83]. Оценка соответствия техническому требованию (ТТ) по значению $V_{\min}$ имеет два значения: соответствует или нет. Сравнение вариантов трансмиссий, соответствующих такому ТТ, известная методика не предусматривает. Для сравнения вариантов предлагается исследовать область частичных скоростных характеристик (ЧСХ) ДВС, в частности для ТС с ГМТ.

В дополнение к ВСХ и ЧСХ ДВС для ТС с ГМТ необходимо учитывать безразмерную характеристику гидродинамического трансформатора (ГДТ) [1, с. 78–79]. Поставлена задача сравнения вариантов ТС с ГМТ при соответствии их ТТ обеспечения скорости $V_{\min}$. Предлагаемое решение такой задачи является примером реализации качественно нового подхода по опыту ОАО «МЗКТ».

Для трансмиссий с ГДТ выполнение ТТ по скорости $V_{\min}$ может обеспечиваться при большей частоте вращения ДВС, чем в случае применения механической трансмиссии. Применение ГДТ также расширяет скоростной диапазон, при котором обеспечивается выполнение такого ТТ.

МИНИМАЛЬНАЯ УСТОЙЧИВАЯ СКОРОСТЬ

Для каждой нагрузочной параболы ГДТ можно определить значение скорости движения ТС при заданной частоте вращения ДВС (1). При заданной скорости $V_{\min}$ можно определить соответствующую ей частоту вращения ДВС (2).

$$V = \frac{0,12 \cdot \pi \cdot n \cdot r_k \cdot i}{U_{\text{ТР}}}, \quad (1)$$

где n – частота вращения ДВС, об/мин;

r_k – расчетный радиус колеса, м;

i – передаточное отношение ГДТ;

$U_{\text{ТР}}$ – передаточное отношение трансмиссии от ГДТ до ведущих колес с учетом включенной передачи в коробках передач.

$$n_{iV_{\min}} = \frac{V_{\min} \cdot U_{\text{ТП}}}{0,12 \cdot \pi \cdot r_k \cdot i}, \quad (2)$$

где $V_{\min}$ – минимальная устойчивая скорость движения ТС, км/ч;

$U_{\text{ТП}}$ – передаточное отношение трансмиссии от ГДТ до ведущих колес при включенной первой передаче в коробках передач.

Для каждой нагрузочной параболы ГДТ можно вычислить абсциссу точек, через которые будет проходить линия DD' , наглядно демонстрирующая условия обеспечения ТТ по скорости $V_{\min}$ (рис. 1). Значение ординат этих точек определяется по формуле (3) [4, с. 35].

$$M_i = \rho \cdot g \cdot \lambda(i) \cdot D_a^5 \cdot n_{iV_{\min}}^2, \quad (3)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости ГДТ, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\lambda(i)$ – коэффициент момента насосного колеса ГДТ, мин²/(м·об²);

D_a – активный диаметр ГДТ, м.

На тяговой характеристике ТС изображается линия, ограничивающая окружную силу по сцеплению ведущих колес с дорогой [1, с. 46]. Для оценки условий реализации крутящего момента от ДВС на ведущих колесах предлагается данную линию перенести на диаграмму характеристики совместной работы ДВС и ГДТ. В общем случае такая линия BB' может быть выше или ниже ВСХ ДВС (рис. 1).

При допущении, что максимальная окружная сила по сцеплению ведущих колес с дорогой во всем диапазоне скоростей постоянна, можно использовать зависимости (4) и (5) для нахождения координат точек линии BB' .

$$M_{i\phi} = \frac{r_k \cdot F_{\phi}}{K(i) \cdot U_{\text{ТП}} \cdot \eta_{\text{ТП}}}, \quad (4)$$

где F_{ϕ} – максимальная окружная сила по сцеплению ведущих колес с дорогой, Н;

$K(i)$ – коэффициент трансформации ГДТ;

$\eta_{\text{ГДТ}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии от ГДТ до ведущих колес при включенной первой передаче в коробках передач.

$$n_{i\phi} = \sqrt{\frac{M_{i\phi}}{\rho \cdot g \cdot \lambda(i) \cdot D_a^5}} \cdot \quad (5)$$

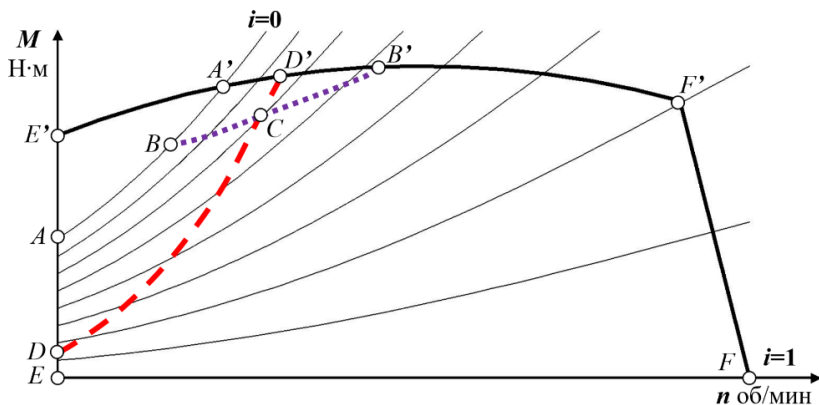


Рисунок 1 – Характеристика совместной работы ДВС и ГДТ

Далее рассмотрим образовавшиеся области характеристики совместной работы ДВС и ГДТ на предмет соответствия ТТ по $V_{\min}$ (рис. 1):

- 1) AA'E' – не имеет смысла при установившемся движении;
- 2) ABCD – соответствует;
- 3) A'BCD' – соответствует (скольжение ведущих колес);
- 4) B'CD' – соответствует в зависимости от коэффициента скольжения ведущих колес;
- 5) B'CDEFF' – не соответствует.

Из множества условий на характеристике совместной работы ДВС и ГДТ можно выделить подмножества условий 2, 3 и 4, при которых ТС соответствует ТТ по $V_{\min}$. При этом подмножества условий 3 и 4 связаны со скольжением ведущих колес, а подмножество условий 2 необходимо рассмотреть с учетом допустимости температуры рабочей жидкости, так как оно связано с областью низких значений коэффициента полезного действия ГДТ. Следует отметить, что на рис. 1 изображен частный случай расположения линий BB' и DD'.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложенный подход имеет практическое применение при обосновании выполнения ТТ по $V_{\min}$ для ТС с ГМТ, а также позволяет определить условия движения с такой скоростью.

2. Формализованный подход с учетом принятых допущений позволяет использовать современную цифровую вычислительную технику для снижения трудоемкости расчетов.

3. Дополнительные оценочные показатели позволяют качественно изменить наглядное представление классической характеристики совместной работы ДВС и ГДТ, а также проводить сравнение вариантов их комбинаций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн. : Высш. шк., 1986. – 208 с.

2. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля / В. П. Тарасик. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб. : БХВ-Петербург, 2022. – 576 с.

3. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория : учеб. пособие / В. П. Бойков, В. В. Гуськов, В. А. Коробкин [и др.] ; под общ. ред. д-ра тех. наук, проф. В.П. Бойкова. – Мн. : Новое знание, 2012. – 543 с.

4. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.

5. Jazar, R. N. Vehicle Dynamics : Theory and Application / R. N. Jazar. – New York: Springer, 2008. – 1015 p.

Представлено 22.06.2025

**МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ЭНЕРГИЕЙ
МОТОЦИКЛОВ С УЧЕТОМ РЕГИОНАЛЬНЫХ
ОСОБЕННОСТЕЙ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ**

**A REGIONAL TRAFFIC CHARACTERISTIC BASED MODEL
FOR MOTORCYCLE ENERGY CONSUMPTION**

**Данг Нгок Ань¹, Чан Чонг Дат¹, Дам Хоанг Фук¹, Ле Ван Нгия¹,
Нгуен Куок Чьеу¹, Ле Нге Тай Минь²,
Харитончик С. В.³, д-р. техн. наук, проф.,**

¹Машиностроительный Институт, Униерситет Ханоя Техники
и Науки, г. Ханой, Вьетнам,

²Университет науки и технологий Ханоя, Вьетнамская академия
наук и технологий, Ханой, Вьетнам,

³Белорусский Национальный Технический Университет,
г. Минск, Республика Беларусь

**Dang Ngoc Anh¹, Tran Trong Dat¹, Dam Hoang Phuc¹, Le Van Nghia¹,
Nguyen Quoc Trieu¹, Le Hue Tai Minh²,
Kharytonchik S. V.³, Doctor of technical Sciences, Prof.,**

¹School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science
and Technology, Hanoi, Vietnam

²University of Science and Technology of Hanoi, Vietnam Academy
of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

³Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Моделирование энергопотребления мотоциклов привлекает значительное внимание исследователей благодаря его важной роли в проектировании двухколесных транспортных средств, оценке их эксплуатационных характеристик, охране окружающей среды и разработке интеллектуальных систем. В данной работе представлена модель для расчета потребляемой энергии мотоциклов, учитывающая региональные особенности дорожного движения. Модель разработана как для мотоциклов с двигателем внутреннего сгорания, так и для электрических мотоциклов. Адекватность разработанной модели определяется путем сравнения рассчитанного энергопотребления с данными, предоставленными производителями

при движении в стандартном ездовом цикле WMTC для двух моделей: Honda Icon e и Honda Vision. Полученные результаты демонстрируют отклонения менее 10 %, что подтверждает высокую точность предложенной модели.

Energy consumption modeling for motorcycles has been extensively studied due to its importance in two-wheeled vehicle design, performance evaluation, environmental protection, and intelligent system development. This paper proposes an energy consumption model for motorcycles that incorporates regional traffic characteristic parameters. The model is developed for both internal combustion engine motorcycles and electric motorcycles. Validation is performed by comparing the model's calculated energy consumption with manufacturer-reported data under the WMTC standard driving cycle for two vehicle models: Honda Icon e and Honda Vision. Results show deviations of less than 10 %, confirming the model's accuracy.

Ключевые слова: моделирование, потребляемая энергия мотоцикла, электрический мотоцикл, характерные параметры регионального дорожного движения.

Keywords: modeling, motorcycle energy consumption, electric motorcycle, regional traffic characteristic parameters.

INTRODUCTION

Vietnam stands out as one of the most motorcycle-dependent countries in the world. According to the International Council on Clean Transportation (ICCT), Vietnam ranks second globally in terms of the number of motorcycles, just after India, despite having a significantly smaller population [1]. In fact, the motorcycle ownership rate in Vietnam is among the highest in the world, with over 70 million units in circulation as of recent years [2]. This density is evident in Hanoi, where motorcycles dominate the streets, accounting for the majority of daily commutes.

The widespread use of ICE motorcycles in Hanoi contributes substantially to urban air pollution and greenhouse gas emissions [3]. Recognizing these environmental concerns, the Hanoi municipal government has proposed a ban on gasoline-powered motorcycles by 2030, aiming to improve air quality and promote cleaner modes of transportation [4]. This planned transition toward electrification creates an urgent need for robust and region-specific vehicle energy consumption models to assess energy consumption and environmental impact.

While energy consumption models have been developed for various vehicle types – such as passenger cars, vans, trucks, and buses-comparable models for motorcycles remain lacking [5]. Existing motorcycle energy consumption models often rely on standardized cycles or real-time measurements, which are time-consuming, experimentally demanding, and poorly reflect local traffic conditions [6–8]. As a result, these models may yield inaccurate fuel and energy estimates, reducing their effectiveness for policy analysis and urban planning.

This study addresses these gaps by developing and validating an energy consumption model for motorcycles that integrates regional traffic characteristic parameters (RTCPs). The model is applicable to both electric and ICE motorcycles and is verified against real-world performance data under the WMTC driving cycle.

1. MOTORCYCLE ENERGY CONSUMPTION MODEL

1.1 Assumptions.

The model is built based on the following assumptions:

- for each completed driving cycle, the vehicle's velocity and position at the start and end are the same. Therefore, the negative inertia equals the positive inertia, and the braking power can be considered positive based on the vehicle's inertia;
- the vehicle moves on a road surface with good traction, in an environment without natural wind;
- neglect the additional losses caused by turning, as the time spent turning and steering is minimal compared to the total duration of the driving cycle;
- rapid acceleration or hard braking can cause wheel slip, affecting energy consumption calculations. However, since such events are rare on high-traction roads and occupy an insignificant portion of the overall journey time, wheel slip can be neglected in this model.

1.2. Regional traffic characteristic parameters (RTCP).

This study adopts three characteristic parameters proposed by [9] to quantify driving behavior, vehicle speed, acceleration, and energy consumption per trip within a defined area. Their definitions and calculation formulas are summarized in tab. 1.

1.3. Motorcycle model for fuel/energy consumption calculation.

The model was developed regarding (Le Van Nghia, Dam Hoang Phuc, Duong Ngoc Khanh, Trinh Minh Hoang, Ho Huu Hai, 2022; Le Van

Nghia, Le Hue Tai Minh, Dam Hoang Phuc, Duong Ngoc Khanh, Bui The Dat, 2023), but was adjusted to suit motorcycles, as shown in fig. 1.

Table 1 – Regional traffic characteristic parameters (Simpson, 2005)

Parameter	Formula	Characteristic features	Energy correlation
Average velocity	$v_{avg} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T v \cdot dt$	The rate at which the vehicle completes the journey	Rolling resistance
Root-mean-cubed velocity	$v_{rmc} = \sqrt[3]{\frac{1}{T} \int_0^T v^3 \cdot dt}$	The range of vehicle speed variation throughout the trip	Aerodynamic resistance
Characteristic acceleration	$\tilde{a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sum (v_{final}^2 - v_{initial}^2)}{v_{avg} \cdot T}$	Quantitative assessment of speed variation over the course of the journey	Vehicle inertia

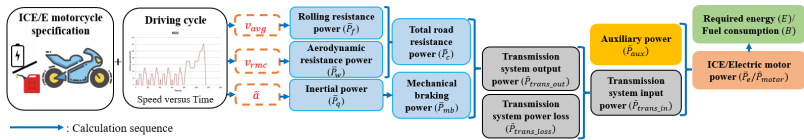


Figure 1 – Modeling sequence for ICE/Electric motorcycle

The model is derived from the wheel power balance equation, comprising resistance power (rolling and aerodynamic resistance) and inertial power. The average total resistance power is calculated as follows:

$$\bar{P}_c = \bar{P}_f + \bar{P}_w = m \cdot g \cdot \psi \cdot v_{avg} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_w \cdot A \cdot v_{rmc}^3.$$

The inertial power is averaged as follows:

$$\bar{P}_i = m \cdot \delta_i \cdot v_{avg} \cdot \tilde{a},$$

where $\bar{P}_f$ – is the average rolling resistance power (W), $\bar{P}_w$ is the average aerodynamic resistance power (W), m is the total vehicle mass and a driving person (kg), g is the gravitational acceleration (9,81 m/s²), ψ is the rolling resistance coefficient, C_w is the aerodynamic resistance coefficient,

A is the vehicle's frontal area (m^2), ρ is the air density (kg/m^3), δ_i is the rotational inertia coefficient of the drivetrain.

During deceleration, vehicle inertia is counteracted by rolling resistance and aerodynamic drag. If inertia exceeds these forces, braking is required. The average mechanical braking power is thus calculated as:

$$\bar{P}_{mb} = - \frac{\int_0^T (P_q + P_c) \Big|_{(P_q + P_c < 0), (v - v_{tr} < 0)} dt}{T},$$

where: T is the total duration of the driving cycle (s), and v and v_{tr} are the current and previous step velocities, respectively (m/s).

The transmission system output must meet the combined demands of total resistance power and mechanical braking power:

$$\bar{P}_{trans_out} = \bar{P}_c + \bar{P}_{mb}.$$

The transmission input power is averaged as follows:

$$\bar{P}_{trans_in} = \bar{P}_{trans_out} + \bar{P}_{trans_loss} = \bar{P}_c + \bar{P}_{mb} + \frac{1 - \eta_{trans}}{\eta_{trans}} (\bar{P}_c + \bar{P}_q),$$

where: $\bar{P}_{trans_loss}$ is the average power loss in the transmission system, η_{trans} is the transmission system efficiency.

Accordingly, the required power of the ICE/electric motor can be:

$$\bar{P}_e = \bar{P}_{trans_in} + \bar{P}_{aux} \quad \text{or} \quad \bar{P}_{motor} = \bar{P}_{trans_in} + \bar{P}_{aux},$$

where $\bar{P}_{aux}$ – indicates the average auxiliary power consumption, estimated to be around 100 W. The energy required for the ICE/electric motorcycle to complete the driving cycle is determined as follows:

$$E = \frac{\bar{P}_e \cdot T}{\eta_e} \quad \text{or} \quad E = \frac{\bar{P}_{motor} \cdot T}{\eta_{motor}},$$

where: η_e – is the internal combustion engine efficiency; η_{motor} – is the motor efficiency.

The ICE motorcycle's fuel consumption is thus calculated as follows:

$$B = \frac{E}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \lambda \cdot v_{avg} \cdot T},$$

where λ – is the conversion factor from gasoline (liters) to energy (kWh/l) (U.S. Department of Energy, Alternative Fuels Data Center, 2024).

2. MODEL VERIFICATION RESULTS

The model is validated by comparing its results with manufacturer data on energy/fuel consumption, using the Honda Icon e and Honda Vision as representative electric and combustion motorcycles. The Vision, representing the 100–150 cc class, is chosen for its prevalence in Vietnam (ITST, CIEM & VAMM, 2024), while the Icon e is selected for its technical similarity. Specifications are provided in tab. 2. WMTC cycle (fig. 2), is used for validation.

Table 2 – Honda Icon e and Honda Vision specifications

Vehicle specification	Honda Icon e	Honda Vision
Total vehicle weight (kg)	162 (Vietnam)	169 (Vietnam)
Aerodynamic resistance coefficient	0,65 (Yuji Araki, Kazuhiro Gotou, 2001)	0,7 (Yuji Araki, Kazuhiro Gotou, 2001)
Frontal area (m ²)	0,6 (Yuji Araki, Kazuhiro Gotou, 2001)	0,8 (Yuji Araki, Kazuhiro Gotou, 2001)
Air density (kg/m ³)	1,167 (Shelquist, 2023)	1,167 (Shelquist, 2023)
Coefficient accounting for rotational inertia of the transmission system	1,05 (Krishnamurty, 2024)	1,08 (Krishnamurty, 2024)
The conversion factor from gasoline volume to energy (kWh/l)	–	9 (U.S. Department of Energy, Alternative Fuels Data Center, 2024)

End of the table 2

Rolling resistance coefficient	0,02 (Cossalter, 2005)	0,02 (Cossalter, 2005)
Transmission system efficiency	0,88 (Vietnam)	0,88 (Vietnam)
Motor efficiency	0,95 (Vietnam)	–
ICE efficiency	–	0,3 (Vietnam)

The calculation results for the two selected vehicle models are presented in tab. 3.

Table 3 – Model calculation results

Calculated parameters	Honda Icon e	Honda Vision
Average rolling resistance power ($\bar{P}_f$)	206 W	219 W
Average aerodynamic resistance power ($\bar{P}_w$)	325 W	347 W
Average resistance power ($\bar{P}_e$)	531 W	566 W
Average mechanical braking power ($\bar{P}_{mb}$)	149 W	157 W
Average auxiliary power ($\bar{P}_{aux}$)	120 W	100 W
Average transmission output power ($\bar{P}_{trans_out}$)	680 W	723 W
Average transmission loss power ($\bar{P}_{trans_loss}$)	240 W	345 W
Average transmission input power ($\bar{P}_{trans_in}$)	920 W	1067 W
Average ICE/motor power ($\bar{P}_e / \bar{P}_{motor}$)	1040 W	1167 W
Energy consumption (E)	34,1 Wh/km	–
Energy consumption (provided by manufacturer)	36 Wh/km	–
Fuel consumption (B)	–	1.89 l/100 km
Fuel consumption (provided by manufacturer)	–	1.82 l/100 km
Deviation	5,3 %	3,7 %

The model shows less than 10 % deviation from manufacturer data [14, 15], confirming its accuracy.

CONCLUSION

An energy consumption model for motorcycles using regional traffic characteristic parameters was developed with an error margin below 10 % compared to manufacturer data. The model enables analysis of power distribution across individual components, providing a basis for optimizing their performance. It can be extended to assess the transition from internal

combustion to electric motorcycles in specific regions, offering valuable data for energy policy planning.

REFERENCES

1. Huong, Le. Fuel consumption baseline analysis for two-wheelers in Vietnam, 2017–2021 / Huong Le, Dinh-Son Tran, Francisco Posada // The International council on clean transportation. – Vietnam. – 2025. – pp. 1–64.
2. Why is Vietnam a motorcycle nation? A transport psychology study / T. L. Le, P. Dorina, T. C. Nguyen [et al.] // European Transport, Trasporti Europei. – 2024. – No. 99. – pp. 1–17.
3. A study on emission and fuel consumption of motorcycles in idle mode and the impacts on air quality in Hanoi, Vietnam / Y. L. Nguyen, A. T. Le, D. K. Nguyen [et al.] // International Journal of Urban Sciences. – 2021. – vol. 25. – pp. 1–20.
4. Hanoi city, Decision on approval of the project: Urban economic development of Hanoi city-Decision // THƯ VIỆN PHÁP LUẬT. – URL: <https://thuvienphapluat.vn/van-ban/Xay-dung-Do-thi/Quyết-dinh-3195-QĐ-UBND-2023-phe-duyet-De-an-Phat-trien-kinh-te-do-thi-Ha-Noi-56-9590.aspx> (date of access: 27 05 2025).
5. Development of On-Road Exhaust Emission and Fuel Consumption Models for Motorcycles and Application through Traffic Micro-simulation / S. Thaned, S. Atthapol, R. Thana [et al.] // Journal of Advanced Transportation. – 2017(1876). – pp. 1–10.
6. Comparative Study of Real-World Driving Cycles, Energy Consumption, and CO2 Emissions of Electric and Gasoline Motorcycles Driving in a Congested Urban Corridor / K. Triluck, S. Thaned, S. Wichuda [et al.] // Sustainable Cities and Society. – 2018. – Vol. 45. – pp. 619–627.
7. Development of real fuel consumption models for motorcycle: a case study in Hanoi, Vietnam / T. Y. L. Nguyen, D. K. Nguyen, T. D. Nguyen [et al.] // International Journal of Ambient Energy. – 2023. – Vol. 45. – No. 1. – pp. 522–541.
8. Developing neural networks-based prediction model of real-time fuel consumption rate for motorcycles: A case study in Vietnam / D. K. Nguyen, T. Y. L. Nguyen, A. T. Le [et al.] // Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. – 2022. – Vol. 44, No. 2. – pp. 3164–3177.

9. Simpson, A. G. Parametric Modelling of Energy Consumption in Road Vehicles: diss. ... for the degree of Dr. of Philosophy / Andrew G. Simpson ; University of Queensland . – St Lucia:University of Queensland, 2005. – 259 p.

10. An average method for calculating the vehicle energy consumption on driving cycles / V. N. Le, H. P. Dam, N. K. Duong [et al.] // International Review of Mechanical Engineering . – 2022. – Vol. 16, No. 12. – pp. 1245–1259.

11. The Efficiency of Changing Traditional Vehicle by EVs on Taxi Service: A Case Study on the Energy Consumption and Emission Levels in Hanoi City / V. N. Le, H. T. M. Le, H. P. Dam [et al.] // International Conference on Engineering Research and Applications, 2023. – Vol. II. – pp. 480–488.

12. U. S. Department of Energy, Alternative Fuels Data Center // Fuel Properties Comparison. – URL: https://afdc.energy.gov/files/u/publication/fuel_comparison_chart.pdf, 2024 (date of access: 27 05 2025).

13. Đề xuất giới hạn mức tiêu thụ nhiên liệu cho xe ô tô con dưới 9 chỗ trở xuống tại Việt Nam đến năm 2030, hướng tới mục tiêu phát thải ròng bằng 0 vào năm 2050 / ITST, CIEM & VAMM . – Hanoi: ITST, CIEM & VAMM, 2024. – pp. 75.

14. Technical parameters of Honda Icon e // Honda Vietnam. – URL: <https://www.honda.com.vn/xe-may/san-pham/icon-e?category=5#thong-tin-chi-tiet> (date of access: 27 05 2025).

15. Technical parameters of Honda Vision // Honda Vietnam. – URL: <https://www.honda.com.vn/xe-may/san-pham/vision?category=2#thong-tin-chi-tiet> (date of access: 27 05 2025).

16. Yuji, A. Development of Aerodynamic Characteristics for Motorcycles Using Scale Model Wind Tunnel / A. Yuji, G. Kazuhiro // SAE technical, Italy. – 2001. – pp. 4563–4581.

17. An Introduction to Air Density and Density Altitude Calculations // Wahiduddin Web. – URL: https://wahiduddin.net/calc/density_altitude.htm, 2023 (date of access: 27 05 2025).

18. Krishnamurthy, B. A review on development of powertrain for e-scooter using continuous variable transmission / B. Krishnamurthy, J. A. Dhanraj, S. K. Pandu [et al.] // 4th international conference on robotics, intelligent automation and control technologies (RIACT 2023), 2024. – pp. 263–278.

19. Cossalter, V. Motorcycle Dynamics / V. Cossalter . – 2nd English edition. – London : LULU, 2006. – 405 p.

Представлено 22.08.2025

**МОДЕЛИРОВАНИЕ АКТИВНОЙ БАЛАНСИРОВКИ ЯЧЕЕК
АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ
НА ОСНОВЕ ИНДУКТИВНОСТИ**

**INDUCTANCE-BASED ACTIVE CELL BALANCING MODELING
FOR ELECTRIC VEHICLE BATTERY**

**Нгуен Куок Чьеу¹, Ле Ван Нгиа¹, Чан Чонг Дат^{*1},
Дам Хоанг Фук¹, Ви Нгок Ту¹, Ле Нье Тай Минь²,
Харитончик С. В.³, д-р техн. наук, проф.,
Кусяк В. А.³, канд. техн. наук, доц.**

¹Машиностроительный Институт, Университет Ханоя Техники
и Науки, г. Ханой, Вьетнам

²Университет науки и технологий Ханоя, Вьетнамская академия
наук и технологий, г. Ханой, Вьетнам.

³Белорусский Национальный Технический Университет,
г. Минск, Республика Беларусь

Nguyen Quoc Trieu¹, Tran Trong Dat^{*1}, Dam Hoang Phuc¹, Le Van
Nghia¹, Le Hue Tai Minh², Vi Ngoc Tu¹,
S. Kharytonchik³, Doctor of technical Sciences, Prof.,
V. Kusyakov³, Ph. D. in Eng., Ass. prof.

¹School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and
Technology, Hanoi, Vietnam

²University of Science and Technology of Hanoi, Vietnam Academy of
Science and Technology, Hanoi, Vietnam

³Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

*E-mail: dat.trantrong@hust.edu.vn

Дисбаланс по напряжению, емкости и уровню заряда между ячейками тяговых аккумуляторных батарей электромобилей возникает со временем из-за производственных погрешностей изготовления, изменений в окружающей среде и неравномерных условий эксплуатации. Такой дисбаланс приводит к снижению эффективности использования энергии, уменьшению общей производительности системы и повышению рисков в части пожаробезопасности

сти. С целью повышения эксплуатационной эффективности аккумуляторных систем электромобилей в данной работе представлена система активной балансировки ячеек на основе индуктивности, реализованная с использованием методов математического моделирования. Разработан и апробирован в среде MATLAB/Simulink многоуровневый алгоритм активной балансировки, состоящий из трех этапов. Результаты моделирования показывают, что предложенный метод снижает отклонение напряжений между ячейками более чем на 95 % по сравнению с исходным дисбалансом, обеспечивая более равномерное распределение напряжения по всей батарее. Предложенная система представляет собой перспективную архитектуру управления, пригодную для интеграции в системы управления тяговыми аккумуляторными батареями электромобилей следующего поколения.

EV traction battery cells' imbalance in voltage, capacity, and state of charge commonly arises over time due to manufacturing inconsistencies, environmental variations and non-uniform usage. This imbalance leads to reduced energy utilization, decreased system efficiency and increased safety risks. To improve the operational performance of EV battery systems, this paper presents an inductor-based active cell balancing system using simulation techniques. A three-stage multi-layer balancing algorithm is developed and implemented using MATLAB/Simulink. Simulation results show that the proposed method significantly reduces the voltage deviation between cells by more than 95% compared to the initial imbalance, achieving better voltage uniformity across the pack. The proposed system provides a feasible control architecture that can be integrated into the EVs' battery management systems of the next generation.

Ключевые слова: электромобиль, тяговая аккумуляторная батарея, активная балансировка ячеек, система управления батареями, математическое моделирование, машинный эксперимент.

Keywords: electric vehicle, traction battery, active cell balancing, battery management system, simulation, computer experiment.

INTRODUCTION

Battery packs are among the most critical components in electric vehicles (EVs), accounting for a significant portion of the vehicle's cost and playing a direct role in overall system performance and safety. A typical EV battery pack consists of multiple modules, each comprising dozens or

hundreds of cells connected in series and parallel configurations to meet required voltage and capacity specifications. Ensuring uniform charging and discharging among all cells is essential for maximizing performance and preventing safety issues.

Cell imbalance – manifested as disparities in voltage, capacity or state of charge (SOC) – arises over time due to manufacturing variances, uneven thermal distribution, inconsistent charge/discharge rates, and aging effects [1]. If left unaddressed, this imbalance degrades usable capacity, accelerates the aging of weaker cells, and increases the risk of thermal runaway and potential fire hazards [2]. Battery management systems (BMS) typically implement balancing techniques to mitigate this issue, categorized into passive and active balancing. Passive balancing methods dissipate excess energy as heat through resistors and are simple but energy-inefficient. In contrast, active balancing redistributes charge among cells using energy transfer circuits such as inductors, capacitors or converters, offering higher efficiency and scalability [3].

Recent studies have proposed various active balancing topologies. For example, switch-capacitor-based methods [4] provide compact designs but suffer from low balancing currents, while flyback converter approaches [5] offer bidirectional energy transfer but increase complexity and cost. However, few studies have implemented inductor-based balancing with multi-layer control strategies under realistic charging scenarios.

This paper presents the modeling and simulation of an inductor-based active cell balancing system tailored for EV battery packs. A three-stage control algorithm is proposed to detect imbalances, determine target cells, and coordinate energy redistribution. The model incorporates real-world constant current - constant voltage (CC–CV) charging conditions. Simulation results validate the proposed approach’s ability to significantly reduce voltage deviation among cells and improve energy utilization efficiency, supporting its integration into next-generation BMS designs.

CELL BALANCING TOPOLOGIES AND BATTERY PACK STRUCTURE

Numerous cell-balancing methods [6] have been developed in recent years. To optimize the algorithm for maximum balancing performance, this study compares and evaluates several candidate strategies (tab. 1).

The selected approach is inductor-based active balancing, chosen to satisfy the performance and safety demands of EVs.

Table 1 – Cell balancing topologies comparison

Criteria	Passive cell balancing	Active cell balancing (inductor-based)	Active cell balancing (capacitor-based)
Methods	Switch resistor	Switch inductor	Switch capacitor
Energy Loss	High	Low	Medium
Efficiency	Poor	High	Good
Cost	Cheap	Medium	Medium
Control complexity	Simple	Complex	Complex
Balancing speed	Low	Speed	Medium

The structure of EV's battery pack is organized into multiple hierarchical levels, including cell, parallel assembly, module, module assembly and pack, as described in fig. 1.

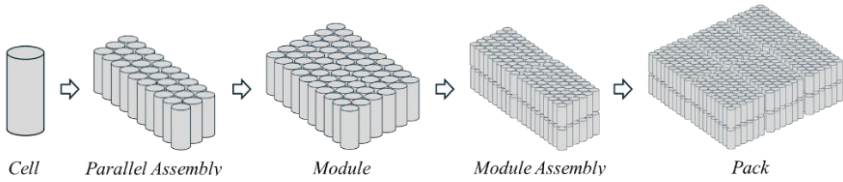


Figure 1 – Electric vehicle's battery pack structure

The Molicel INR21700-P45B cell [7], which has a similar configuration to the commonly used Samsung INR21700-48X cell in electric vehicles, was selected for the simulation. Its specifications are shown in tab. 2.

Table 2 – Molicel battery cell specifications

Parameter	Molicel INR21700-P45B
Nominal Capacity, Ah	4,5
Nominal Voltage, V	3,6
Maximum Charging Voltage, V	4,2
Cut-off Voltage, V	2,5
Dimensions (diameter × height), mm	21,15 x 70,15
Weight, g	70

MATHEMATICAL MODEL OF THE BALANCING PROCESS

Metal-Oxide-Semiconductor Field-Effect Transistor (MOSFET) is a type of field-effect semiconductor transistor that is widely used in power control systems such as motor controllers, switch-mode power supplies and battery management systems.

In this paper, the MOSFET functions as an electronic switch to control the direction and amount of energy transferred between cells [8]. The balancing process is described based on the two MOSFET (S_i , S_{i+1}) operating states [9] as follows:

State 1: S_i ON ($0 \rightarrow t_{on}$) when $V_1 - V_2 > V_{on}$:

$$V_1 = R_{on} \cdot i_L + L \cdot \frac{di_L}{dt}, \quad 0 \leq t \leq t_{on}, \quad (1)$$

where V_i – is the voltage of the higher-voltage cell (V);

V_{i+1} – is the voltage of the lower-voltage cell (V);

R_{on} – includes the on-resistance of MOSFET S_i and the resistance of the wire/inductor (Ω);

L – is the inductance of the charging coil (e. g., 10 mH), $i_L(t)$ is the current through the inductor at time t (A).

Solving this equation shows that the inductor current $i_L(t)$ increases exponentially as:

$$i_L(t) = \frac{V_i}{R_{on}} \left(1 - e^{-\frac{R_{on} \cdot t}{L}} \right) \Rightarrow i_{\max} = i_L(t_{on}) \quad (2)$$

State 2: S_i OFF ($t_{on} \rightarrow t_{on} + t_{off}$).

When S_i is turned off, the inductor must “release” its stored energy into the lower-voltage cell through a discharge path (diode of MOSFET S_{i+1}). At this moment, the voltage applied across the inductor is $V_{i+1} - V_D$. Therefore, the inductor current $i_L(t)$ changes to the following equation:

$$L \frac{di_L}{dt} + R_{off} \cdot i_L = V_{i+1} - V_D, \quad t_{on} \leq t \leq t_{on} + t_{off}, \quad (3)$$

where V_D – is the forward voltage drop across the diode of S_{i+1} .

During this period, $i_L(t)$ gradually decrease (discharges) from their peak value at $t = t_{on}$ to 0 (or approximately 0), indicating that the energy stored in the inductor has been almost completely released (fig. 2).

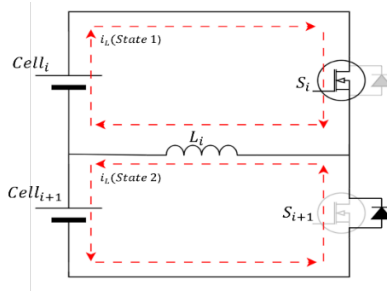


Figure 2. Energy transfer process between adjacent cells using active balancing (State 1: charging the inductor from **Cell_i**; State 2: discharging the inductor to **Cell_{i+1}**)

INDUCTOR-BASED BALANCING CONTROL STRATEGY

The balancing control strategy is implemented based on the voltage deviation between battery cells. The balancing process is carried out in three stages: pairwise balancing of adjacent cells, small-group balancing, and full-pack balancing [6]. The control strategy is described in fig. 3.

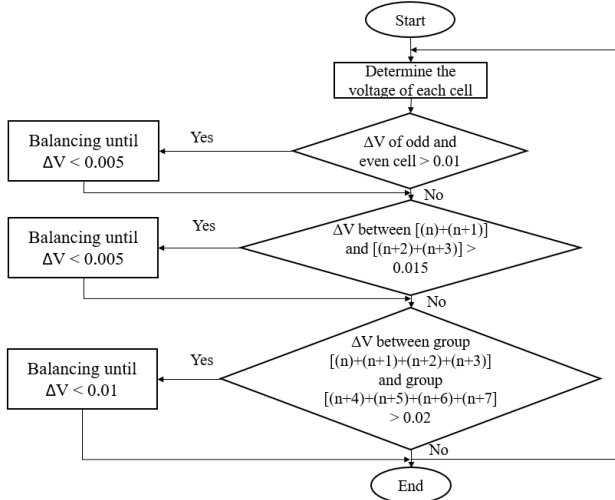


Figure 3 – Control strategy diagram for active balancing

SIMULATION RESULTS

Simulating an entire battery module-comprising hundreds of cells-would require significant computational resources and greatly increase

model complexity. Therefore, to evaluate the effectiveness of the proposed active balancing strategy, this study selects a simulation setup consisting of 8 series-connected Li-ion cells, corresponding to 8 parallel assemblies connected in series within a typical module. This configuration enables accurate representation of voltage and SOC imbalance phenomena among cells, while simplifying the analysis and tuning of the control algorithm.

The initial imbalance condition is introduced by assigning different SOC and voltage values to each cell, as shown in tabl 3, without considering the influence of temperature. Under these initial simulation conditions, the SOC ranges from 70 % to 80 %, and cell voltages range from 3,88 V to 3,98 V, resulting in an initial voltage deviation of up to 100 mV.

Table 3 – Initial setup for the simulation

Cell	1	2	3	4	5	6	7	8
SOC, %	80	71	78	73	77	72	79	70
Voltage, V	3,98	3,88	3,96	3,91	3,95	3,89	3,97	3,88

The charge/discharge simulation (see fig. 3) is carried out in Constant Current – Constant Voltage (CC–CV) mode [10] with multiple cycles in 3000 seconds.

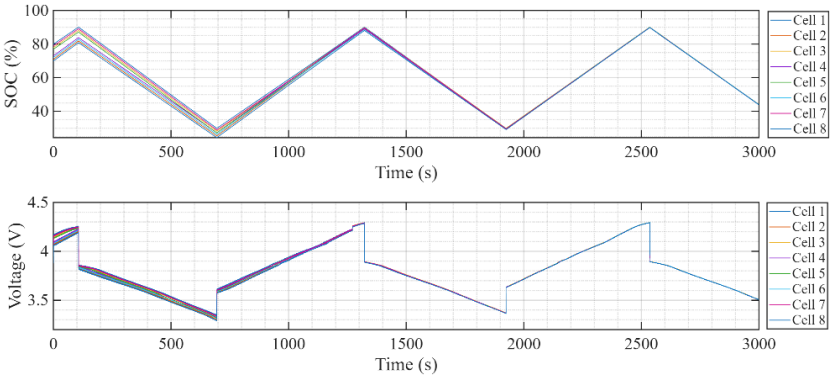


Figure 4 – An active cell balancing simulation results

Initially, there is a noticeable SOC difference between the cells. However, after just one complete charge/discharge cycle, the SOC curves begin to converge. By the second and third cycles, the SOC levels of all 8 cells

become nearly identical, indicating that the controller effectively balanced the state of charge across the pack. To extend the lifespan of the battery pack, it is recommended that users adopt at least three full charge/discharge cycles during initial operation or after long-term storage. Avoiding shallow cycling and intermittent partial charges allows the controller to better redistribute energy among cells and correct any emerging imbalances (fig. 5).

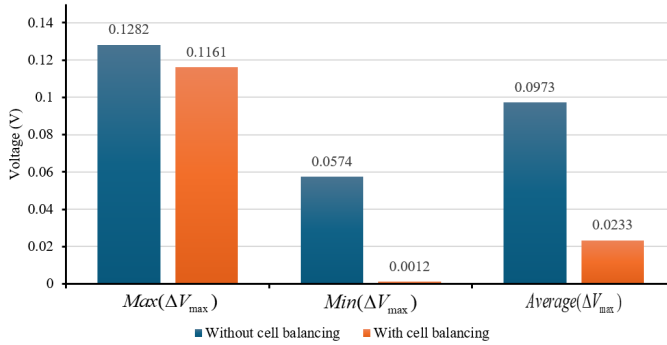


Figure 5 – Value of maximum voltage deviation between not using cell balancing and using cell balancing

After running the simulation, the average value of the maximum voltage difference ΔV_{max} , decreased by 74 mV (76,05 %) compared to the case where cell balancing was not used. In contrast, the minimum value of maximum voltage deviation ΔV_{max} , corresponding to the final stage of the simulation, dropped by 55,9 mV (97,38 %). The simulation results show high efficiency of active cell balancing.

CONCLUSION

This study developed and simulated an inductor-based active cell balancing system for electric vehicle battery packs. A three-stage control algorithm was designed and integrated with a constant current–constant voltage (CC–CV) charging model to enhance practical relevance. The system was simulated on a series-connected configuration of 8 Li-ion INR-21700 cells.

Simulation results demonstrate that the proposed strategy effectively reduced voltage and SOC imbalances between cells within a short number

of charge/discharge cycles. The battery pack achieved balanced conditions rapidly, resulting in improved energy efficiency, extended cell lifespan and enhanced operational safety. These findings highlight the viability of the proposed balancing architecture for integration into next-generation battery management systems in electric vehicles.

REFERENCES

1. A review on thermal management and safety of lithium-ion batteries for electric vehicles / X. Zhang, Z. Wang, X. Wang [et al.] // *Energy*. – 2022. – No 238. – pp. 121652. – DOI.org/10.1016/j.energy.2021.121652.
2. Yang, H. A comprehensive review on inconsistency and equalization technology of lithium-ion battery for electric vehicles / H. Yang, Z. Sida, C. Haigang [et al.] // *Int J Energy*. – 2020. – No 44. – pp. 11059–11087. – DOI.org/10.1002/er.5683.
3. Sun, W. A switched-capacitor battery equalization method for improving balancing speed / W. Sun, Y. Li, L. Liu, R. Mai // *IET Electric Power Applications*. – 2021. – No 15(1). – pp. 555–569. – DOI.org/10.1049/elp2.12045.
4. Xu, X. An Active State of Charge Balancing Method With LC Energy Storage for Series Battery Pack / X. Xu, C. Xing, Q. Wu [et al.] // *Frontiers in Energy Research*. – 2022. – pp. 9386–9397. – DOI.org/10.3389/fenrg.2022.901811.
5. Shang, Y. A Cell-to-Cell Equalizer Based on Three-Resonant-State Switched-Capacitor Converters for Series-Connected Battery Strings / Y. Shang, Q. Zhang, N. Cui, C. Zhang // *Energies*. – 2017. – No 10(2), 206. – pp. 1–15. – DOI.org/10.3390/en10020206.
6. A review: Energy storage system and balancing circuits for electric vehicle application / A. K. M. Ahasan Habib, M. K. Hasan, M. Mahmud [et al.] // *IET Power Electronics* published by John Wiley & Sons Ltd on behalf of The Institution of Engineering and Technology. – 2020. – pp. 1–13. – DOI.org/10.1049/pel2.12013.
7. INR-21700-P45B Product Page // Molicel. – URL: <https://www.molicel.com/inr21700-p45b/> (date of access: 16.06.2025).
8. Rajpathak, A. N. Analysis Of Cell Balancing Techniques In BMS For Electric vehicle / A. N. Rajpathak, A. Nath // 2022 International Conference on Intelligent Controller and Computing for Smart Power (ICIC-CSP). – pp. 125–141. – 2022. – DOI.org/10.1109/ICICCSPP5353-2.2022.9862513.

9. Venkatasatish, C. D. Design and implementation of an inductor based cell balancing circuit with reduced switches for Lithium – ion batteries / C. D. Venkatasatish // Scientific Reports. – 2024. – DOI.org/10.1038/s41598-024-80096-9.

10. Amit Kumar De, S. D. Establishment of transition point in operating mode for Constant Current Constant Voltage (CC-CV) charging of Li-ion batteries / S. D. Amit Kumar De // World Journal of Advanced Engineering Technology and Sciences. – 2021. – No 03(01). – pp. 72–83. – DOI.org/10.30574/wjaets.2021.3.1.0053.

УДК 629.03

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ
ПРОЧНОСТИ РАМЫ ГРУЗОВИКА
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 3,5 ТОННЫ**

**DESIGN AND STATIC DURABILITY SIMULATION
OF A 3.5-TON TRUCK FRAME**

**Ле Нге Тай Минь¹, Ле Ван Нгиа², Чан Чонг Дат²,
Дам Хоанг Фук^{*2}, Фам Ван Тханг², Нгуен Куанг Куи²,
Харитончик С. В.³, д-р техн. наук, проф.,**

¹ Университет науки и технологий Ханоя, Вьетнамская академия
наук и технологий, Ханой, Вьетнам

² Машиностроительный Институт, Университет Ханоя Техники
и Науки, г. Ханой, Вьетнам

³ Белорусский Национальный Технический Университет, г. Минск,
Республика Беларусь

Le Hue Tai Minh¹, Le Van Nghia², Tran Trong Dat², Dam Hoang Phuc^{*2},
Pham Van Thang², Nguyen Quang Quy²,
S. Kharytonchik³, Doctor of technical Sciences, Prof.,

¹ University of Science and Technology of Hanoi, Vietnam Academy
of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

² School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science
and Technology, Hanoi, Vietnam

³ Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

*E-mail: phuc.damhoang@hust.edu.vn

В настоящее время автомобильный транспорт является неотъемлемой частью логистической цепочки, обеспечивая почти 80 % грузоперевозок. Однако качество дорожного покрытия во Вьетнаме еще не полностью гарантировано, и транспортные средства часто эксплуатируются на неровных дорогах с многочисленными дефектами, что подвергает раму грузовика постоянным изгибающим и крутящим нагрузкам, представляющим опасность как для людей, так и для имущества. В связи с этим данное исследование посвящено анализу рамы грузовика посредством ее проектирования и расчетов прочности в условиях

статической полной нагрузки с использованием метода конечных элементов (FEM). Результаты моделирования показывают, что спроектированная рама грузовика обладает достаточной прочностью.

Currently, road transport is an indispensable part of the supply chain, accounting for nearly 80 % of freight transportation. However, the quality of road surfaces in Vietnam is not yet fully guaranteed, and vehicles frequently operate on rough roads with numerous irregularities, subjecting the truck frame to continuous bending and torsional loads that may pose risks to both people and property. Therefore, this paper focuses on analyzing a truck frame by designing and conducting durability simulations under static full-load condition using the Finite Element Method (FEM). The simulation results show that the designed truck frame maintains sufficient strength.

Ключевые слова: статическая нагрузка, статическая прочность, шасси, рама грузовика 3,5 т, HyperMesh, метод конечных элементов, МКЭ.

Keywords: static load, static durability, chassis, 3,5 tons truck frame, HyperMesh, finite element method, FEM.

INTRODUCTION

In recent years, the rapid growth of urban freight demand has significantly increased the role of medium- and light-duty trucks in city logistics, as they are commonly used for their flexibility and operational efficiency [1]. However, road transport infrastructure in many developing countries, including Vietnam, faces challenges such as degraded and uneven pavements, which negatively affect vehicle performance, durability, and reliability [2]. Therefore, accurately assessing vehicle behavior under realistic road conditions is essential for improving vehicle dynamics and ensuring operational safety.

FEM is widely recognized as the most effective approach for evaluating truck frame design, especially for identifying stress concentrations and deformations to predict service life and optimize structural performance [3, 4]. Accordingly, this paper presents the design and static durability analysis of a 3,5-ton truck frame using FEM.

RESEARCH METHODOLOGY

The paper presents the method of designing and evaluating the durability of a truck frame using the FEM (fig. 1). The truck frame is designed

based on the theory of strength of materials and simulated for durability under static full-load condition.

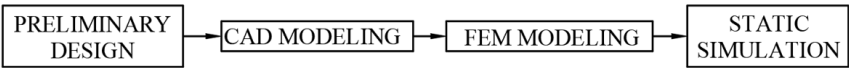


Figure 1 – Research Methodology Diagram

TRUCK FRAME DESIGN

In this section, the truck frame is designed to ensure sufficient bending and torsional strength. Based on the specifications of 3,5-ton trucks, the frame is simplified into a 2d model (fig. 2), with C-shaped longitudinal beams selected as shown in fig. 3. The strength of materials theory is then applied to calculate the maximum bending and shear stresses according to Equation (1) (tab. 1).

Table 1 – Component Masses

Components	Frame	Cabin	Powertrain	3 people in cabin	Unsprung mass	Other components	Maximum cargo load
Masses (kg)	200	350	700	210	600	250	2190

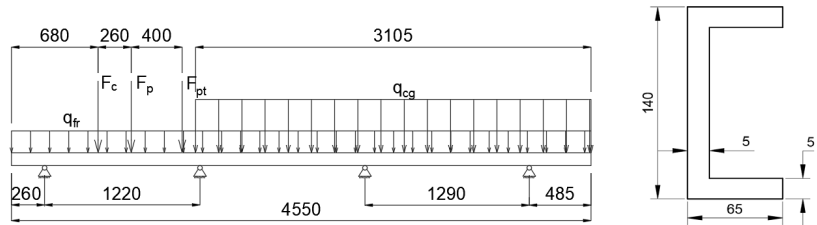


Figure 2 – Simplified 2D+ truck frame model and beam cross-section:
 F_c, F_p, F_{pt} – loads of the cabin, peoples, and powertrain (N);
 q_{cg}, q_{fr} – distributed loads of the cargo and truck frame (N/mm)

During operation, the vehicle is subjected to complex dynamic effects from uneven road surfaces. Therefore, this study conducts calculations and simulations using static loads multiplied by a Dynamic Load Factor (DLF). Since the DLF value varies depending on the type of road [5, 6], this paper adopts a DLF value of 2 to represent the road conditions in Vietnam.

Determination of σ_{max} and τ_{max} :

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{J_x} \cdot y_{\max}^k \quad \text{and} \quad \tau_{\max} = \frac{|Q_y|_{\max}}{J_x} \cdot b^c \cdot S_x^c \quad (1)$$

Applying the Distortion Energy Theory (von Mises yield criterion):

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma] \quad (2)$$

Table 2 – Results of Stress

Parameter	$\sigma_{\max}$	$\tau_{\max}$	σ_v
Value (MPa)	90,50	12,98	93,26

From tab. 2, σ_v is 93,26 MPa, much lower than the yield strength of the frame material, S500MC steel (620 MPa) [7]. Hence, the truck frame is considered safe with the selected dimensions of the longitudinal beam cross-section.

MODEL CONSTRUCTION

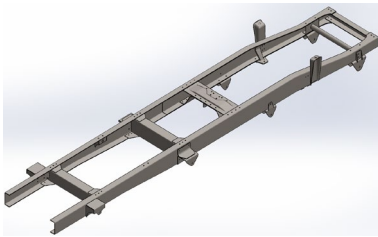


Figure 3 – CAD model of the truck frame

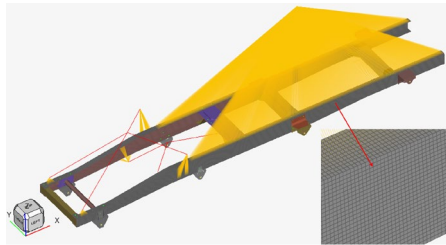


Figure 4 – FEM model of the truck frame

Fig. 3 shows the CAD model of the truck frame, with S500MC steel and dimensions obtained from actual measurements and the technical specifications of the reference vehicle, Hino 300 616 MT 2525 STD [7–9].

Fig. 4 shows the FEM-model of the truck frame using a combination of two 2D element types, quads and trias, to reduce computational time, improve accuracy, and provide flexibility for complex geometries such as

the truck frame. The element size was set to 5 mm, and the element quality was controlled according to several built-in software criteria [10] (tab. 3).

Table 3 – Element quality of the FEM truck frame model

Parameter	Value	Result
Number of elements	194814	
Number of nodes	200768	
Warpage	Maximum deviation: 0,2518°	Pass
Aspect ratio	Maximum deviation: 2,588	Pass
Jacobian	Minimum value: 0,5004	Pass
Minimum length	3 mm	Pass
Maximum length	8,993 mm	Pass

DURABILITY ANALYSIS

To evaluate the structural performance of the truck frame, a static full-load simulation was performed using the finite element model developed in Section 4. The frame was constrained at the leaf spring bracket positions, which restricted all six degrees of freedom, effectively replicating realistic mounting conditions (fig. 5, 6).

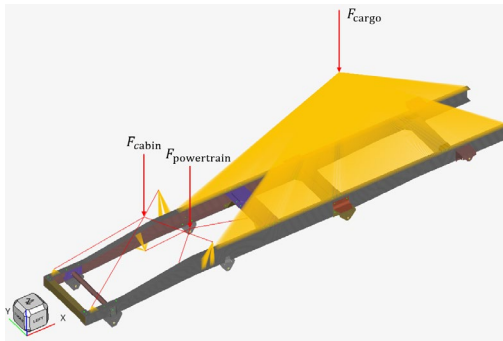


Figure 5 – Distribution of cabin, powertrain, and cargo loads on the truck frame

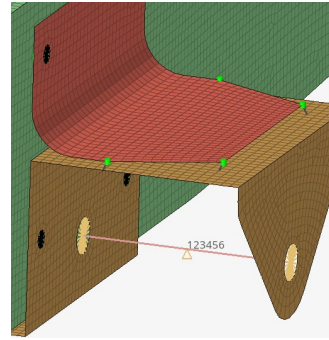


Figure 6 – Constrained at the spring bracket positions

Forces corresponding to the cabin and driver, powertrain assembly, and maximum cargo load were applied based on their respective masses multiplied by a Dynamic Load Factor (DLF) of 2. This factor accounts for road irregularities and simulates more demanding real-world conditions that vehicles experience in Vietnam (tab. 4).

Table 4 – Mass of the assemblies exerting forces on the frame

Assembly	Cabin + driver	Powertrain assembly	Cargo body
Mass x DLF (kg)	1120	1400	4380

The total applied mass, distributed across the key load-bearing regions of the frame, resulted in a structural loading scenario equivalent to approximately 6900 kg. fig. 7 illustrates the load application, while fig. 8 shows the resulting stress distribution. The analysis revealed that the maximum von Mises stress occurred near the junctions of the cross members and the longitudinal beams, reaching a value of 155,1 MPa. This stress concentration represents the most critical area of the frame under full static load.

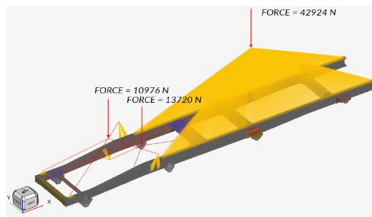


Figure 7 – Truck frame is subjected to static full-load conditions

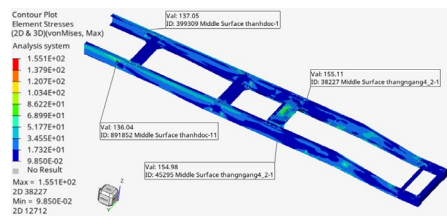


Figure 8 – Stress distribution of the truck frame under full static load

Despite these stress peaks, the maximum value remains significantly lower than the yield strength of the chosen S500MC high-strength structural steel (620 MPa). This provides a safety factor of approximately 4, indicating that the frame can withstand loading conditions far beyond the rated operational capacity. Furthermore, no excessive deformations or local instabilities were observed, confirming that the frame possesses robust stiffness and structural integrity. The results demonstrate that the designed frame is not only capable of supporting the nominal load but also has reserve capacity to accommodate occasional overloads and challenging operating environments.

CONCLUSION

This study presented the design and durability evaluation of a 3,5-ton truck frame using the Finite Element Method. By applying static full-load conditions with an additional dynamic load factor, the analysis simulated realistic operating environments typical of Vietnamese road conditions.

The results indicated that the maximum stress of 155,1 MPa was well below the yield strength of S500MC steel (620 MPa), ensuring structural safety and reliability.

In conclusion, the durability analysis confirmed that the designed frame maintains sufficient strength with a high safety margin, making it suitable for practical operation under heavy load and rough road conditions. Future research should extend this work to include dynamic load simulations, fatigue life prediction, and optimization of weight-to-strength ratio to further enhance the performance of the truck frame.

REFERENCES

1. Sanchez-Diaz, I. A Time-Efficiency Study of Medium-Duty Trucks Delivering in Urban Environments / I. Sanchez-Diaz, L. Palacios-Arquello, A. Levandi [et al.] // Sustainability. – 2020. – pp. 2–15. – DOI:10.3390/su12010425.
2. Thi Kim Dang Tran. Low Traffic Road Pavement Deterioration in Vietnam, 2021 // Springer. – URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-981-16-0053-1_27 (date of access: 10.09.2025).
3. Nouby, M. Gh. Applications of Finite Element Stress Analysis of Heavy Truck Chassis: Survey and Recent Development / M. Ghazaly Nouby // Journal of Mechanical Design and Vibration. – 2014. – Vol. 2, No. 3. – pp. 69–73. – <https://doi.org/10.12691/JMDV-2-3-3>.
4. Abhishek Kumar Khare. Design Optimization of Truck Chassis using Finite Element Analysis / Abhishek & Girish Kumar Khare // Ijrasnet Journal For Research in Applied Science and Engineering Technology. – 2025. – Vol. 13. – pp. 453–466. – <https://doi.org/10.22214/ijrasnet.2025.73031>.
5. Bui, V. C. Influence of Heavy Truck Operating Condition on Dynamic Load Coefficient / Bui Van Cuong, Le Van Quynh, Le Xuan Long // Engineering Research and Application. – 2018. – pp. 372–379. – DOI:10.1007/978-3-030-04792-4_49.
6. Trương Đăng Việt Thắng. A study to determine dynamic loadings affecting the semi-trailer frame / Trương Đăng Việt Thắng, Trịnh Minh Hoàng, Nguyễn Trọng Hoàn // Computer-Aided Industrial Design & Conceptual Design : 11th International Conference. – Vol. 2. – 2018. – pp. 84–91. – DOI:10.1109/CAIDCD.2010.5681971.

7. SteelPRO Group, S500 // Thép kết cấu cường độ cao. – URL: <https://steelprogroup.com/high-strength-structural-steel/s500/#readmore> (date of access: 10 09 2025).

8. Hino Autralia, Specifications // Hino 616 STD MAN. – URL: https://www.hino.com.au/uploads/pdf/specificationchassis/616_STD_Cab.pdf (date of access: 10 09 2025).

9. Hino Autralia, Specifications // Hino 616 STD MAN. – URL: [https://www.hino.com.au/uploads/pdf/specification/HSMY20616STD-0325_WEB_\(2\).pdf](https://www.hino.com.au/uploads/pdf/specification/HSMY20616STD-0325_WEB_(2).pdf) (date of access: 10 09 2025).

10. Urquiza, A. Practical Aspects of Finite Element Simulation A Student Guide / A. Urquiza, V. Hanchate. – Altair : Altair University, 2012. – 503 p.

Представлено 20.09.2025

УДК 629.331

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА МАСС ЛЕГКОВОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ

ESTIMATED ESTIMATION OF THE INFLUENCE
OF THE POSITION OF THE CENTER OF MASS OF AN ELECTRIC
PASSENGER CAR ON THE INDICATORS OF CONTROLLABILITY
AND STABILITY

**Колесникович А. Н., Кравченко Александр Л.,
Кравченко Алексей Л., Гончарко А. А.**

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Kalesnikovich, Aliaksandr Krauchonak,
Aliaksei Krauchonak, A. Hancharka,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

С помощью компьютерного моделирования проведена оценка влияния положения центра масс на управляемость и устойчивость электромобиля. Рассмотрены три весовые состояния и определены максимальные скорости движения на критических режимах.

With the help of computer modeling, an assessment of the influence of the position of the center of mass on the controllability and stability of an electric vehicle was carried out. Three weight states are considered and the maximum speeds of movement in critical modes are determined.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, электромобиль, центр масс, управляемость, устойчивость, ADAMS.

Keywords: computer modeling, electric vehicle, center of mass, controllability, stability, ADAMS.

ВВЕДЕНИЕ

Управляемость и устойчивость электромобиля являются ключевыми эксплуатационными характеристиками, определяющими безопасность движения и комфорт водителя. Управляемость отражает

способность автомобиля точно реагировать на управляющие воздействия, обеспечивая прогнозируемость и стабильность при маневрировании. Устойчивость характеризует сопротивляемость автомобиля к опрокидыванию и потере сцепления с дорогой при воздействии внешних сил, таких как боковой ветер или инерционные нагрузки. Высота центра масс существенно влияет на эти свойства: повышение центра масс приводит к увеличению кренов кузова, снижению устойчивости на поворотах и возрастанию риска опрокидывания, особенно при резких маневрах. Оптимизация распределения массы и снижение высоты центра тяжести являются важными задачами при проектировании шасси и подвески современных автомобилей.

По статистике, около 15 % всех дорожно-транспортных происшествий – это опрокидывание транспортных средств [1–3].

В Республике Беларусь ведется активная работа по развитию всех видов электротранспорта, согласно Комплексной программы развития электротранспорта. Разработка отечественного легкового электромобиля BELGEE eX50 ведется на платформе серийно выпускаемого легкового автомобиля BELGEE X50 (рис. 1).



Рисунок 1 – Общий вид электромобиля

ОПИСАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ

В рамках исследований управляемости и устойчивости электромобиля на этапе проектирования [4] была разработана его динамическая модель в программе ADAMS. С помощью которой, методами виртуальных испытаний проведены исследования по оценке влияния положения центра масс на показатели управляемости и устойчивости.

Модель включает такие подмодели как подвески, рулевое управление, тормозная система, колеса и кузов (рис. 2).

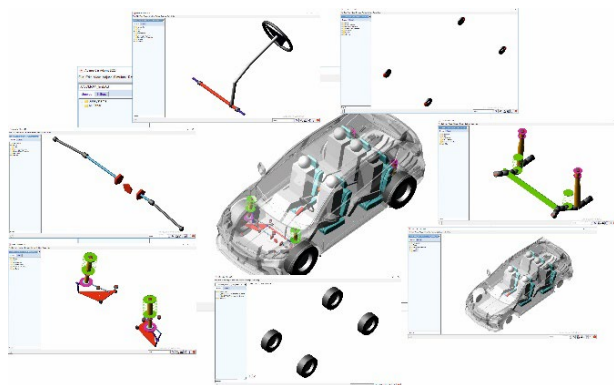


Рисунок 2 – Состав динамической модели электромобиля

Рассмотрены 3 варианта весовых состояний электромобиля. Положение центра масс и весовое состояние для вариантов электромобиля представлено в табл. 1.

Таблица 1 – Массы и положение центров масс электромобиля

Параметр	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Расстояние от центра переднего колеса до ЦМ по горизонтали, мм	1139	1264	1322
Расстояние от центра переднего колеса до ЦМ по вертикали, мм	220	252	252
Весовое состояние электромобиля, кг	1793 (Снаряженный электромобиль с водителем)	2074 (С водителем, 3-мя пассажирами и грузом в багажнике)	2074 (С водителем, 2-мя пассажирами и грузом большей массы в багажнике)

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

Виртуальные испытания по оценке поперечной устойчивости электромобиля проведены путем моделирования опрокидывания ТС на виртуальном стенде по методике [5]. Виртуальные испытания проведены для определения критических углов наклона опорной площадки при опрокидывании электромобиля в различных вариантах состояния.

На рис. 3 представлена визуализация процесса виртуальных испытаний поперечной устойчивости автомобиля на стенде.

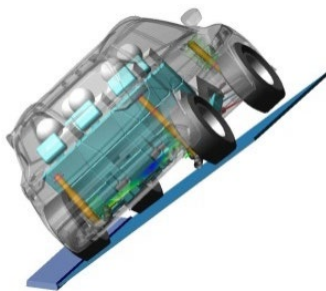


Рисунок 3 – Визуализация процесса виртуальных испытаний электромобиля по оценке поперечной устойчивости

В табл. 2 представлены сводные результаты расчета показателей поперечной устойчивости для всех рассматриваемых вариантов состояний.

Таблица 2 – Результаты расчета углов поперечной устойчивости

Параметр	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Угол наклона α опорной площадки испытательного стенда в момент отрыва всех колес правой стороны °	48,4°	46,6°	46,5°

Как видно из таблицы 2, разница в угле поперечной устойчивости между вариантами 2 и 3 составляет 0,1°. Таким образом, можно сделать вывод, что при одинаковой массе и высоте центра масс, его смещение на 58 мм в продольной плоскости не оказывает существенного влияния на поперечную устойчивость. При выполнении маневра в снаряженном состоянии (вариант 1) угол поперечной устойчивости больше на 1,8°, что связано с более низким положением высоты центра масс.

На рис. 4 представлены графики изменения реакций вертикальных сил, возникающих в шинах электромобиля в зависимости от угла наклона опорной площадки испытательного стенда, в процессе виртуальных испытаний по оценке поперечной устойчивости для всех рассматриваемых вариантов состояний.

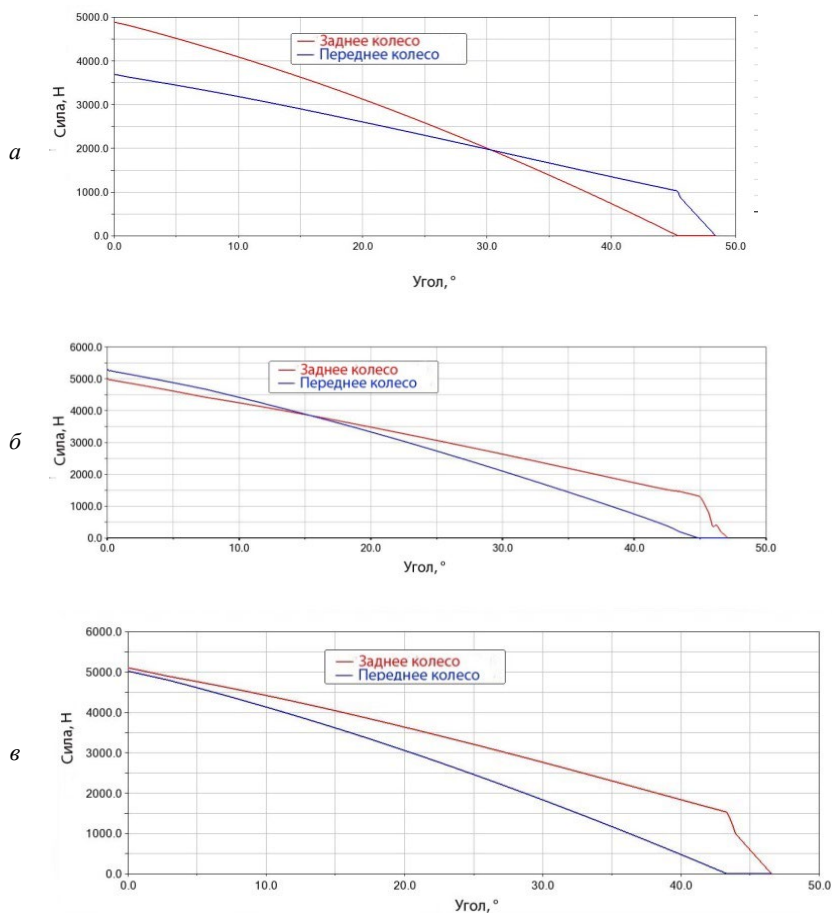


Рисунок 4 – Графики изменения реакций вертикальных сил в шинах электромобиля (правая сторона):
a – 1 вариант; *б* – 2 вариант; *в* – 3 вариант

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ

Для определения критической скорости по критерию устойчивости и управляемости проведены виртуальные испытания на максимально устойчивой скорости движения автомобиля согласно методике [5].

Кинограмма выполнения маневра «переставка» электромобилем представлена на рис. 5.

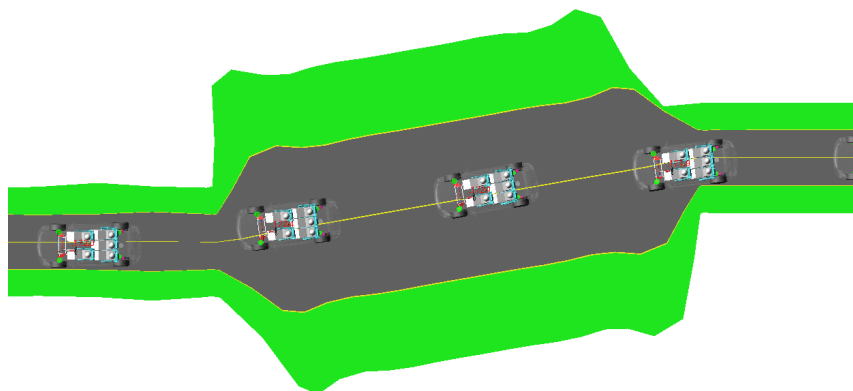


Рисунок 5 – Кинограмма выполнения маневра «переставка» электромобилем

В таблице 3 представлены сводные результаты расчета показателей управляемости для рассматриваемых вариантов состояний.

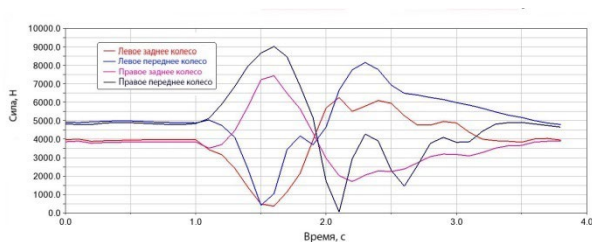
Таблица 3 – Результаты расчета показателя управляемости

Параметр	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Макс. скорость выполнения маневра «переставка», км/ч	107	101	104

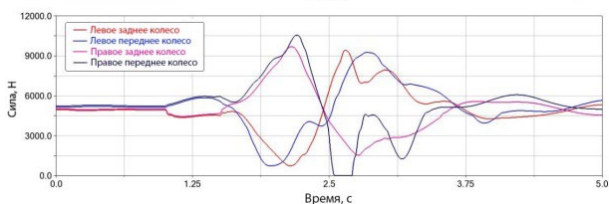
Как видно из табл. 3, смещение центра масс груза на 58 мм в продольной плоскости увеличивает максимальную устойчивую скорость выполнения маневра «переставка» на 3 км/ч. При выполнении маневра в снаряженном состоянии (вариант 1) устойчивая скорость выше на 6 км/ч по сравнению с вариантом 2, что связано с более низким положением высоты центра масс.

Результаты виртуальных испытаний электромобиля для рассматриваемых вариантов состояний приведены на рис. 6.

a



б



в

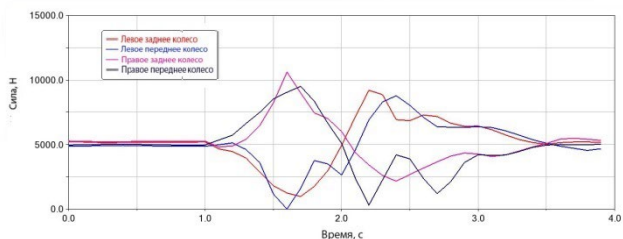


Рисунок 6 – Графики изменения вертикальных сил на колесах электромобиля при выполнении маневра «переставка»:
a – 1 вариант; *б* – 2 вариант; *в* – 3 вариант

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для варианта 1 показатели устойчивости и управляемости более высокие, что объясняется самым низким расположением центра масс, что на 14 % ниже 2 и 3 вариантов.

Сравнивая варианты 2 и 3, можно сделать вывод, что при одинаковой высоте и отличающемся на 4 % в продольном направлении положении центра масс, разница в углах статической устойчивости (показатель устойчивости) незначительна. Максимальная скорость прохождения маневра «переставка» (показатель управляемости) при этом отличается на 3 км/ч в пользу варианта 3.

Проведенный анализ показал, что компьютерное моделирование позволяет оценить влияние положения центра масс на управляемость и устойчивость электромобиля на критических режимах движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Войтко, А. М. Улучшение устойчивости транспортного средства с повышенным центром тяжести за счет установки пневматической подвески / А. М. Войтко // Молодой ученый. – 2017. – № 46 (180). – С. 44–49. – URL: <https://moluch.ru/archive/180/46405/> (дата обращения: 22.01.2025).
2. Статистика // Сайт газеты «Транспортная безопасность». – URL: <https://tbgazeta.by/statistika-3/> (дата обращения: 07.04.2025).
3. Статистика дорожно-транспортных происшествий за 10 месяцев // Сайт газеты «Транспортная безопасность». – URL: <https://tbgazeta.by/statistika-dorozhno-transportnyh-proisshestvij-za-10-mesyaczev/> (дата обращения: 07.04.2025).
4. Провести виртуальные испытания по оценке устойчивости, управляемости, профильной проходимости, плавности хода и тормозных свойств электромобиля. Дать рекомендации по совершенствованию конструкции : отчет о НИР / «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси». – Мн., 2024. – 52 с. – № 20240010.
5. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний : ГОСТ 31507-2012. – М. : Стандартинформ, 2013. – 54 с.

Представлено 17.10.2025

УДК 629.351

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ТРАМВАЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОКАРКАСА С УЧЕТОМ ОБШИВКИ И ОСТЕКЛЕНИЯ

**CALCULATION MODEL OF A TRAM FOR RESEARCHING
THE STRENGTH OF A METAL FRAME, TAKING INTO ACCOUNT
THE CLADDING AND GLAZING**

**Литвинюк П. С.¹, Шмелев А. В.¹, канд. техн. наук, доц.,
Шукюров А. О.¹, Суденко Н. А.¹, Чирун С. И.²,**

**¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь**

²ОАО «БКМ Холдинг», г. Минск, Республика Беларусь

**P. Litvinuk¹, A. Shmialiou¹, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,
A. Shukiurov¹, N. Sudenko¹, S. Chirun²,**

**¹The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus**

²JSC «BKM Holding», Minsk, Belarus

Рассмотрена методика расчета металлокаркаса трамвая с учетом обшивочного материала, стекол и клеевых соединений. Описаны особенности моделирования клеевого соединения. Представлены результаты конечно-элементного моделирования металлокаркасов с учетом обшивочного материала и без учета обшивочного материала. Сделаны выводы о целесообразности учета обшивочного материала и остекления при проведении прочностных расчетов на соответствие металлокаркаса ГОСТ 34809-2021 [1].

This article examines a calculation method for tram metal frames, taking into account cladding material, glass, and adhesive joints. The specifics of adhesive joint modeling are described. The results of finite element modeling of metal frames with and without cladding material are presented. Conclusions are drawn regarding the feasibility of including cladding material and glazing when conducting strength calculations for metal frame compliance with GOST 34809-2021 [1].

Ключевые слова: компьютерное моделирование, трамвай, конечно-элементное моделирование, прочностной расчет.

Keywords: *computer modeling, tram, finite element modeling, strength calculation.*

ВВЕДЕНИЕ

Современные технологии проектирования позволяют при разработке новых конструктивных решений учитывать все больше элементов конструкции, оказывающих положительное влияние на прочностные характеристики несущих конструкций [2]. В легком пассажирском рельсовом транспорте (далее – трамвай), каркас вагона является его основным несущим элементом и представляет собой сложную пространственную балочную систему, в которой при распределении нагрузки взаимодействует большое количество несущих и вспомогательных элементов. Оценка нагруженности и прочности каркаса, позволяет оценить его работоспособность и оптимизировать создаваемую конструкцию, тем самым исключить возможные причины поломок в процессе эксплуатации. При использовании низкопольной компоновки в силовой конструкции трамвая возникают зоны перехода от элементов конструкции высокой жесткости к элементам конструкции низкой жесткости. Данные переходы выступают концентраторами напряжений, что в свою очередь негативно сказывается на прочности и долговечности каркаса трамвая. Учет обшивок каркаса трамвая позволяет исключить необходимости в чрезмерном усилении зон концентрации напряжений и, в свою очередь, позволяет использовать низкопольную компоновку с обеспечением прочностных характеристик. Применение клеевых соединений [3–10] между металлокаркасами и обшивками распространено в области каркасно-панельного пассажирского транспорта (автобусах, троллейбусах, трамваях и т. д.).

ПОДГОТОВКА МОДЕЛИ К РАСЧЕТУ

Расчет металлокаркаса трамвая методом конечных элементов подразумевает предварительную подготовку рациональной компьютерной модели, используемой в расчетах [11, 12]. На данном этапе производится упрощение геометрической модели конструкции, которое заключается в удалении элементов конструкции, не оказывающих влияния на прочность и жесткость исследуемого объекта. При подготовке модели устраняются интерференции и зазоры, создаются топологические связи с последующим преобразованием некоторых

элементов конструкции из объемных твердотельных элементов в оболочечные или балочные элементы. Подготовленная модель металлокаркаса трамвая представлена на рис. 1.

В реальной конструкции обшивка трамвая и стекла крепятся к металлокаркасу с использованием специального клея-герметика (рис. 2).

Применение современных технологий проектирования при разработке новых конструктивных решений позволяет учитывать все больше элементов конструкции, которые оказывают положительное влияние на прочностные характеристики конструкций. Сделан акцент на возможность учета обшивок каркаса трамвая, которые дают снижение растягивающих напряжений в расчетных зонах до 73 %. Такой подход позволяет производителям легкого рельсового транспорта создавать конкурентный продукт, который соответствует современным тенденциям пассажирского транспорта по снижению уровня пола и увеличения пассажироместности.

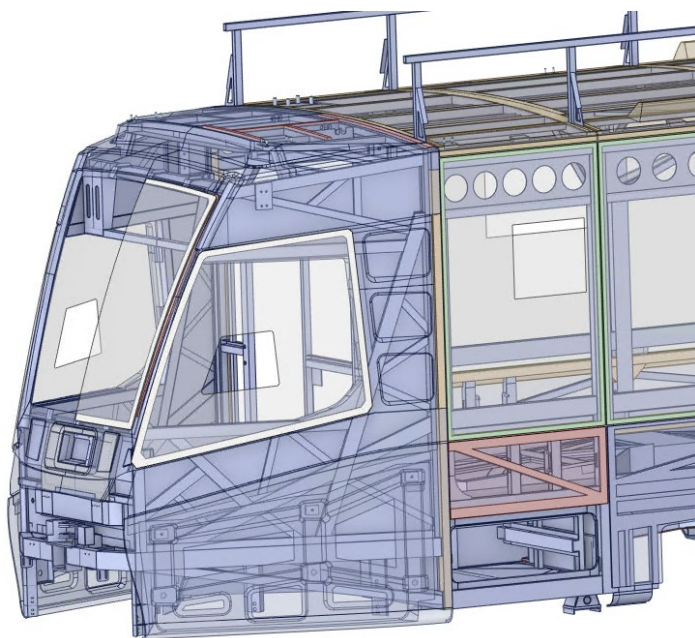


Рисунок 1 – Пример модели металлокаркаса с обшивкой



Рисунок 2 – Крепление обшивки трамвая на металлокаркасу

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В среде программного комплекса ANSYS Workbench [13], на основе предварительно подготовленной твердотельной геометрической модели, создаются расчетные конечно-элементные модели металлокаркаса, включая моделирование клеевого соединения и обшивки трамвая (рис. 3). Клеевой слой между металлокаркасом и внешней обшивкой моделируется контактным взаимодействием типа Bonded.

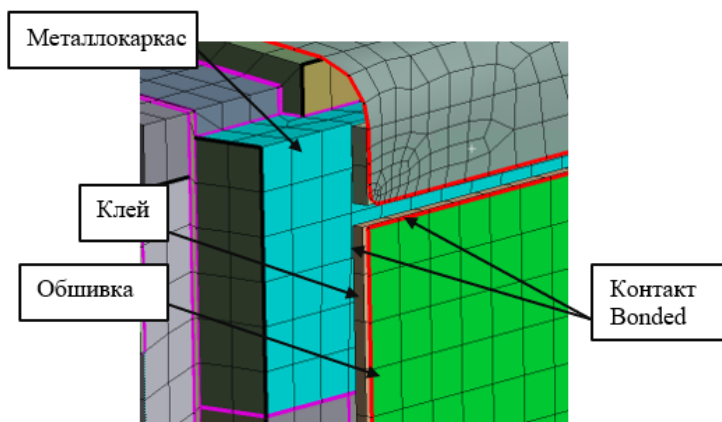


Рисунок 3 – Фрагмент конечно-элементной модели металлокаркаса трамвая с клеевым соединением и обшивкой

НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЖИМ МЕТАЛЛОКАРКАСА ТРАМВАЯ

Для проверки работоспособности модели с учетом обшивки и остекления принят режим нагружения диагонального вешивания. В качестве внешних сил, действующих на конструкцию, задавались: вертикальные нагрузки от веса кузова и оборудования; вертикальные силы от массы тележек; ускорение свободного падения, которое составляет $9,806 \text{ м/с}^2$. Ограничения степеней свободы: в точке *A* – ограничено перемещение по осям *X*, *Y*, *Z*; в точке *B* – ограничено перемещение по осям *X*, *Y*. Граничные условия модели трамвая для расчета представлены на рис. 4.

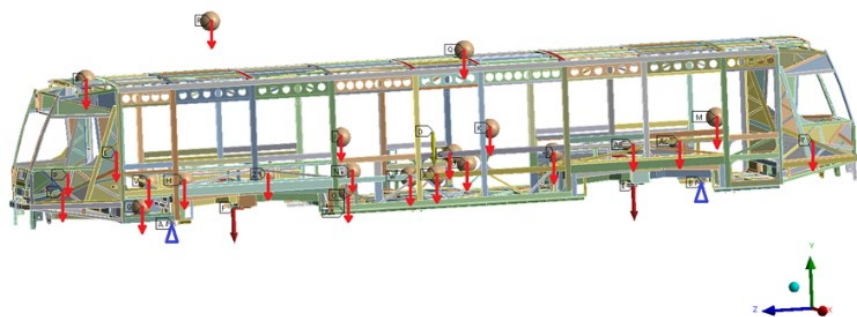


Рисунок 4 – Схема нагружения (обшивки металлокаркаса, стекла и клеевые соединения скрыты)

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ МЕТАЛЛОКАРКАСА ТРАМВАЯ

Результат компьютерного моделирования нагружения металлокаркаса трамвая при диагональном вешивании представлен на рис. 5 в виде картины распределения растягивающих напряжений. При анализе напряженно-деформируемого состояния металлокаркаса особое внимание уделяется растягивающим напряжениям ввиду того, что они наиболее часто оказывают критическое влияние на прочность и устойчивость конструкций. Растягивающие напряжения, особенно при близком к предельной прочности значениям, могут приводить к необратимым деформациям и разрушению элементов металлокаркаса.

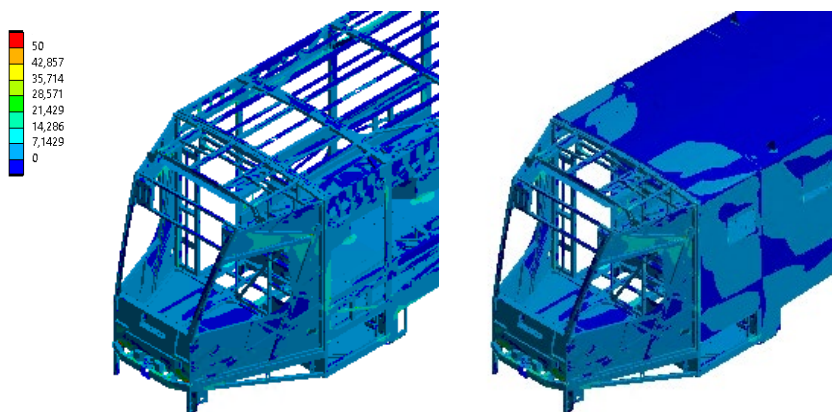


Рисунок 5 – Распределение растягивающих напряжений в трамвае

Учет обшивки трамвайного транспорта позволяет снизить пиковые напряжения до 73,46 % для расчетного режимов нагружения в соответствии с ГОСТ 34809-2021. Среднее значение напряжения в 25 зонах измерения снижаются на 41,16 % при учете обшивки легко-рельсового пассажирского транспорта. Наиболее выраженное снижение уровня напряжений наблюдается в областях оконных проемов, в которых при диагональном вывешивании формируется диагональные смещения, воспринимаемые элементами обшивки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрена актуальная научно-техническая задача расчетного исследования силовых конструкций трамвая на соответствие требованиям ГОСТ 34809-2021 с применением компьютерного моделирования. Применение современных технологий проектирования при разработке новых конструктивных решений позволяет учитывать все больше элементов конструкции, которые оказывают положительное влияние на прочностные характеристики конструкций. Сделан акцент на возможность учета обшивок каркаса трамвая, которые дают снижение растягивающих напряжений в расчетных зонах до 73 %. Такой подход позволяет производителям легкого рельсового транспорта создавать конкурентный продукт, который соответствует современным тенденциям пассажирского транспорта по снижению уровня пола и увеличения пассажироместности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Легкорельсовые транспортные средства. Общие технические требования. Методы проверки : ГОСТ 34809-2021. – М. : Российский институт стандартизации, 2022. – 45 с.
2. Failure criteria for adhesively bonded joints / R. Q. Rodríguez, W. P. Paiva, P. Sollero // *International Journal of Adhesion & Adhesives*. – 2012. – № 37. – p. 26–36.
3. Шакиров, А. А. Повышение весовой эффективности гибридных каркасно-панельных кузовов за счет соединений с управляемой сдвиговой жесткостью / А. А. Шакиров // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2016. – Т. 16, № 3. – С. 5–14.
4. Шакиров, А. А. Повышение жесткости нахлесточных клеомеханических соединений, армированных самонарезающими винтами / А. А. Шакиров, Р. Г. Халилова, С. Б. Сапожников // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2014. – Т. 14, № 4. – С. 33–36.
5. Шакиров, А. А. Работоспособность нахлесточных клеомеханических соединений при циклическом растяжении – сжатии / А. А. Шакиров, Р. Г. Халилова, С. Б. Сапожников // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2015. – Т. 15, № 4. – С. 70–79.
6. Gautam, A. Transverse Loading of Joints in Carbon/Epoxy Composites / A. Gautam, U. K. Vaidya // *14th International Conference on Composite Materials (ICCM-14), CD-ROM Proceedings, Edited by H. T. Hahn and M. Martin*. – San Diego, 2003. – pp. 181–193.
7. Kowal, M. Effect of Adhesive Joint End Shapes on the Ultimate Load-Bearing Capacity of Carbon Fibre-Reinforced Polymer/Steel Bonded Joints / M. Kowal // *Advances in Science and Technology Research Journal*. – 2021. – pp. 299–310.
8. Hartsmith, L. J., Adhesive-bonded double-lap joints / L. J. Hartsmith. – National aeronautics and space administration. – 1973. – 111 p.
9. Methods of Analysis and Failure Predictions for Adhesively Bonded Joints of Uniform and Variable Bondline Thickness // U. S. Department of Transportation Federal Aviation Administration. – 2005. – 61 p.
10. Dean, G. The Use of Finite Element Methods for Design with Adhesives / G. Dean, L. Crocker. – National Physical Laboratory. – 2022. – 72 p.
11. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя / К. А. Басов. – М. : ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

12. Прочностной расчет каркаса низкопольного трамвая / Н. А. Суденко, В. А. Мендель, А. Л. Кисельков [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2024. – выпуск 13. – С. 28–37.

13. ANSYS в руках инженера: практическое руководство / ANSYS. – изд. 2-е, испр. – М. : Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.

Представлено 13.10.2025

УДК 629.433

ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ТРАМВАЯ

NUMERICAL MODEL FOR ASSESSING THE STRENGTH OF TRAM BODY FRAME STRUCTURES

**Мендель В. А.¹, Шмелев А. В.¹, канд. техн. наук, доц.,
Хитриков С. В.¹, Кисельков А. Л.¹, Литвинко И. В.²,**

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь:

²ОАО «БКМ Холдинг», г. Минск, Республика Беларусь.

V. Mendel¹, A. Shmaliou¹, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.;
S. Khitrikov¹, A. Kiselkov¹, I. Litvinko²,

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of
Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus;

²BKM Holding OJSC, Minsk, Republic of Belarus.

Представлена численная модель тележки низкопольного трамвая, разработанная для оценки прочности и последующей валидации расчетных результатов. Проведено сопоставление расчетных и экспериментальных данных, полученных методом электротензометрии при вывешивании тележки. Установлено, что расхождение между расчетными и измеренными значениями напряжений не превышает 5,4 МПа, что подтверждает адекватность предложенной модели. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании и оптимизации конструкций тележек рельсового подвижного состава.

This paper presents a numerical model of a low-floor tram bogie developed for strength assessment and subsequent validation of the calculated results. A comparison of calculated and experimental data obtained using electrical strain gauges during bogie suspension is conducted. It is found that the discrepancy between the calculated and measured stress values does not exceed 5.4 MPa, confirming the validity of the proposed model. The obtained results can be used in the design and optimization of bogie designs for rail rolling stock.

Ключевые слова: низкопольный трамвай, тележка, рама тележки, нагруженность, метод конечных элементов, расчетная модель, тензометрия, ходовые испытания, валидация.

Keywords: low-floor tram, bogie, bogie frame, loading, finite element method, calculation model, strain gauge, running tests, validation.

ВВЕДЕНИЕ

Современные низкопольные трамваи предъявляют повышенные требования к надежности и долговечности элементов ходовой части, особенно тележек, воспринимающих комплекс эксплуатационных нагрузок. В процессе движения тележка трамвая испытывает воздействия, возникающие в результате взаимодействия колес с рельсовым полотном, ускорений и торможений, а также боковых усилий при прохождении поворотов. Поэтому обеспечение прочности и ресурса конструкций тележки является одной из основных задач разработчиков, определяющей безопасность и долговечность эксплуатации подвижного состава.

Актуальность исследования обусловлена необходимостью повышения ресурса, надежности и технологичности тележек современных низкопольных трамваев при одновременном снижении их массы и стоимости обслуживания. Применение современных численных методов анализа, в частности метода конечных элементов (МКЭ), позволяет существенно сократить объем натурных испытаний, повысить точность прогнозирования нагруженности и оптимизировать конструкцию на ранних этапах проектирования.

Для оценки прочности рам тележек железнодорожных и трамвайных транспортных средств разработаны и применяются различные нормативные документы [1–5], регламентирующие методику расчета и проверки несущих конструкций. В ряде исследований [6–11] предложен комплексный подход, включающий сочетание расчетных

и экспериментальных методов анализа напряженно-деформированного состояния элементов тележек. Такие работы подтверждают эффективность численного моделирования и необходимость его экспериментальной валидации.

Настоящая работа направлена на разработку и проверку численной модели тележки низкопольного трамвая. Целью исследования является создание верифицированной модели, позволяющей оценивать нагруженность конструкций тележки в различных эксплуатационных режимах. Проведено сопоставление результатов расчетов и натурных тензометрических измерений, что позволило подтвердить адекватность модели и возможность ее применения для дальнейших расчетов прочности и оптимизации конструкции.

ОПИСАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

Разработанная численная конечно-элементная модель тележки представлена на рис. 1.

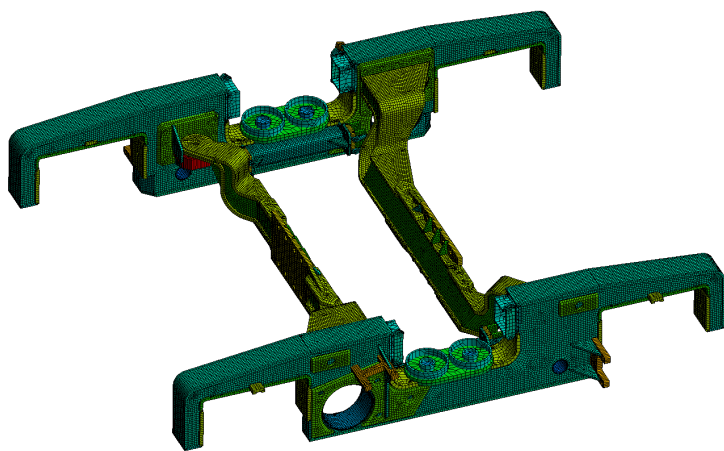


Рисунок 1 – Конечно-элементная модель рамы тележки Т811

Продольные, моторные и шкворневая балки тележки разработаны с использованием оболочечных конечных элементов второго порядка. Оси, буксовые узлы, детали первичного подрессоривания (типа «Мэгги»), некоторые детали крепления подвески описаны объемными конечными элементами второго порядка. В общей совокупности модель

тележки состоит из: 744400 узлов, 455756 элементов. Конструкции балок описаны оболочечными элементами второго порядка.

ОПИСАНИЕ РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ

С использованием разработанной модели тележки была проведена серия расчетов по оценке показателей напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций рамы при действии различных нагрузок с целью определения зон установки тензорезисторов с целью последующего экспериментального определения нагруженности конструкций тележки в условиях эксплуатации, а также выполнения валидации расчетной модели. Расчеты выполнялись для вывешивания тележки.

На рис. 2 представлена схема нагружения при вывешивании тележки: на конструкции рамы тележки действует сила тяжести и вес установленного оборудования (колесные пары и силовой электропривод с редуктором).

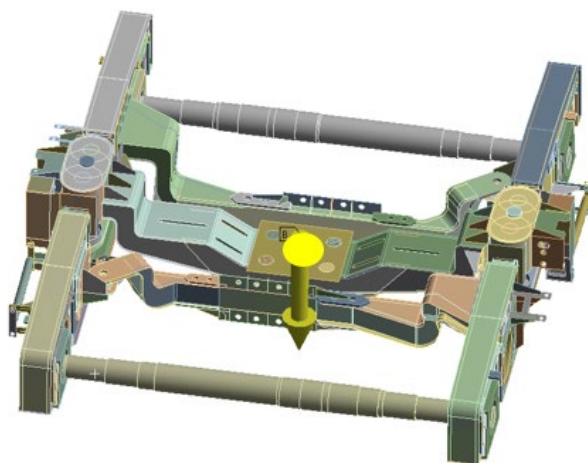


Рисунок 2 – Схема нагружения при вывешивании тележки

Тележка зафиксирована от вертикального перемещения относительно шкворневой балки, которая имеет ограничение перемещений по всем степеням свободы в зоне расположения шкворня. При вывешивании вес тележки на продольные балки передается через ограничители вертикального перемещения вторичного подрессоривания.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

В качестве показателей нагруженности конструкций тележки рассматривались первые главные напряжения. На рис. 3 представлена картина распределения растягивающих напряжений.

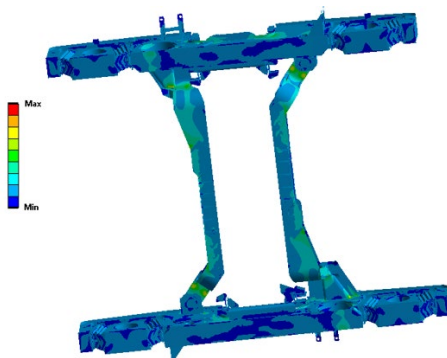


Рисунок 3 – Картина распределения растягивающих напряжений при вывешивании тележки, МПа

По результатам анализа карт распределения главных напряжений и векторов их действия, а также с учетом возможности физического доступа для установки датчиков, были определены 8 зон установки одноосных тензорезисторов для экспериментальных исследований нагруженности конструкций рамы тележки, показанные на рис. 4.

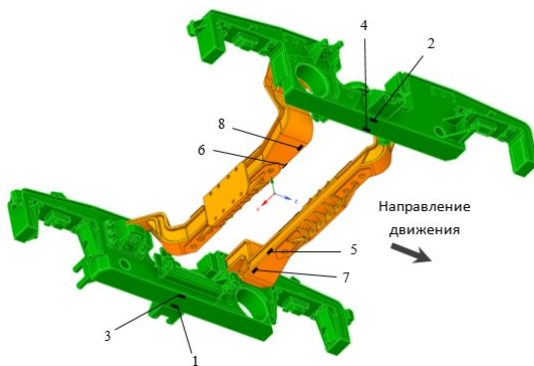


Рисунок 4 – Схема установки тензорезисторов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования конструкций рамы тележки одиночного трамвайного вагона модели Т811 проведены методом электротензометрии с применением многоканальной измерительной системы SIEMENS SCADAS Mobile. Для регистрации осевых напряжений применялись одноосевые тензорезисторы модели CF120-5AA(11)P003M с сопротивлением 120 Ом и измерительной базой 5 мм. Тензорезисторы устанавливались на конструкциях тележки согласно схеме, приведенной на рис. 4. Перед проведением каждого измерения выполнялось обнуление регистрируемых значений напряжений.

Приведенные ниже результаты испытаний получены для трамвайного вагона в снаряженном состоянии при вывешивании передней тележки (рис. 5).

Осредненные по трем измерениям значения осевых напряжений для режима вывешивания тележки приведены в табл. 1. В таблице также приведены расчетные значения осевых напряжений. С учетом особенностей процесса нагружения в эксперименте расчетные значения осевых напряжений для режима вывешивания тележки использовались с обратным знаком. Это связано с тем, что в расчете моделировалось нагружение конструкции от нулевых значений, тогда как в эксперименте происходила разгрузка (обратный процесс) при начальных нулевых напряжениях.

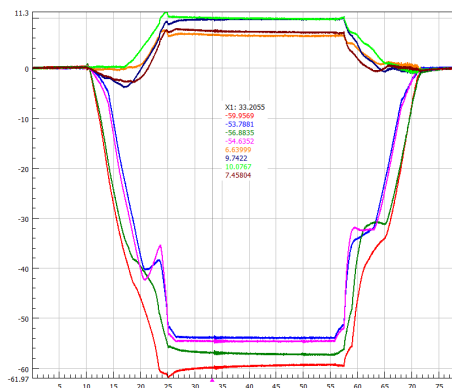


Рисунок 5 – График напряжений при вывешивании тележки

Таблица 1 – Значения осевых напряжений при вывешивании тележки снаряженного трамвая

№ датчика	Измеренное осевое напряжение, МПа	Расчетное осевое напряжение, МПа	Разница, МПа
1	–59,3	–57,3	2,0
2	–54,1		3,2
3	–57,4	–59,3	1,9
4	–55,0		4,3
5	6,9	4,3	2,6
6	9,7		5,4
7	9,6	8,9	0,7
8	7,6		1,3

Результаты, приведенные в табл. 1, показывают хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных. Отличие не превысило 5,4 МПа, что говорит об адекватности разработанной расчетной модели тележки. Наибольшее отличие расчетных и экспериментальных напряжений зафиксировано для датчика, расположенного на моторной балке, что может быть вызвано особенностями поведения карданного соединения силового привода, расположенного на этой балке, при разгрузке и вывешивании тележки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана и верифицирована численная модель тележки трамвая, позволяющая выполнять оценку прочности и нагруженности ее элементов при различных режимах работы. Сопоставление расчетных данных с результатами тензометрических измерений показало хорошее соответствие – расхождение не превысило 5,4 МПа. Это подтверждает достоверность выбранного подхода к моделированию и возможность его использования при проектировании и модернизации рам тележек.

Полученные результаты могут служить основой для дальнейших исследований, направленных на оптимизацию конструкций тележек, повышение их ресурса и снижение массы. Использование численного моделирования совместно с экспериментальной валидацией обеспечивает надежный инструмент для повышения эффективности разработки подвижного состава современного городского электро-транспорта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Rules for the strength calculation of railway vehicle frames : UIC 615-4. UIC Code 615-4. – Paris : UIC, 2003. – 121 p.
2. Guidelines for bogie design and testing : UIC 515-4. UIC Code 515-4. – Paris : UIC, 1993. – 78 p.
3. Rolling stock – Bogie – General rules for design of bogie frame strength : JIS E 4207:2019. – Tokyo : JSA, 2019. – 93 p.
4. Experimental methods for bogie frame strength : JIS E 4208-1:2021. – Part 1. – Tokyo : JSA, 2021. – 74 p.
5. Experimental methods for bogie frame strength : JIS E 4208-2:2021. – Part 2. – Tokyo: JSA, 2021. – 52 p.
6. Mancini, M. C. Investigational therapies in the treatment of obesity / M. C. Mancini, A. Halpern // Expert Opinion on Investigational Drugs. – 2006. – № 15(8). – pp. 897–915. – <https://doi.org/10.1517/13543784.15.8.897>.
7. Kraus, V. Strength analysis of tramway bogie frame / V. Kraus, M. Kepka, D. Doubrava // In Mechanical Fatigue of Metals. – 2019. – Springer. – pp. 327–334. – https://doi.org/10.1007/978-3-030-13980-3_42.
8. Chen, D. Strength evaluation of a bogie frame by different methods / D. Chen, S. Sun, Q. Li // Mechanical Engineering Science. – 2019. – № 1(1). – Article 662. – <https://doi.org/10.33142/me.v1i1.662>.
9. Measuring scheme for determination of loads acting on the side frame of the bogie from a wheelset / R. Rahimov, A. Nekrasova, L. Ogorodnikova [et al.] // E3S Web of Conferences. – 2021. – P. 264, 05035. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126405035>.
10. Bogie frame structure evaluation for light-rail transit (LRT) train: A static testing / D. W. Karmiadji, B. Haryanto, O. Ivano, [et al.] // Automotive Experiences. – 2021. – № 4 (1). – pp. 36–43. – <https://doi.org/10.31603/ae.4252>.
11. Jędrzejewski, P. Stress analysis of suspended rail vehicle bogie / P. Jędrzejewski, M. Kuczyk, P. Załuski // Materials Testing. – 2018. – № 60 (2). – pp. 248–254. – <https://doi.org/10.21062/ujep/86.2018/a/1213-2489/MT/18/2/248>.

Представлено 13.10.2025

УДК 621.01

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАЗРАБОТКЕ
И ОТЛАДКЕ АЛГОРИТМОВ РАБОТЫ СИСТЕМ
УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОСНОВЕ
МОДЕЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

**METHODOLOGICAL RECOMMENDATIONS
FOR THE DEVELOPMENT AND DEBUGGING OF ALGORITHMS
FOR THE OPERATION OF VEHICLE CONTROL SYSTEMS BASED
ON MODEL-ORIENTED DESIGN**

Швец Д. А., ст. научн. сотр., **Хитриков С. В.**, зам. нач. отд.,
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

D. Shvets, Senior Researcher, S. Khitrikov, Deputy Head
of the Department of Computer Modelling and Virtual Testing¹
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

В работе рассматривается применение методов модельно-ориентированного проектирования и инструментов моделирования для разработки и отладки алгоритмов работы систем управления автомобилей, с представлением соответствующих методических рекомендаций. Методические рекомендации основаны на применении полунатурного испытательного стенда отладки алгоритмов работы систем управления.

The paper considers the application of model-based design methods and modeling tools for the development and debugging of algorithms for the operation of vehicle control systems, with the presentation of relevant methodological recommendations. The methodological recommendations are based on the use of a semi-physical test bench for debugging algorithms for the operation of control systems.

Ключевые слова: модельно-ориентированное проектирование, системы управления, алгоритм управления, полунатурный испытательный стенд.

Keywords: model-oriented design, control systems, control algorithm, semi-natural test bench.

ВВЕДЕНИЕ

По мере развития технологий и ужесточения требований к срокам проектирования, к точности и эффективности выполнения работ, системы управления автомобилями приобретают все более сложный и многофункциональный характер. Одним из ключевых аспектов проектирования является создание и отладка эффективных алгоритмов систем управления автомобильной техники.

Процесс разработки и отладки алгоритмов управления требует значительных затрат времени и средств, включая многочисленные испытания с реальной техникой. В условиях ограниченных временных и финансовых ресурсов такой способ становится неэффективным.

В этом контексте методы модельно-ориентированного проектирования (МОП), представляющие собой подход, при котором для создания и отладки алгоритмов работы систем управления используется виртуальная модель системы, становятся инструментом, ускоряющим разработку и тестирование алгоритмов управления. Этот подход позволяет проводить моделирование и тесты в условиях, максимально приближенных к реальным, без необходимости работы с физическим объектом, что значительно сокращает количество натурных испытаний и оптимизирует проектные решения на ранних стадиях разработки [0].

Поскольку отладка алгоритмов на реальном объекте может быть затруднена или невозможна из-за ряда ограничений, включая вопросы безопасности, отдельные этапы процесса отладки алгоритмов могут быть выполнены с помощью следующих основных способов тестирования на базе подхода МОП, известных как процесс «в контуре» (X-In-The-Loop): Model-In-the-Loop (MIL) – «модель в контуре», Software-In-the-Loop (SIL) – «программа в контуре», Processor-In-the-Loop (PIL) – «процессор в контуре», Hardware-In-the-Loop (HIL) – «аппаратно-программное обеспечение в контуре» [1], также его разновидностях – Component-in-the-Loop (CIL) – «компонент в контуре» и Controller hardware-in-the-loop (CHIL) – «контроллер-HIL» [2]. MIL часто используется на ранней стадии проверки алгоритмов [3], а остальные способы используются позже на этапе системной интеграции [4, 5].

На этапе MIL реализуются имитационные модели системы управления и управляемого объекта (процесса) с целью тестирования

и проверки алгоритмов на уровне математических моделей. На этапе SIL имитационная модель, разработанная на предыдущем этапе, заменяется исполняемым программным кодом, который будет реализован в контроллере. При PIL-моделировании сгенерированный код запускается на целевом процессоре, который обменивается данными с имитационной моделью. На этапе HIL некоторые компоненты виртуальной модели могут быть заменены соответствующими реальными агрегатами, т. е. процесс исследования и испытания технического объекта организуется так, что его реальные компоненты объединяются через устройства сопряжения с компьютерной моделью. В результате чего осуществляется одновременное моделирование работы исследуемой системы и натурное функционирование исполнительных механизмов. Таким образом, разработка и отладка алгоритмов работы систем управления на основе МОП является актуальной задачей при проектировании транспортных средств.

РАЗРАБОТКА И ОТЛАДКА АЛГОРИТМОВ РАБОТЫ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОСНОВЕ МОП

Инструменты и средства МОП включают различные программные платформы для создания, оптимизации и проведения расчетных исследований. Так к наиболее распространенным CAE-системам для проведения расчетов относятся: MATLAB [6], Simulink [7], Amesim [8], Ansys SCAD [9], Dymola [10], Engsee [11] и др.

Разработку и отладку алгоритмов управления при взаимодействии с системами автомобилей предпочтительно осуществлять в рамках совместной системы MATLAB и Simulink. CAE-система MATLAB-Simulink обеспечивает непрерывный цикл разработки от моделирования до тестирования, является основным инструментом для МОП [12] и предоставляет широкую функциональность, включая запуск любых типов динамических моделей, обширный настраиваемый набор библиотек блоков, поддержку многодоменного моделирования и автоматической генерации встраиваемого кода, а также интеграцию с аппаратным обеспечением для полунатурного моделирования, что обеспечивает высокую степень автоматизации при отладке моделей.

Для моделирования динамики автомобилей широко применяются программные комплексы: ADAMS (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems) [13], ANSYS Motion [14], RecurDyn [15] и др.

Программный комплекс ADAMS обеспечивает высокую точностью моделирования, трехмерное моделирование и симуляцию кинематики и динамики автомобиля, а также возможность интеграции с другими системами, характеризуется модульностью и расширяемостью. Эти свойства делают ADAMS предпочтительным выбором для разработки динамических моделей автомобильной техники.

Для проверки работоспособности разработанных алгоритмов в Объединенном институте машиностроения разработан полунатурный испытательный стенд, включающий блок разработки динамической модели автомобиля (в ADAMS) и блок разработки имитационной модели управления системой (в MATLAB–Simulink), работающих в режиме совместного моделирования «co-simulation».

Достоверность работы моделей проверяется на этапе MIL, а затем на этапе HIL разработанный алгоритм управления реализовывается на конкретном (целевом) контроллере с использованием реальных агрегатов автомобиля (органы управления, датчики).

Последовательность действий при процессе отладки алгоритмов работы систем управления приведена на рис. 1 в виде структурной схемы.

Рекомендуемыми исходными данными для организации процесса отладки алгоритмов являются: конструкторская документация, техническое задание, технические требования, техническое описание разрабатываемой конструкции, масс-инерционные характеристики узлов и агрегатов конструкции, временные параметры и зависимости для системы управления.

Подготовка модели объекта управления включает создание виртуальной динамической модели автомобиля в ADAMS.

Основные этапы подготовки динамической модели включают:

- *определение требований к модели*: задаются точность и параметры модели (распределение масс и моментов инерции деталей и узлов, параметры подвесок, сцепление с дорогой, аэродинамическое сопротивление и т. д.);

- *создание модели*: разрабатывается модель, описывающая динамические характеристики исследуемого транспортного средства: уравнения движения, учет модели сцепления, внешние воздействия, редукционирование модели;

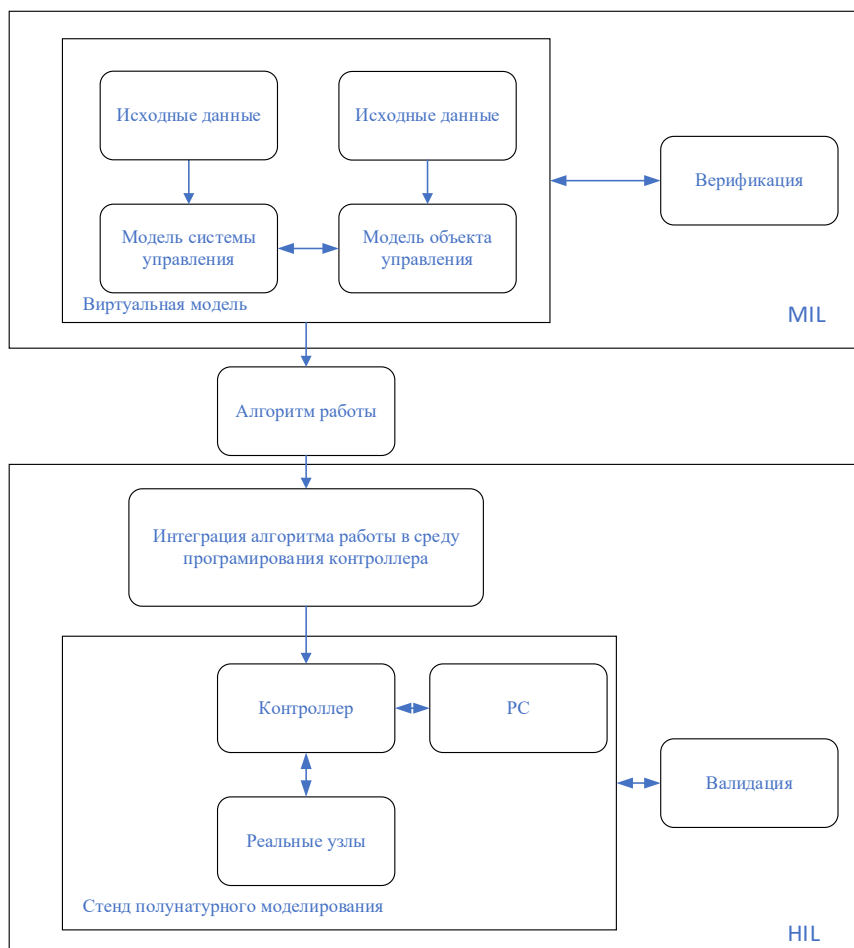


Рисунок 1 – Структурная схема процесса отладки алгоритмов работы систем управления автомобилей с использованием МОП

– *интеграция с MATLAB/Simulink*: настройка интерфейсов для обмена данными; подготовка выходных данных модели для передачи в MATLAB/Simulink (перемещения, скорости, ускорения);

– *верификация динамической модели*: проверяется соответствие модели установленным требованиям, проверяется быстродействие модели, а также моделируются типичные и экстремальные сценарии

работы (разгон, торможение, занос, маневры), оценивается поведение модели и корректируются параметры модели для повышения точности;

- *оптимизация модели для использования технологии моделирования HIL*: создается иерархическая (многоуровневая) структура модели, при которой модель разделяется на подсистемы; модель адаптируется для возможности замены некоторых подсистем на реальные агрегаты (реализация гибридной схемы); обеспечивается устойчивость модели к резким изменениям входных воздействий (например, сбоям в сигналах от реальных устройств);

- *организация цикла виртуальных испытаний*: реализовано в виде виртуального полигона, включающего в себя элементарные участки дороги с различными геометрическими характеристиками и микропрофилем.

Математическая модель системы управления, реализованная в программном комплексе MATLAB/Simulink, представляет собой совокупность связанных между собой следующих логических вычислительных блоков:

- блок инициализации исходных параметров и получения входных данных (`matlab_function_block`). Этот блок оформлен в виде подпрограммы, посредством которой поступающие от контроллера и реальных узлов входные сигналы (либо их имитация) поступают в модель системы управления. Таким образом, он осуществляет связь физического и виртуального объектов моделирования;

- блоки формирования управляющих сигналов. Они служат для преобразования значений напряжений (входных сигналов) в необходимую величину управляющего сигнала (например, угла поворота рулевого колеса, положение педали). Кроме того, они задают ограничения управления и обеспечивают частичную помехоустойчивость;

- блок модели автомобиля ADAMS (`adams_sub`). Обеспечивает связь между двумя независимыми программами расчета. Этот блок описывает физические и геометрические свойства и поведение объекта моделирования;

- блок логики контроллера. В данном блоке с помощью приложения Stateflow проводится моделирование и симуляция логики принятия решений контроллером, определяется реакция модели системы управления на входные события;

– блоки визуализации и анализа результатов. Они предназначены для мониторинга получаемых величин;

– блок симуляции физических сигналов, организованный с использованием инструментов Simulink из библиотеки блоков Dashboard, таких как Slider, Rotary Switch, Rocker Switch или библиотеки Lookup Tables – 1-D Lookup Table, 2-D Lookup Table и др., позволяющие моделировать сигналы от педалей, рулевого управления и других внешних исполнительных устройств. Эти сигналы подаются на модель системы управления, что позволяет оценить динамическую реакцию системы без участия реального контроллера с записанным на нем алгоритмом.

Модель в Simulink дает возможность управления динамической компьютерной моделью, при этом в модель ADAMS передаются значения входных переменных (управляющих сигналов).

Также необходимо настроить каналы передачи данных между моделью автомобиля, моделью управления и физическими устройствами (через CAN-шину).

Схема процесса отладки алгоритмов работы систем управления автомобилями на основе МОП приведена на рис. 2.

Основная цель этапа MIL – обеспечить стабильную и достоверную работу модели объекта управления (в среде ADAMS) и модели системы управления (в MATLAB/Simulink), при их совместной симуляции. На данном этапе проверяется только работа моделей, без подключения реальных устройств. Это дает возможность провести верификацию разрабатываемых алгоритмов, выявить возможные несоответствия в интерфейсах, ошибки в логике обмена сигналами, а также провести предварительную настройку параметров моделей и интерфейсов связи, что особенно важно перед переходом к более ресурсоемким этапам, таким как HIL.

В отличие от классической реализации МОП в контур MIL (рис. 2) добавлены блок симуляции физических сигналов и блок логики контроллера. Их использование на этапе MIL дает возможность оценить динамическую реакцию системы без участия реального контроллера с записанным на нем алгоритмом.

Для проверки работоспособности моделей и разрабатываемых алгоритмов на конкретном (целевом) контроллере с использованием реальных механизмов применяется способ HIL (контур HIL показан на рис. 2).

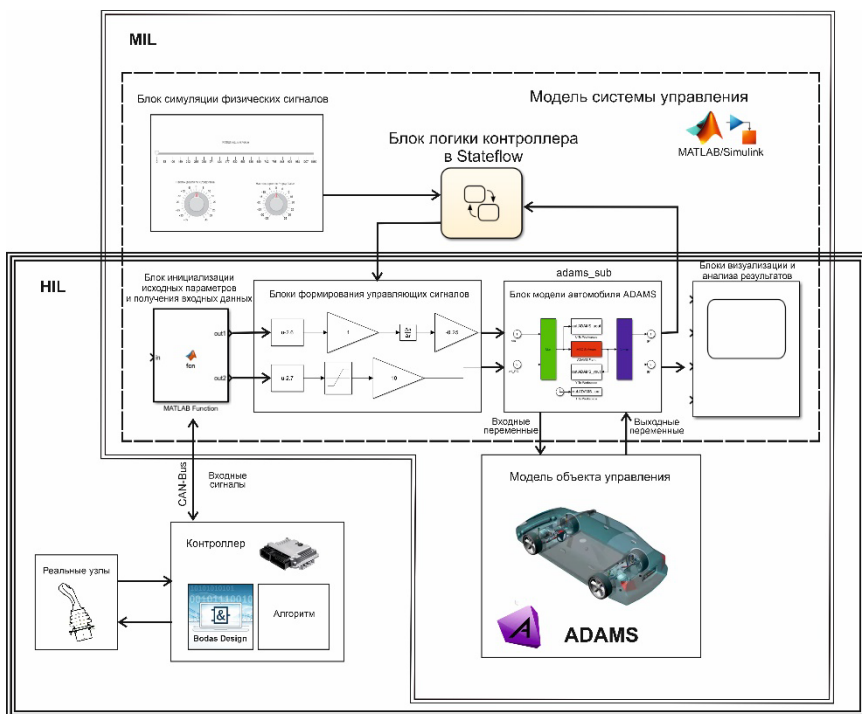


Рисунок 2 – Схема процесса отладки алгоритмов работы систем управления автомобилем на основе модельно-ориентированного проектирования

Способ HIL (полунатурного моделирования) предполагает использование реального оборудования исследуемого объекта в составе стенда, что является основным преимуществом по сравнению с методом математического моделирования, при котором поведение всех компонентов исследуемого объекта должно быть формализовано и вычислено. Реальные «оконечные» устройства, могут быть без особого труда включены в состав полунатурного стенда вместе со своими интерфейсами. На этапе HIL происходит интеграция алгоритма работы в среду программирования контроллера.

Стенд полунатурного моделирования для отладки алгоритмов работы систем управления автомобилем представляет собой имитационный программно-аппаратный комплекс (макет), в котором физическое оборудование взаимодействует с виртуальными моделями (моделью объекта управления и моделью системы управления в режиме

совместной симуляции). На стенде исследуемый алгоритм управления реализовывается на выбранном реальном контроллере с использованием реальных датчиков и систем управления, что позволяет проверять алгоритмы и их корректность в процессе работы. Стенд позволяет на ранних этапах разработки выявлять возможные ошибки в алгоритмах управления, повышая эффективность и безопасность эксплуатации. Также обеспечиваются следующие функциональные возможности: программирование и отладка новых проектов и сценариев; формирование тестовых сигналов, подаваемых на аналоговые и дискретные входы контроллеров; управление сигналами, подаваемыми на входы контроллеров и снимаемыми с выходов контроллеров; подключение к входам и выходам контроллеров внешних устройств (реальных исполнительных механизмов, объектов управления и датчиков).

На рис. 3 представлена структурная схема полунатурного испытательного стенда отладки алгоритмов работы систем управления автомобилей с применением физического оборудования на основе МОП, разработанного в Объединенном институте машиностроения. Исследуемый алгоритм управления и программное обеспечение, созданное в среде разработки BODAS-Design 3.0 загружается в контроллер BOSCH BODAS RC12-10/30, к которому подключаются реальные исполнительные механизмы, объекты управления и датчики. Обмен информацией между виртуальными моделями, расположенными на компьютере, и контроллером осуществляется по CAN-шине в соответствии с протоколом SAE J1939, подключение интерфейса CAN к компьютеру осуществляется через CAN-USB адаптер. Сигналы от контроллера поступают в модель системы управления, созданную в MATLAB/Simulink, и далее в компьютерную динамическую модель объекта управления, разработанную в программе ADAMS, которая в свою очередь возвращает выходные данные в модель системы управления и далее по CAN-шине в контроллер. Контроллер анализирует полученные данные, формирует по заданному алгоритму управляющий сигнал, передавая соответствующие значения в CAN-шину и далее в виртуальные модели, а также на реальные устройства, подключенные к нему, и получает сигналы от них. Этот процесс позволяет проводить валидацию алгоритмов управления, проверяя их корректность, обеспечивая интеграцию моделей и реальных устройств.

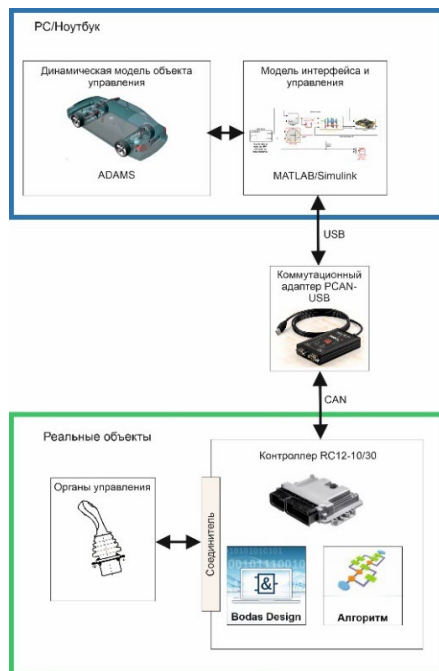


Рисунок 3 – Структура полунатурного испытательного стенда отладки алгоритмов работы систем управления автомобилей

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подход модельно-ориентированного проектирования эффективен в применении таких задач как разработка и тестирование алгоритмов управления. Совокупность способов разработки, отладки и тестирования (MIL, SIL, PIL и HIL (и его разновидностей CIL и CHIL)) подхода МОП позволяет отработать алгоритм системы управления на разных стадиях его разработки. В рамках настоящих исследований модернизирована схема отладки алгоритмов системы управления автомобилей и сформирован комплекс методических рекомендаций.

Представленные методические рекомендации по разработке и отладке алгоритмов работы систем управления автомобилей позволяют сократить время выпуска новой продукции, повысить ее качество, безопасность, снизить стоимость проектирования. Они направлены на повышение эффективности и надежности управления за счет

интеграции виртуальных моделей и физического оборудования в составе разработанного полунатурного испытательного стенда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Деменков, Н. П. Модельно-ориентированное проектирование систем управления / Н. П. Деменков // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2008. – № 11. – С. 66–69.
2. Fagcang, H. A review of component-in-the-loop: Cyber-physical experiments for rapid system development and integration / H. Fagcang, R. Stobart, T. Steffen // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2022. – Vol. 14(8). – P. 1–27. – DOI: 10.1177/16878132221109969.
3. Vidanapathirana, A. Model in the loop testing of complex reactive systems / A. Vidanapathirana, S. D. Dewasurendra, S. G. Abeyaratne // In *Proceedings of the 2013 IEEE 8th International Conference on Industrial and Information Systems*, Kandy, Sri Lanka, 17–20 December 2013. – Sri Lanka, 2013. – pp. 30–35.
4. Taut, M. A. Software-in-the-Loop System for Motor Control Algorithms / M. A. Taut, G. Chindris, A. C. Taut // In *Proceedings of the 2019 IEEE 25th International Symposium for Design and Technology in Electronic Packaging (SIITME)*, Cluj-Napoca, Romania, 23–26 October 2019. – Romania, 2019. – pp. 419–426.
5. Processor-in-the-loop simulation, real-time hardware-in-the-loop testing, and hardware validation of a digitally-controlled, fuel-cell powered battery-charging station / Z. Jiang, R. Leonard, R. Dougal [et al.] // In *Proceedings of the 2004 IEEE 35th Annual Power Electronics Specialists Conference (IEEE Cat. No.04CH37551)*, Aachen, Germany, 20–25 June 2004; Volume 3. – Aachen, 2004. – pp. 2251–2257.
6. MATLAB // MathWorks. – URL: <https://nl.mathworks.com/products/matlab.html> (дата обращения: 22.01.2025).
7. Simulink // MATLAB for Artificial Intelligence. – URL: <https://nl.mathworks.com/products/simulink.html> (дата обращения: 22.01.2025).
8. Simcenter Amesim software // Siemens. – URL: <https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter/systems-simulation/amesim> (дата обращения: 22.01.2025).
9. SCADe for developers // Ansys. – URL: <https://developer.ansys.com/docs/scade> (дата обращения: 22.01.2025).

10. Dymola // Catia. – URL: <https://www.3ds.com/products/catia/dymola> (дата обращения: 22.01.2025).

11. Engee – лучшая альтернатива MATLAB, Simulink, Amesim // Engee. – URL: <https://start.engee.com/matlab-alternative> (дата обращения: 22.01.2025).

12. Simulink // Экспонента. – URL: <https://exponenta.ru/simulink> (дата обращения: 22.01.2025).

13. Adams // Hexagon. – URL: <https://hexagon.com/products/product-groups/computer-aided-engineering-software/adams> (дата обращения: 22.01.2025).

14. Ansys Motion. Multibody Dynamics Simulation Software // Ansys. – URL: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-motion> (дата обращения: 22.01.2025).

15. RecurDyn Overview // Functionbay. – URL: <https://functionbay.com/en/page/single/2/recurdyn-overview#> (дата обращения: 22.01.2025).

16. Stateflow для моделирования событийных систем // Экспонента. – URL: <https://exponenta.ru/news/stateflow-dlya-modelirovaniya-sobytiynyh-sistem> (дата обращения: 22.01.2025).

17. MATLAB Help Center // Dashboard. – URL: https://nl.mathworks.com/help/simulink/dashboard.html?s_tid=CRUX_lftnav (дата обращения: 22.01.2025).

18. MATLAB Help Center // Lookup Tables. – URL: https://nl.mathworks.com/help/simulink/lookup-tables.html?s_tid=CRUX_lftnav (дата обращения: 22.01.2025).

19. Model Based Design and HIL Simulations / T. Kelemenová, M. Kelemen, E. Miková [et al.] // American Journal of Mechanical Engineering. – 2013. – Vol. 1. No. 7. – P. 276–281. – DOI 10.12691/ajme-1-7-25.

20. BODAS Controller RC / Rexroth Bosch Group. – 2 изд. – Schwieberdingen, Germany. – 2017. – 24 p.

21. Products // PEAK-System. – URL: <https://www.peak-system.com/Products.57.0.html?&L=1> (дата обращения: 22.01.2025).

Представлено 07.10.2025

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОДЕЛИРОВАНИЮ ТОЧЕЧНЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

METHODOLOGICAL RECOMMENDATIONS FOR MODELING SPOT WELDING

Омелюсик А. В., канд. техн. наук., доц.;

Шмелев А. В., канд. техн. наук., доц.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Amialiusik, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.;

A. Shmialiou, Ph.D. in Eng., Ass. Prof.

The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus

В работе представлены методические рекомендации по моделированию точечных сварных соединений на основе результатов экспериментальных данных. Методика апробирована для точечных сварных соединений с диаметром сварных точек 3 и 5 мм и основной лист толщиной 1 мм из стали 08пс. Апробация выполнена в программном комплексе ANSYS LS-DYNA для двух режимов нагружения: при срезе сварных точек и отрыве. Отклонения расчетных значений разрушающих усилий от экспериментальных при срезе и отрыве точечных сварных соединений не превысили 0,1 кН (менее 5 %). Даны рекомендации по использованию разработанных методических подходов при численном расчете более сложных машиностроительных конструкций.

The paper presents methodological recommendations for modeling spot welds based on the results of experimental data. The method has been tested for spot welds with a weld spot diameter of 3 and 5 mm and a base sheet 1 mm thick made of 08ps steel. The testing was performed in the ANSYS LS-DYNA software package for two loading modes: when cutting weld spots and tearing off. Deviations of the calculated values of destructive forces from the experimental ones when cutting and tearing off spot welds did not exceed 0.1 kN (less than 5%). Recommendations are given for using the developed methodological approaches in the numerical calculation of more complex mechanical engineering structures.

Ключевые слова: точечная сварка, компьютерное моделирование, метод конечных элементов, прочность, испытания, отрыв, срез, ANSYS LS-DYNA.

Keywords: *spot welding, computer modeling, finite element method, strength, testing, tear, shear, ANSYS LS-DYNA.*

ВВЕДЕНИЕ

Точечная сварка является наиболее распространенным способом контактной сварки, на долю которого приходится около 70 % всех соединений. Этот способ сварки широко используют в автомобиле- и вагоностроении, авиастроении, строительстве, радиоэлектронике и т. д. [1].

При проектировании новых изделий особую актуальность имеют подходы по численному моделированию точечных сварных соединений. Для моделирования разрушения сварной точки используют твердотельные модели с измельчением конечно-элементной сетки в зоне сварки [2], подробное моделирование сварной точки с выделением отдельных ее компонентов [3]. При моделировании технологического процесса получения сварной точки используют модули SYS-WELD программы Spot Weld Mesh и Spot Weld Advisor [4]. Для расчетов в явной поставке (краш-тесты) широко используется программный комплекс конечно-элементного анализа ANSYS LS-DYNA. Существует ряд используемых методов моделирования точечной сварки, в зависимости от уровня детализации и используемого характера деформирования и разрушения сварных точек [5]: недеформируемая модель поведения точечных сварных точек (рис. 1, а); деформируемая модель поведения с использованием балочных и твердотельных элементов (рис. 1, б, в); моделирование точечной сварки с использованием контактов.

Применительно к машиностроению и, в частности, автомобилестроению целесообразно использовать метод с недеформируемым поведением и возможностью задания критерия разрушения по критическим значениям нормального и сдвигового усилия. Это позволит использовать результаты экспериментальных данных и с высокой достоверностью проводить расчетную оценку прочности кузовных машиностроительных конструкций. Таким образом, актуальной является задача выработки подходов по моделированию точечных

сварных соединений с использованием значений разрушающих усилий, полученных при испытаниях образцов точечной сварки на сдвиг и отрыв.

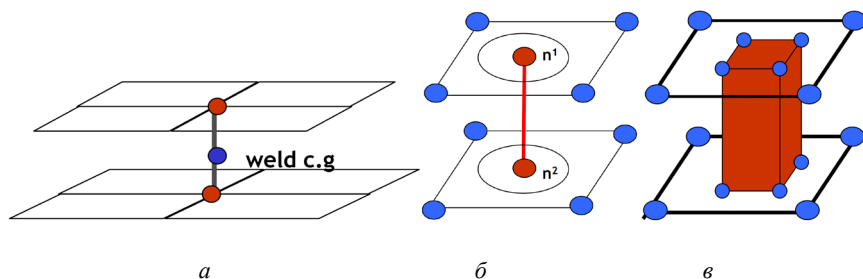


Рисунок 1 – Методы моделирования точечных сварных соединений:
a – недеформируемая модель; деформируемая модель: *б* – с использованием балочного элемента; *в* – с использованием твердотельного элемента

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К МОДЕЛИРОВАНИЮ ТОЧЕЧНЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СРЕДСТВАМИ ANSYS LS-DYNA

Для получения достоверных результатов моделирования точечных сварных соединений в программном комплексе ANSYS LS-DYNA необходимо учитывать экспериментально полученные прочностные характеристики сварных точек. В связи с этим при моделировании точечной сварки необходимо выполнить следующие этапы:

1. Выполнить определение механических характеристик материала свариваемых деталей.

Испытания проводятся путем растяжения образцов на универсальной разрывной машине. Определяются показатели прочности и деформации. После получения значений механических характеристик выполняется идентификация параметров модели материала MAT_024 PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY по методике [6].

2. Провести экспериментальные исследования механических характеристик сварных соединений, полученных методом точечной сварки.

Точечные сварные соединения испытываются на срез и отрыв согласно ГОСТ 6996-66. При испытаниях на отрыв используется специальное приспособление, фиксирующее образец. По результатам испытаний фиксируются значения разрушающих нагрузок;

3. Выполнить компьютерное моделирование натурального эксперимента с учетом полученных при испытании значений разрушающих нагрузок.

Для возможности задания и контроля свойств материала прилегающего к сварной точке в месте ее расположения на каждой соединяемой поверхности создается круг диаметром не менее 15 мм (для диаметров сварных точек до 5 мм). Центры этих кругов соединяются между собой с помощью математической модели (связи) Constrained/Spotweld, описывающей поведения сварной точки с заданием значений разрушающих усилий. Это позволяет исключить локализацию деформации в зоне, прилегающей к расположению математической связи на поверхностях деталей (Constrained/Spotweld) и характеризующейся наличием конечных элементов различных размеров. Таким образом, зона разрушения переносится на границу круга, на которой будет обеспечен необходимый контроль размеров создаваемой расчетной сетки, а, следовательно, и обеспечение необходимых уровней локализации пластической деформации с учетом размеров элементов. Последнее необходимо для реализации требуемого разрушающего усилия, соответствующего экспериментальным данным. Свойства материала, прилегающего к сварной точке (представлен указанными кругами), описываются моделью материала MAT_001 ELASTIC;

4. Дать количественную оценку полученным результатам компьютерного моделирования эксперимента.

Количественная оценка заключается в сопоставлении значений разрушающих усилий в расчете и эксперименте. При моделировании разрушения точечной сварки при срезе усилие регистрируется с зоны фиксации образца (ASCII_option/SPCFORC), а при моделировании разрушения при отрыве с помощью опции вывода усилия непосредственно для модели рассматриваемой точечной сварки (ASCII_option/SWFORC). Погрешность по данному критерию не должна превышать 5 %;

5. Выработать рекомендации по дальнейшему использованию моделей точечных сварных соединений.

Разработанные методические рекомендации по моделированию точечных сварных соединений могут использоваться при расчете более сложных деталей машиностроения, таких как кузова автомобилей, кабины грузовых автомобилей, панели обшивки и т. д. Сварные

точки могут быть смоделированы как по всей конструкции согласно карте сварных соединений, так и в наиболее нагруженных зонах, предварительно осуществив пробный расчет.

Разработанные методические рекомендации позволяют моделировать точечные сварные соединения на основе экспериментальных данных и проводить расчетную оценку прочности более сложных изделий машиностроения.

АПРОБАЦИЯ РАЗРАБОТАННОГО МЕТОДИЧЕСКОГО ПОДХОДА

Для определения механических характеристик сварных соединений, выполненных методом точечной контактной сварки, были проведены испытания образцов на срез и отрыв. Образцы были изготовлены из листового металла толщиной 1 мм из стали 08пс. Подготавливались две группы образцов с диаметром сварной точки 3 и 5 мм. Испытания проводились на универсальной гидравлической машине INSTRON Satrac 300LX. Погрешность измерения нагрузки составляла не более 0,5% от измеряемого значения.

В программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS LS-DYNA PC (R800) были разработаны оболочечные конечно-элементные модели образцов точечных сварных соединений для расчетных испытаний на срез и отрыв. Геометрические размеры образцов соответствуют номинальным размерам при испытаниях.

Конечно-элементная сетка генерировалась гексогональными элементами с размером грани порядка 1 мм, обеспечив 48 элементов по границе кругов. Общее количество элементов в оболочечной модели образца точечной сварки для испытаний на срез составило 10535, для испытаний на отрыв – 21798. На рис. 2 представлены разработанные конечно-элементные модели образцов точечной сварки.

Конечно-элементные модели образцов из системного компонента ANSYS Explicit Dynamics (LS-DYNA Export) в формате *k*-файлов передавались в программу пре-/постпроцессор LS-PrePost.

Свойства материала пластин 2 (рис. 1) кроме описанных выше их частей круглой формы 1 (рис. 1) описывались с помощью полилинейной модели материала MAT_024 PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY со значением параметров идентифицированных по методике [6] с использованием результатов испытаний образцов материалов на растяжение.

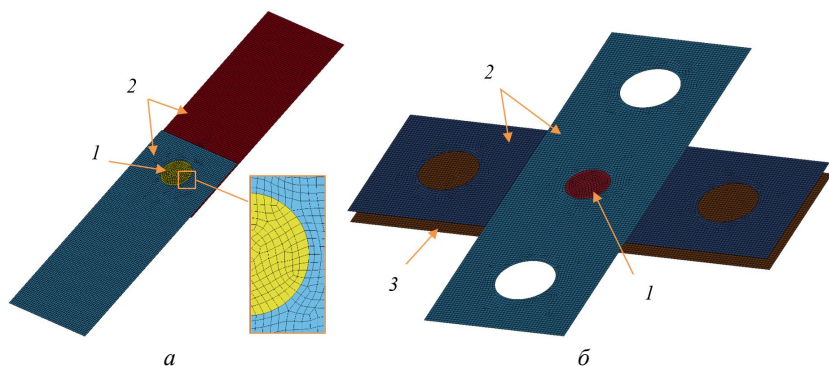


Рисунок 2 – Конечно-элементные модели образцов сварных соединений для испытаний на: *а* – срез; *б* – отрыв:

1 – круг для моделирования точечной сварки; *2* – свариваемые пластины;
3 – вспомогательная пластина

Вспомогательная пластина 3 (рис. 1, *б*) в образце точечной сварки для испытаний на отрыв смоделирована для обеспечения симметричной деформации свариваемых пластин при нагружении. Начальные и граничные условия соответствовали проведенным натурным испытаниям. Одна из захватных частей образцов фиксировалась, а другой задавалось перемещение вдоль оси образца, тем самым вызывая его растяжение.

Результаты моделирования показали высокую сходимость с натурным экспериментом. Отклонения расчетных значений разрушающих усилий от экспериментальных при срезе и отрыве точечных сварных соединений не превысили 0,1 кН (менее 5 %). Это свидетельствует о высокой точности моделирования процессов деформирования и разрушения точечных сварных соединений, корректном выборе метода задания точечной варки и критериев ее разрушения в программном комплексе ANSYS LS-DYNA. Высокая корреляция результатов расчета и эксперимента позволяет эффективно использовать разработанные методические рекомендации к моделированию точечных сварных соединений при расчетной оценке прочности более сложных конструкций машиностроения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны методические рекомендации по моделированию точечных сварных соединений на основе результатов экспериментальных данных. Методика апробирована для точечных сварных соединений с диаметром сварных точек 3 и 5 мм и основой лист толщиной 1 мм из стали 08пс. Апробация выполнена для двух режимов нагружения: при срезе сварных точек и отрыве. Результаты моделирования показали высокую сходимость с натурным экспериментом. Отклонения расчетных значений разрушающих усилий от экспериментальных при срезе и отрыве точечных сварных соединений не превысили 0,1 кН (менее 5 %). Высокая точность моделирования точечной сварки позволит проводить расчетные исследования более сложных машиностроительных конструкций, таких как кузова автомобилей, кабины, панели обшивки и т.д.

ЛИТЕРАТУРА

1. Катаев, Р. Ф. Теория и технология контактной сварки: учебное пособие / Р. Ф. Катаев, В. С. Милютин, М. Г. Близник. – Томск: Урал. ун-т, 2015. – 144 с.
2. Radakovic, D. J. An evaluation of the cross-tension test of resistance spot welds in high-strength dual-phase steels / D. J. Radakovic, M. Tumuluru // *Welding journal*. – 2012. – Vol. 91. – pp. 8–15.
3. Finite element modeling of deformation and fracture of advanced high strength steels dissimilar spot welds / S. Dancette, T. Huin, D. Fabrègue [et. al.] // *Engineering fracture mechanics*. – 2021. – No 258 (3). – pp. 108092.
4. Угловский, А. С. Численный метод моделирования процессов точечной контактной сварки / А. С. Угловский, И. М. Соцкая, Е. В. Шешунова // *Вестник АПК Верхневолжья*. – 2021. – № 2. – С. 85–92.
5. Deformable Spotwelds in LS-DYNA for Impact and NVH Applications // d3View. – URL: https://www.d3view.com/wp-content/uploads/2006/12/Deformable_Spotwelds_in_LS-DYNA_for_Impact.pdf (date of access: 20.09.2024).
6. Определение параметров полилинейной модели материала и моделирование пластического деформирования балочных конструкций машин / А. В. Омелюсик, А. В. Шмелев, А. Г. Кононов [и др.] // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2017. – № 2. – С. 19–27.

Представлено 07.10.2025

УДК 004.942

**ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ
КОНСТРУКЦИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СРЕДСТВ
КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF STRUCTURAL ELEMENTS
USING COMPUTER MODELING TOOLS**

Ивченко В. И., Шмелев А. В., канд. техн. наук, доц.,
Талалуев А. В., Омелюсик А. В., канд. техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Ivchenko, A. Shmaliou, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., A. Talaluev,
A. Amialiusik, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.

The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus

Предложены методические рекомендации по развитию топологической оптимизации элементов конструкций, адаптированной для использования аддитивных технологий. В процесс разработки включена стадия валидации путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных по оценке работоспособности (прочности) оптимизированной конструкции. Для варианта изготовления элементов конструкций методом 3D-печати предусмотрено проведение исследований механических свойств получаемого на 3D-принтере материала с учетом настроек печати и ориентации слоев материала относительно прикладываемой нагрузки при испытаниях. Апробация предложенных методических рекомендаций выполнена на примере силового крюка, входящего в конструкцию устройства остановки колесного транспорта. Приведены результаты расчетного и экспериментального определения разрушающей нагрузки для исходной и оптимизированной конструкции крюка. Расчетная и экспериментальная оценки эффективности проведенной топологической оптимизации составили 44,4 и 57,8 %, т. е. их отличие находится пределах 13,4 %. Масса оптимизированного варианта конструкции на 30,5 % меньше исходного варианта.

The article presents methodological recommendations for the development of topological optimization of structural elements adapted for the use of

additive technologies. The development process includes a validation stage by comparing the calculated and experimental data on the assessment of the operability (strength) of the optimized design. For the option of manufacturing structural elements using the 3D printing method, it is envisaged to conduct studies of the mechanical properties of the material obtained on the 3D printer, taking into account the print settings and the orientation of the material layers relative to the applied load during testing. The proposed methodological recommendations are tested using the example of a power hook included in the design of a wheeled vehicle stopping device. The results of the calculated and experimental determination of the destructive load for the original and optimized hook designs are presented. The calculated and experimental estimates of the effectiveness of the topological optimization were 44,4 and 57,8%, i. e. their difference is within 13,4 %. The mass of the optimized version of the design is 30,5 % less than the original version.

Ключевые слова: компьютерное проектирование, топологическая оптимизация, методика, метод конечных элементов, силовая конструкция, прочность, 3D-печать, FDM-технология.

Keywords: computer-aided design, topological optimization, methodology, finite element method, power structure, strength, 3D printing, FDM technology.

ВВЕДЕНИЕ

Перед разработчиками несущих и силовых конструкций машин стоят перманентные задачи снижения их веса при обеспечении требований технологичности, функциональности и надежности. При этом развитие средств проектирования, с одной стороны, позволяет постоянно совершенствовать и усложнять технику, что выражается в улучшении ее потребительских свойств, интенсификации эксплуатации и увеличении энерговооруженности, а с другой – развитие технологий производства, таких как многокоординатная обработка, высокоточное литье и конечно же 3D-печать, обеспечивает возможность получения элементов конструкций практически любой сложности. В этой связи решение обозначенной проблемы заключается в комплексном применении современных численных методов и средств компьютерного моделирования и топологической оптимизации.

Применение топологической оптимизации сопровождается исследованиями по различным направлениям. К ним относятся работы в области развития и совершенствования математических методов и алгоритмов выполнения процедур топологической оптимизации,

изучения особенностей их реализации и оценки эффективности применения [1–5]. Активно развиваются прикладные направления, связанные с разработкой и апробацией методик выполнения топологической оптимизации деталей и конструкций различного назначения, включающих этапы подготовки базового пространства для поиска оптимальной топологии конструкции, обработки сгенерированных в результате оптимизации поверхностей детали, а также традиционных проверочных расчетов показателей прочности оптимизированных конструкций [6–11].

Основной и наиболее перспективной технологией изготовления деталей с оптимизированной топологией является 3D-печать. Эффективность использования на практике средств топологической оптимизации зависит от наличия апробированных и валидированных методических процедур их применения. При этом крайне важно иметь методики расчетной оценки работоспособности изготавливаемого методом 3D-печати изделия, учитывающие особенности фактических механических свойств материала, включая критерии его разрушения при предельных нагрузках.

МЕТОДИКА ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Целью топологической оптимизации является поиск распределения материала конструкции в заданном объеме пространства, обеспечивающего увеличение или уменьшение определенного свойства конструкции с учетом наложенных ограничений. Для формирования искомого решения задается исходное компоновочное пространство (объем материала). При задании массы в качестве критерия оптимизации поиск эффективного решения заключается в поиске минимума целевой функции, а для критерия жесткости – максимума. Математическое описание поиска решения целевой функции представлено ниже [12]:

$$\textit{Find: } X = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_i\}^T, i = 1, 2, \dots, n,$$

$$\textit{Minimize: } C(X) = F^T \cdot U,$$

$$\textit{Subject to: } K \cdot U = F, V = \sum_{i=1}^n x_i \cdot v_i \leq f_0 \cdot V_0,$$

$$0 < x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max} \leq 1.$$

где C – целевая функция, определяется как среднее соответствие;

X – вектор конструктивных переменных;

$x_{\min}$, $x_{\max}$ – минимальная и максимальная относительная плотность элементов соответственно;

F – вектор нагружения;

U – вектор глобального смещения;

K – глобальный тензор жесткости;

V – объем материала;

V_0 – начальный объем расчетной области;

f_0 – заданное объемное отношение.

Процесс топологической оптимизации конструкций предлагается выполнять в соответствии со следующими этапами [13]:

1. *Постановка задачи*, включает определение:

- нагрузочных режимов, имеющих преобладающее действие в эксплуатации;

- границ геометрической области начального пространства для поиска оптимальной формы;

- целевой функции, критериев и граничных условий оптимизации;

- критериев прочности.

2. *Препроцессорная подготовка*:

- разработка компьютерной геометрической модели объекта исследования;

- разработка компьютерной расчетной конечно-элементной модели объекта исследования;

- задание изменяемых и неизменяемых областей модели;

- задание нагрузочных режимов, свойств материала, определение свойств контактных и кинематических пар;

- задание целевой функции оптимизации, значений критериев и ограничений для поиска оптимального решения.

3. *Процессорная обработка*:

- автоматическое выполнение топологической оптимизации для заданных нагрузочных режимов, выбранной целевой функции, критериев и ограничений поиска оптимального решения

4. *Постпроцессорная обработка*:

- экспорт автоматически сгенерированной полигональной геометрии поверхности(-ей);
- редактирование сгенерированной полигональной геометрии конструкции (выполняется при необходимости);
- преобразование отредактированной полигональной геометрии в твердотельную модель конструкции;
- экспорт отредактированной твердотельной модели оптимизированной конструкции в CAD-формат;
- проведение проверочных расчетов для отредактированной твердотельной модели оптимизированной конструкции, анализ результатов.

5. Валидация процесса:

- изготовление исследуемых образцов исходной и оптимизированной конструкции с применением аддитивных или равноценных технологий;
- проведение натурных сравнительных испытаний исходной и оптимизированной конструкций, сопоставление и анализ результатов.

При существенном отклонении от заданных критериев прочности (работоспособности) выполняется возврат к стадии 2 корректировки критериев или(и) граничных условий оптимизации. В случае относительно небольших отклонений выполняется переход к стадии 4 для ручного редактирования геометрии конструкции. Проведение таких изменений с последующими проверочными расчетами осуществляется до достижения заданных требований прочности.

АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ИЗДЕЛИЯ

Рассмотрим пример выполнения оптимизации конструкции крюка, входящего в состав устройства останковки колесного транспорта [13]. В данном случае в качестве значения критерия работоспособности (прочности) принимается значение разрушающей нагрузки для исходной конструкции крюка.

Топологическая оптимизация выполнялась для целевой функции минимизации податливости. В качестве одного из условий для формирования объема оптимального решения выступало использование 25 % первоначального объема пространства модели. Топологическая оптимизация выполнялась в программном комплексе SolidThinking Inspire.

Соотношение объемов полученных 3D-моделей крюков оптимизированной и исходной конструкции составило 0,695, т. е. при использовании одного и того же материала, одной технологии изготовления масса оптимизированного крюка будет на 30,5 % ниже исходной. Изготовление образцов крюков исходной и оптимизированной конструкций выполнялось методом 3D-печати по технологии FDM на 3D-принтере Fortus 250mc. Для печати использовался материал ABSplus-P430.

Изготовленные образцы исходного и оптимизированного вариантов крюков приведены на рис. 1.

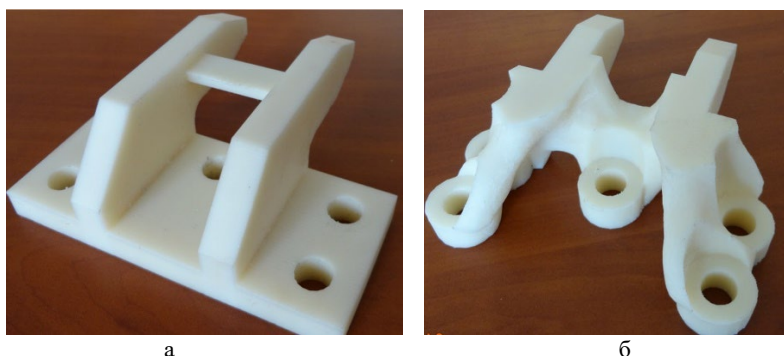


Рисунок 1 – Конструкция крюков, изготовленных методом 3D-печати:
а – исходная, *б* – оптимизированная

Исследованы механические свойства материала, полученного после печати при заданных настройках принтера в зависимости от ориентации расположения, ориентации раstra печати и слоев печати к направлению прикладываемой при испытаниях к образцам нагрузки. Определены по итогам обработки экспериментальных данных значения параметров билинейной модели поведения материала для рассматриваемого пластика ABSplus-P430.

Расчетные конечно-элементные модели исходного и оптимизированного вариантов крюков созданы в программном комплексе ANSYS Workbench. Описание свойств материалов, граничных условий и прикладываемых нагрузок выполнено в приложении LS-PrePost, расчет – в решателе LS-DYNA. В качестве критерия разрушения задавалась величина пластической деформации при растяжении.

Испытания крюков по определению разрушающей нагрузки проводились на универсальной испытательной разрывной машине Instron Satec 300LX, обеспечивающей погрешность измерения деформации и нагрузки не более 0,5 %. Сопоставление расположения зон разрушения, геометрии изломов, полученных расчетным и экспериментальным путем, свидетельствует об их хорошем соответствии, как для исходной, так и для оптимизированной конструкции.

Отличие расчетных и экспериментальных значений разрушающих нагрузок крюков исходной и оптимизированной конструкции не превышает 10,3 %, что является вполне удовлетворительным для моделирования разрушения материала, обладающего нелинейными и анизотропными свойствами. На рис. 2 приведены результаты численного расчета и испытаний на прочность приспособления исходной и оптимизированной конструкции.

Расчетная и экспериментальная оценки эффективности проведенной оптимизации также находятся в удовлетворительном соотношении 44,4 и 57,8 % соответственно, т. е. их отличие составляет 13,4 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная методика топологической оптимизации элементов конструкций включает рекомендации по проверке критериев ее эффективности посредством апробации результатов оптимизации, заключающейся в сопоставлении расчетных и экспериментальных данных по оценке работоспособности (прочности) исходной и оптимизированной конструкций. Методика адаптирована для конструкций, изготовленных методом 3D-печати, материалы которых зачастую проявляют анизотропные свойства.

Результаты апробации методики на примере силового крюка, входящего в конструкцию устройства остановки колесного транспорта, подтверждают корректность предложенных методических рекомендаций, выбранных подходов моделирования и определения свойств материала конструкции, полученной методом 3D-печати.

Разработанная комплексная методика топологической оптимизации элементов конструкций может быть эффективно применена, начиная с самых ранних стадий концептуального проектирования.

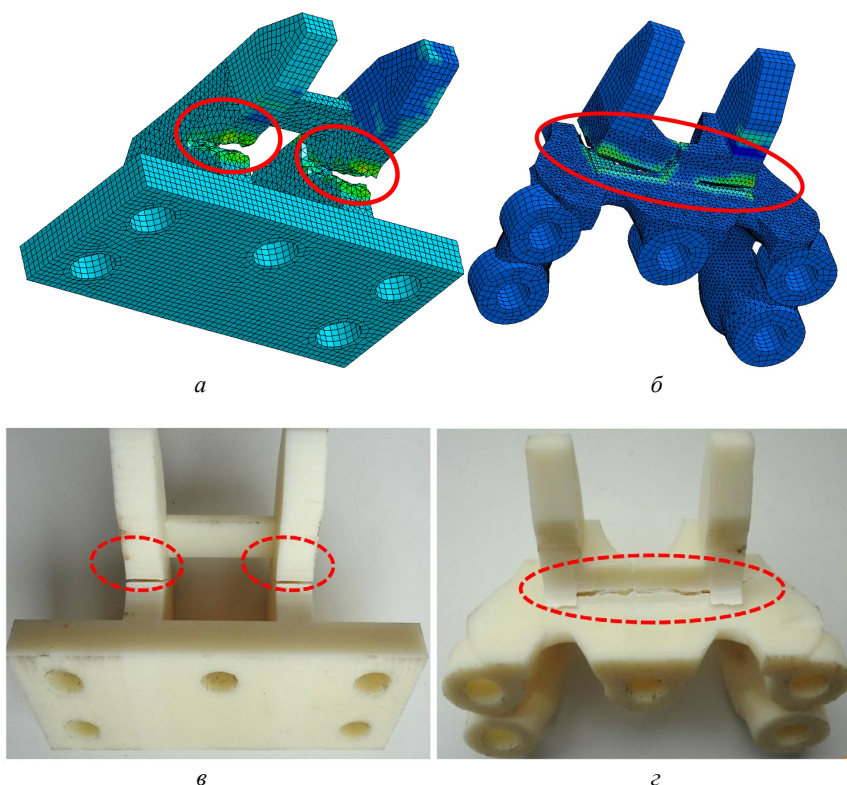


Рисунок 2 – Результаты расчета и испытаний крюков исходной и оптимизированной конструкции.

Расчет конструкций: а – исходной, б – оптимизированной.
Испытания конструкций: в – исходной, г – оптимизированной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Cazacu, R. Overview of structural topology optimization methods for plane and solid structures / R. Cazacu, L. Grama // ANNALS OF THE UNIVERSITY OF ORADEA. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2014. – Vol. XXIII (XIII), iss. 3. – pp. 1583–1591.
2. Sigmund, O. Topology optimization approaches: a comparative review / O. Sigmund, K. Maute // Structural and Multidisciplinary Optimization. – 2013. – Vol. 48, iss. 6. – pp. 1031–1055.

3. Structural topology optimization with constraints on multi-fastener joint loads / J.-H. Zhu, J. Hou, W.-H. Zhang [et al.] // Structural and Multidisciplinary Optimization. – 2014. – Vol. 50, iss. 4. – pp. 561–571.

4. Leiva, J. P. Structural optimization methods and techniques to design efficient car bodies [Electronic resource] / J. P. Leiva // Proc. of International Automotive Body Congress 2011, Troy, MI, 9–10 Nov. 2011. – New York, 2011. – Vol. 28. – Pp. 41–54. – URL: https://www.vrand.com/wp-content/uploads/2012/02/jpleiva_iabc2011.pdf (date of access: 09.09.2022).

5. Zhu, J.-H. Topology Optimization in Aircraft and Aerospace Structures Design / J.-H. Zhu, W.-H. Zhang, L. Xia // Archives of Computational Methods in Engineering. – 2016. – Vol. 23, iss. 4. – pp. 595–622.

6. Brackett, D. Topology optimization for additive manufacturing / D. Brackett, I. Ashcroft, R. Hague // 22nd Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium – An Additive Manufacturing Conference, SFF. – 2011. – pp. 348–362.

7. Tomlin, M. Topology Optimization of an Additive Layer Manufactured (ALM) Aerospace Part / M. Tomlin, J. Meyer // Proceeding of the 7th Altair CAE Technology Conference. – 2011. – pp. 1–9.

8. Мягков, Л. Л. Реализация топологической оптимизации методом BESO в среде ANSYS APDL и ее применение для оптимизации формы шатуна тепловозного дизеля / Л. Л. Мягков, С. П. Чирский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2018. – № 11(704). – С. 38–48.

9. Применение метода топологической оптимизации для уменьшения массы конструктивно подобного кронштейна трубопровода авиационного ГТД / Д. Д. Попова, Н. А. Самойленко, С. В. Семенов [и др.] // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2018. – № 55. – С. 42–51.

10. Топологическая оптимизация корпусных деталей вертолетного редуктора / А. М. Хитрин, М. М. Ерофеева, В. Р. Туктамышев, А. А. Ширяев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2018. – № 53. – С. 43–51.

11. Компьютерное проектирование несущих конструкций машин с применением средств топологической оптимизации / С. Н. Поддубко, А. В. Шмелев, В. И. Ивченко [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2016. – Т. 5. – С. 86–90.

12. Башин К. А. Методы топологической оптимизации конструкций, применяющиеся в аэрокосмической отрасли / К. А. Башин, Р. А. Торсунов, С. В. Семенов // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2017. – № 51. – С. 51–61.

13. Методические рекомендации по топологической оптимизации силовых конструкций с применением средств численного моделирования / В. И. Ивченко, А. В. Шмелёв, А. В. Талалуев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2022. – № 4. – С. 68–79.

Представлено 07.10.2025

УДК 378.147:629.3

**СТУДЕНЧЕСКОЕ ИНЖЕНЕРНОЕ БЮРО КАК
ПЛАТФОРМА РАЗВИТИЯ ПРАКТИКО-
ОРИЕНТИРОВАННОГО ОБРАЗОВАНИЯ (НА ПРИМЕРЕ
БЮРО «ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ» БНТУ)**

STUDENT ENGINEERING BUREAU AS A PLATFORM
FOR PRACTICE-ORIENTED ENGINEERING EDUCATION
(CASE STUDY OF THE “ADVANCED VEHICLE DESIGN”
BUREAU AT BNTU)

Горнак И.В., магистрант, **Серебряков И.А.**, канд. техн. наук.
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
I. Harnak, master's student, I. Serebryakov, Ph. D. in Eng.,
Belarusian National Technical University,
Minsk, Republic of Belarus

В статье представлен опыт деятельности студенческого инженерного бюро «Перспективные конструкции транспортных средств» при автотракторном факультете БНТУ. Рассмотрены основные направления его работы: проектирование электротранспорта, внедрение современных технологий, участие в научных форумах, организация мероприятий и профориентационная деятельность. Показано, что такая форма студенческого самоорганизованного проектирования способствует развитию инженерного мышления, командной работы и формированию компетенций, востребованных в машиностроительной отрасли.

The article presents the experience of the Student Engineering Bureau “Advanced Vehicle Design” at the Automotive and Tractor Faculty of BNTU. The main areas of activity are described: electric vehicle development, implementation of modern technologies, participation in scientific forums, and educational outreach. It is shown that this form of student project organization fosters engineering thinking, teamwork, and the development of competencies demanded in the modern automotive industry.

Ключевые слова: инженерное образование; студенческое бюро; электротранспорт; практическая подготовка; инновационные проекты.

Keywords: engineering education; student bureau; electric transport; practical training; innovation projects.

ВВЕДЕНИЕ

Инженерное образование в современных условиях требует тесной связи с реальной проектной деятельностью и технологическими задачами отрасли. Для этого в Белорусском национальном техническом университете создано студенческое бюро «Перспективные конструкции транспортных средств», функционирующее при автотракторном факультете.

Бюро объединяет студентов разных курсов и направлений, реализующих собственные инженерные идеи – от конструирования узлов электромобилей до участия в международных форумах и конкурсах

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В 2025 году студенческое конструкторское бюро стало активно развивающейся площадкой взаимной интеграции теоретического обучения, практической инженерной деятельности и научных исследований. Здесь студенты получают возможность не только закреплять академические знания, но и осваивать современные технологии проектирования, экспериментирования и управления инженерными системами. Работа бюро направлена на формирование компетенций, соответствующих требованиям современной инженерной школы, и реализацию междисциплинарных проектов во всех ключевых сферах автомобилестроения – от электротранспорта и систем управления до аэродинамики, энергетики, конструкции кузова и компонентов трансмиссии.

В течение года коллективом бюро была разработана и испытана опытная модель студенческого электромобиля Leafada 2114e. Реализация проекта позволила студентам получить практические навыки интеграции электрических силовых установок и систем управления, а также освоить методы тестирования энергоэффективных транспортных платформ. В рамках технологического направления создана и продемонстрирована на выставках и конкурсах модель аэродинамической трубы, предназначенная для учебных и демонстрационных

целей, что позволило существенно расширить возможности лабораторной базы и обеспечить проведение прикладных исследований в области аэродинамики.

Одним из значимых достижений стало выполнение проекта электрокартинга, включающего внедрение электродвигателя в его конструкцию, сборку и проведение трековых испытаний. Дополнительно изготовлено собственное зарядное устройство и подготовлен комплект технической документации, а также выполнено оформление визуальной идентичности студенческого бюро – разработаны баннеры, логотип и элементы фирменного стиля.

Деятельность бюро получила широкое освещение на научных и общественных площадках. В мае 2025 года студенческие разработки были продемонстрированы на крупнейшем автофестивале БНТУ Briclki Fest, а также представлены на Республиканском форуме молодых ученых в Гомеле и Белорусско-китайском научном форуме

в БГУ. Осенью того же года бюро приняло участие в Фестивале науки в Центральном ботаническом саду НАН Беларуси, где были показаны собственные инженерные решения и прототипы транспортных систем на электротяге. Параллельно велась подготовка публикаций к республиканским и иностранным конференциям что свидетельствует о росте научного потенциала коллектива и переходе от учебно-практической деятельности к научно-исследовательской работе.

Студенческое конструкторское бюро постепенно превратилось в лабораторию инженерной инициативы, где формируются ключевые профессиональные компетенции будущих инженеров: системное мышление, проектная культура, навыки командной работы, коммуникации и публичных выступлений. Организация деятельности в формате проектных команд способствует развитию самостоятельности, ответственности и креативного подхода к решению технических задач. Особое внимание уделяется просветительской работе – проводятся экскурсии и демонстрации для школьников, студентов младших курсов и иностранных участников, что способствует повышению интереса к инженерным специальностям и развитию профориентационной среды.

Таким образом, деятельность студенческого конструкторского бюро в 2025 году показала устойчивую динамику роста и стала примером эффективного сочетания учебного процесса, научных исследований и практического проектирования, обеспечивая подготовку инженеров нового поколения, способных решать актуальные задачи в сфере электротранспорта и инновационных технологий машиностроения.

ВЫВОДЫ

Опыт студенческого инженерного бюро БНТУ показывает, что подобные инициативы эффективно интегрируют учебный процесс, науку и производство.

Бюро формирует компетенции будущих инженеров, способствует развитию инженерной культуры и усиливает практико-ориентированный компонент образования.

В перспективе деятельность бюро планируется расширять за счет привлечения грантов, сотрудничества с промышленными партнерами и участия в союзных программах Союзного государства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серебряков, И. А. Прототипирование универсальной электрической движущей части электромобиля с открытым исходным кодом / И. А. Серебряков, И. В. Горнак // IV Республиканский форум молодых ученых учреждений высшего образования с международным участием : сборник материалов форума (Гомель, 18–20 мая 2025 года) / редкол. : Д. Л. Коваленко (гл. ред.) [и др.] ; М-во образования Республики Беларусь, Гомельский гос. ун-т им. Ф. Скорины. – Гомель, 2025. – С. 77–78.

2. Серебрякова, Н. Г. Эволюция инженерной деятельности как движущая сила смены экономических укладов / Н. Г. Серебрякова, И. А. Серебряков // Современное профессиональное образование. – 2025 – № 7 – С. 136–140. – EDN RVQUNP.

Представлена 02.09.2025

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.436

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ
С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ
СМЕСЕЙ МЕТИЛОВОГО ЭФИРА РАПСОВОГО МАСЛА
И БУТАНОЛА**

**SIMULATION OF WORKING PROCESS OF THE COMPRESSION
IGNITION ENGINE WHEN USING BLENDS OF METHYL ESTER
OF RAPESEED OIL AND BUTANOL**

Гершань Д. Г., ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
D. Hershan, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Проведено моделирование рабочего процесса двигателя 4ЧН11/12,5 при применении смесей метилового эфира рапсового масла с бутанолом. Определен состав смеси, позволяющий применять ее в двигателе без конструктивных изменений.

Simulation of working process of 4ЧН11/12,5 engine when using blends of methyl ester of rapeseed oil with butanol has been conducted. Composition of blends, allowing it to be used in the engine without design changes has been determined.

Ключевые слова: двигатель, рабочий процесс, моделирование, метиловый эфир рапсового масла, бутанол

Keywords: engine, working process, simulation, methyl ester of rapeseed oil, butanol.

ВВЕДЕНИЕ

Среди различных альтернативных жидких видов топлива наиболее перспективными являются топлива, получаемые из возобновляемых ресурсов (спирты, эфиры, растительные масла). Анализ свойств различных топлив и исследований применения их в двигателях показывают перспективность совместного использования метилового эфира рапсового масла и бутанола [1–7]. Показатели рабочего процесса существенно зависят от состава и свойств топлива. Поэтому

исследования по определению состава смесей данных топлив для организации рабочего процесса, позволяющего получить требуемые показатели работы двигателя, достаточно актуальны.

ИССЛЕДОВАНИЯ

Проведено компьютерное моделирование рабочего процесса двигателя 4ЧН11/12,5 при применении смеси метилового эфира рапсового масла с бутанолом для исследования влияния ее состава на показатели процесса. Содержание бутанола в смеси при проведении исследований составляло 5, 10, 20, 30 и 40 % по объему. Для уточнения расчетов были обработаны индикаторные диаграммы, полученные при работе на данных смесях одноцилиндровой установки ИТ9-3М.

Моделирование показало, что состав смеси оказывает различное влияние на показатели рабочего процесса на различных режимах и при различных регулировочных и конструктивных параметрах двигателя.

Сокращение продолжительности тепловыделения при увеличении содержания бутанола в смеси ведет к повышению эффективности использования, подведенной с топливом теплоты. Также фактором, способствующим росту индикаторного КПД, является увеличение коэффициента избытка воздуха, вызванное изменением элементного состава смеси. В случае повышения содержания бутанола массовая доля кислорода возрастает.

Анализ полученных зависимостей среднего индикаторного давления, индикаторного КПД, удельного индикаторного расхода топлива, удельного выброса оксидов азота, сажи от состава смеси при различных углах опережения впрыска топлива, давлениях впрыска, расходах воздуха показывает перспективность использования данных смесей для обеспечения требуемых показателей работы двигателя с сохранением или изменением его регулировочных или конструктивных параметров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Содержание бутанола в смеси до 10 % по объему не приводит к существенному изменению основных показателей рабочего процесса двигателя по сравнению со значениями, полученными при использовании метилового эфира, и может использоваться без его конструктивных изменений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок, Г. М. Методика прогнозирования влияния состава и свойств топлив на показатели рабочего процесса дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Изобретатель. – 2017. – № 4. – С. 42–45.
2. Гершань, Д. Г. Влияние состава топлива, содержащего бутанол, на показатели рабочего процесса дизеля / Д. Г. Гершань // Наука и техника. – 2017. – Т. 16, № 3. – С. 225–231.
3. Метилловый эфир рапсового масла как дизельное топливо / В. А. Марков, С.А. Нагорнов, С.В. Романцова [и др.] // Транспорт на альтернативном топливе. – 2017. – № 6 (60). – С. 17–30.
4. Марков, В. А. Многокомпонентные смесевые биотоплива для дизельных двигателей / В. А. Марков, С. В. Гусаков, С. Н. Девянин // Вестник РУДН. – 2012. – № 1. – С. 46–57.
5. Юрлов, А. С. Влияние метилового эфира рапсового масла на дымность отработавших газов дизельных двигателей (часть 1) / А. С. Юрлов // Вестник Вятского ГАТУ. Агроинженерия. – 2023. – № 4 (18). – С. 200–214.
6. The Influence of Diesel Fuel-biodiesel-ethanol-butanol Blends on the Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine / A. Keskin, İbrahim Aslan Reşitoğlu, Abdulkadir Yasar [et al.] // Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. – 2013. – Vol.35, iss.19. – pp. 1873–1881.
7. Kumar, N. Blending of Higher Alcohols with Vegetable Oil Based Fuels for Use in Compression Ignition Engine / N. Kumar, S. Bansal, H. Pali // SAE Technical Paper. – 2015. – 1951–1958.

Представлено 29.05.2025

ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

**МОДЕЛИ РАБОТЫ ФОРВЕСТЕРА С УЧЕТОМ
НАДЕЖНОСТИ**

FORVESTER OPERATING MODELS WITH RELIABILITY

Клоков Д. В.¹, канд. техн. наук, доц.,

Леонов Е.А.², канд. техн. наук, доц.,

Гарабажиу А.А.², канд. техн. наук, доц., **Чикилевский Я.А.**², асс.,

¹Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

²Белорусский государственный технологический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

D. Klovov¹, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

E. Leonov², Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

A. Garabagiu², Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

Y. Chukileuski¹, Assistant Lecturer;

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

²Belarusian State Technological University, Minsk, Republic of Belarus

В данной работе рассматривается возможность создания математическая модель для оптимизации работы лесных машин. Такая модель, используя теорию массового обслуживания, способна анализировать потоки сырья и отказов, тем самым позволяя определить рациональные эксплуатационные параметры рабочей машины для достижения максимальной производительности и прибыли.

This paper examines the possibility of creating a mathematical model for optimizing the operation of forest machines. Such a model, using the theory of mass service, is capable of analyzing the flow of raw materials and failures, thereby allowing us to determine the rational operating parameters of the working machine to achieve maximum productivity and profit.

Ключевые слова: математическая модель, лесная промышленность, теория массового обслуживания, анализ, характеристики.

Keywords: mathematical model, forest industry, queuing theory, analysis, characteristics.

ВВЕДЕНИЕ

Современные лесные многооперационные машины (форвестеры, харвардеры, харвестеры, форвардеры и др.) представляют собой сложные системы. Установление рациональных параметров их работы обеспечит в дальнейшем эффективность функционирования таких машин [1–6].

Анализ вероятностной природы технологических процессов в лесном комплексе позволяет установить оптимальные и рациональные решения. Появляется возможность без дополнительных затрат получить положительные эффекты с достижением прибыли. Этот критерий является во всех случаях функционирования производства.

Определение оптимальных структур, качественных и количественных параметров функционирования, операций, предприятий лесного комплекса представляет задачу с учетом целого ряда факторов: природно-производственные, внешние, финансовые и др.

При исследовании функционирования различных лесопромышленных систем приняты следующие положения и допущения. Применяемые основы теории массового обслуживания вполне могут использоваться для исследования и принятия оптимальных и рациональных решений. Речь идет о решениях в области лесного комплекса.

Потоки предметов труда (деревья, хлысты, сортименты, пиломатериалы) и технических отказов оборудования обладают следующими свойствами. Стационарностью – основные параметры изменяются незначительно в течение продолжительного периода времени. Ординарностью – обработка предметов труда и устранение технических отказов осуществляется поодиночке. Отсутствие последствия – не влияет на обработку последующего предмета труда и технического отказа.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Модель работы указанной системы представляет собой систему линейных дифференциальных уравнений. Критериями являются вероятности возможных состояний во времени ее работы. В результате решения, по полученным моделям, устанавливаются: интенсивности подачи древесного сырья на обработку, которые обеспечивают максимальную производительность оборудования, интенсивность вос-

становления работоспособности его после технического отказа, размер рационального запаса древесного сырья.

Математическая модель работы форвестера разработана с учетом технических отказов (рис. 1). Для нее характерны следующие состояния: S_0 – машина исправна, но не производит обработку деревьев, сбор, транспортировку, разгрузку и подсортировку сортиментов (совершает холостой ход с погрузочного пункта на пасеку); S_1 – машина исправна, осуществляет валку деревьев, очистку их от сучьев, раскряжевку, сбор сортиментов, их транспортировку, разгрузку и подсортировку на погрузочном пункте; S_{21} – отказ ходовой части; S_{22} – отказ двигателя; S_{23} – отказ технологического оборудования (манипулятора, харвестерной головки); S_{24} – отказ гидравлической системы; S_{25} – отказ системы управления.

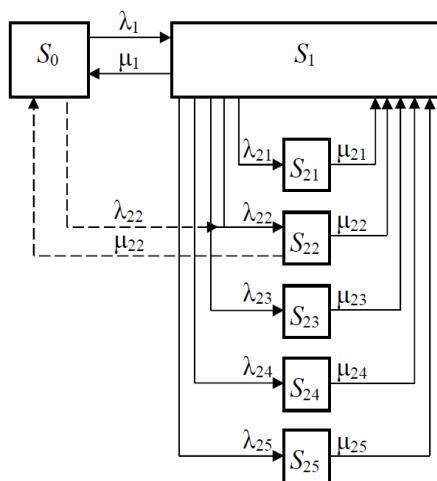


Рисунок 1 – Схема состояний системы форвестера

В такой модели имеют место два типа потоков: древесного сырья и отказов оборудования. Приоритетом пользуется поток отказов, т. к. при их наступлении они «обрабатываются» (ремонт) в первую очередь.

Из свободного состояния S_0 в рабочее S_1 система переходит с интенсивностью λ_1 подачи рабочего органа к растущему дереву. Обратный переход осуществляется посредством валки деревьев, очистки

их от сучьев, раскряжевки хлыстов на сортименты, сбора, погрузки и транспортировки сортиментов с интенсивностью μ_1 . При наступлении отказа ходовой части система с интенсивностью λ_{21} перейдет из состояния S_1 в S_{21} . После выполнения ремонта с темпом μ_{21} система вернется в состояние S_1 . Отказ двигателя может привести к переходу в положение S_{22} , как из состояния S_0 , так и из S_1 с интенсивностью λ_{22} . После ремонта система с темпом μ_{22} может перейти как в состояние S_0 , так и в состояние S_1 . Отказ технологического оборудования приведет к переходу в состояние S_{23} из состояния S_1 с интенсивностью λ_{23} . После ремонта система перейдет из состояния S_{23} в S_1 с темпом μ_{23} . Отказ гидросистемы приведет систему из состояния S_1 в S_{24} с интенсивностью λ_{24} . После ремонта система перейдет из состояния S_{24} в S_1 с темпом μ_{24} . Отказ системы управления приведет систему из состояния S_1 в S_{25} с интенсивностью λ_{25} . После ремонта система перейдет из состояния S_{25} в S_1 с темпом μ_{25} .

Полученные зависимости вероятностей состояний форвестера позволяют установить рациональные значения параметров машины. Технология работы с зависимостями следующая. На основе технических характеристик принимается ряд параметров, например, μ_1 , λ_{21} , λ_{22} , λ_{23} , λ_{24} , λ_{25} , и из построенных зависимостей устанавливаются искомые параметры. Например, λ_1 , μ_{21} , μ_{22} , μ_{23} , μ_{24} , либо μ_{25} .

На рис. 2 приведен пример установления одного из названных параметров.

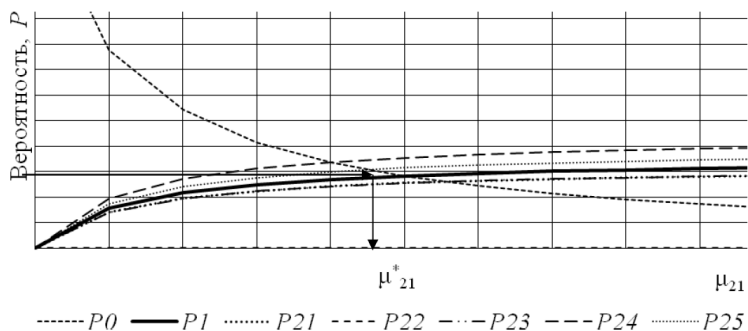


Рисунок 2 – Зависимость вероятностей состояний систем форвестера

Установленное рациональное значение μ^*_{21} позволяет определить рациональную продолжительность восстановления ходовой части.

При этом обеспечивается надлежащая производительность машины, т. к. достигается практически максимальная ее величина P_1^* (вероятность работы).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленная модель, опираясь на заданные параметры исследуемого форвестера, обеспечивает определение оптимальных режимов как подачи сырья для обработки, так и восстановительных работ в случае технических отказов. Это достигается за счет увеличения производительности оборудования при минимальных финансовых издержках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клоков, Д. В. Модель работы лесовозного автопоезда с учетом надежности / Д. В. Клоков, А. А. Гарабажиу, Е. А. Леонов // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : сборник научных статей. Выпуск 2. – Мн., 2020. – С. 164–173.
2. Леонов, Е. А. Математическая модель работы рубильной машины с учетом ее технических отказов / Е. А. Леонов, В. В. Игнатенко, Д. В. Клоков // Труды БГТУ «Лесная и деревообраб. промышленность». – 2016. – № 2. – С. 40–44.
3. Клоков, Д. В. Модель работы форвардера с учетом надежности / Д. В. Клоков, Е. А. Леонов, И. В. Турлай // Труды БГТУ «Лесная и деревообраб. промышленность». – 2015. – № 2. – С. 23–26.
4. Клоков, Д. В. Модель работы харвардера с учетом надежности / Д. В. Клоков, Е. А. Леонов // Сборник научных статей «Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенко». – 2015. – № 160. – С. 159–164.
5. Клоков, Д. В. Модель работы харвестера / Д. В. Клоков, И. В. Турлай // Труды БГТУ. – 2014. – № 2. – С. 77–79.
6. Клоков, Д. В. Модели работы лесных машин с учетом надежности / Д. В. Клоков, И. В. Турлай // Труды БГТУ «Лесная и деревообраб. промышленность». – 2012. – № 2. – С. 66–67.

Представлено 28.05.2025

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ТЯГОВЫХ ПРИВОДОВ КОЛЕСНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

ANALYSIS OF WHEEL LOADER TRACTION DRIVE DESIGNS

Мамонов Л. С., аспирант,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
L. Mamonau, Postgraduate,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выполнен анализ современных тенденций развития конструкций тяговых приводов колесных погрузчиков. На основе опыта применения новых технологий выявлены перспективы эффективности, преимущества и недостатки, которые влияют на разработку оптимальной конструкции гибридного электрического колесного погрузчика.

Modern trends in the development of wheel loader traction drive designs are analyzed. Based on the experience of using new technologies the efficiency prospects, advantages and disadvantages have been identified that affect the development of the optimal design of hybrid electric wheel loader.

Ключевые слова: колесный погрузчик, тяговый привод, трансмиссия, электрический гибрид.

Keywords: wheel loader, traction drive, transmission, electric hybrid.

ВВЕДЕНИЕ

Колесный погрузчик – это транспортное средство повышенной проходимости, приводимое в движение двигателем, предназначенное для погрузочно-разгрузочных, землеройно-транспортных, монтажных и других работ и широко используемое в стесненных условиях местах с ограниченной рабочей зоной.

К тяговым приводам погрузчиков предъявляются высокие требования, общий принцип которых заключается в необходимости обеспечения:

- максимальной силы тяги при минимальной скорости движения;
- частого реверсирования движения;

– оптимального распределения мощности двигателя [1].

Традиционно колесные погрузчики оснащаются дизельным двигателем внутреннего сгорания и гидравлической трансмиссией. Дизельные двигатели зарекомендовали себя высокой эффективностью, надежностью и долговечностью, а гидравлическая трансмиссия обеспечивает плавное преобразование скорости и вращающего момента, возможность изменения направления движения и максимальное усилие по тяге при малых оборотах дизеля [2].

Однако, несмотря на высокое соотношение производительности и общей стоимости владения, дизельные двигатели являются одним из основных факторов загрязнения воздуха, а мировые тенденции машиностроения направлены на снижение количества выбросов загрязняющих веществ. Одним из путей решения данной проблемы является применение гибридных и электрических технологий, которые уже являются устоявшейся тенденцией для легковых автомобилей и пассажирского транспорта.

Целью данной работы является рассмотрение направлений и возможностей электрификации колесных погрузчиков, в частности, конструкций тяговых приводов.

ВАРИАНТЫ КОНСТРУКЦИЙ ТЯГОВЫХ ПРИВОДОВ

Классическая схема тягового привода колесного погрузчика (рис. 1) состоит из дизельного двигателя внутреннего сгорания (ДВС), который передает крутящий момент через гидравлическую трансмиссию (ГТ) и коробку передач (КП) на колеса, а также обеспечивает работу основного насоса погрузочного оборудования. Трансмиссия может быть гидродинамической, в случае установки гидротрансформатора, либо гидростатической, при использовании гидронасоса. В некоторых конструкциях небольших колесных погрузчиков коробка передач может отсутствовать. Подобные конфигурации приводов обеспечивают хорошую производительность с точки зрения использования мощности двигателя и плавной управляемости параметрами работы техники. Основной недостаток связан с низким коэффициентом полезного действия (60–70 %) из-за передачи энергии гидравлическим путем, что требует использования двигателя более высокой мощности и повышает расход топлива для достижения желаемой производительности.

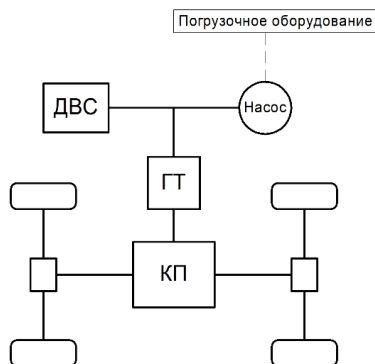


Рисунок 1 – Схема конструкции тягового привода колесного погрузчика, оснащенного гидравлической трансмиссией

Тех же возможностей разделения мощности можно достичь при использовании электрических и гибридных решений в качестве альтернативы традиционным силовым агрегатам. Наиболее распространенная схема (рис. 2) представляет собой выработку электроэнергии за счет механической связи между ДВС и электрогенератором (Г), который передает мощность на электродвигатель (ЭД). Аккумуляторные батареи отвечают за обмен электроэнергией с электродвигателем и накапливают заряд, получаемый от работы электрогенератора, а также могут рекуперировать электроэнергию при торможении. Погрузочное оборудование по-прежнему работает гидравлически и приводится в действие с помощью жидкости, поступающей от насоса. В приведенной схеме насос механически связан с ДВС, однако существуют конфигурации с использованием мотор-генератора, передающего мощность как на тяговую часть, так и на насос. Также возможно использование для насоса отдельного электродвигателя, который получает энергию от АКБ. Кроме того, возможны вариации с использованием двух тяговых электродвигателей для каждой отдельной оси погрузчика, либо четырех электродвигателей для каждого колеса. Подобные схемы в различных исполнениях реализованы в конструкции погрузчиков Hitachi ZW220HYB-5B [3], Volvo LX1[5], John Deer 944K [7]. Такая вариативность конфигураций открывает перспективы для поиска решений оптимизации энергопотребления и разработок наиболее эффективных конструкций для удовлетворения фактической потребности в мощности.

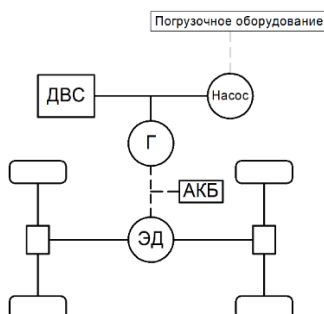


Рисунок 2 – Схема конструкции тягового привода колесного погрузчика, оснащенного гибридной последовательной трансмиссией

Более близкая к традиционной гидравлической трансмиссии гибридная электрическая схема (рис. 3) представляет собой наличие механически соединенного с ДВС электрического мотор-генератора, который передает мощность на коробку передач, распределяющую мощность между передней и задней осями, и на насос погрузочного оборудования. Наличие аккумуляторных батарей, заряжаемых так же мотор-генератором, позволяет быстро повысить мощность и рекуперировать энергию при торможении. Такая схема была реализована в конструкции погрузчика Volvo 220F [4] и обеспечивает дизельному двигателю дополнительную электрическую мощность и возможность частых и оперативных запусков и остановок благодаря более высоким энергетическим возможностям по сравнению с гидравлической трансмиссией.

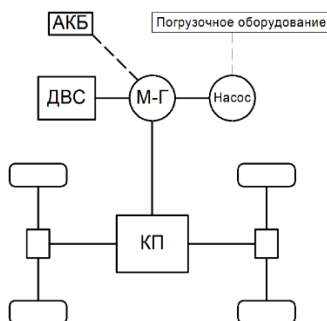


Рисунок 3 – Схема конструкции тягового привода колесного погрузчика, оснащенного гибридной параллельной трансмиссией

Также известны конструкции колесных погрузчиков с полной электрификацией, например, Kramer 5055e, Volvo LX-2 [6]. У таких погрузчиков отсутствует двигатель внутреннего сгорания, а тяговый привод осуществляется за счет электродвигателей, питаемых от аккумуляторных батарей. Привод насоса погрузочного оборудования так же осуществляется электродвигателем, обычно, отдельным от тягового. Полностью электрические решения для погрузчиков позволяют им работать без каких-либо локальных выбросов и загрязнений воздуха, однако требуют большой емкости аккумуляторных батарей, дополнительной инфраструктуры для их зарядки, а также ограничены по времени непрерывной работы. Поэтому, как правило, на данный момент полная электрификация применяется только для небольших погрузчиков.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современный технический уровень способствует развитию новых конструкторских решений с применением электрических и гибридных технологий для колесных погрузчиков. Успешное применение погрузчиков с новым поколением трансмиссии показало пригодность таких машин к работе в суровых условиях и более низкую стоимость владения по сравнению с дизельными аналогами. Однако преимущества, вытекающие из электрификации традиционных дизельных силовых агрегатов, сталкиваются с трудностями в виде увеличения конечной стоимости машины и нехваткой запаса заряда аккумуляторных батарей в течении работы. Поэтому в случае электрификации колесного погрузчика для получения максимального от этого эффекта необходимо стремиться к наиболее оптимизированному фактору гибридизации: для машин большой мощности лучшим решением является использование гибридной силовой установки с использованием дизельного двигателя меньшего размера и мощности, а для небольших машин хорошо подходят полностью электрические решения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Капуста, П. П. Трансмиссии колесных погрузчиков с гидростатическим приводом / П. П. Капуста, С. В. Полешук // Новые технологии и материалы, автоматизация производства : сборник статей

международной научно-технической конференции, Брест, 20–21 октября 2022 г. / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет ; редкол.: С. Р. Онысько [и др.]. – Брест, 2022. – С. 238–246.

2. Шарангович, А. И. Анализ принципиальных схем бесступенчатых трансмиссий, выполненных на основе объемной гидropередачи / А. И. Шарангович, О. В. Брилевский // Современные методы проектирования машин : республиканский межведомственный сборник научных трудов : в 7 т. / под общ. ред. П. А. Витязя ; редкол.: П. А. Витязь (пред.) [и др.]. – Мн., 2004. – Вып. 2, т. 3 : Проектирование приводов машин. – 2004. – С. 109–113.

3. shida, K. Hybrid Wheel Loaders Incorporating Power Electronics / L. Ishida, M. Higurashi // Hitachi Review. – 2015. – Vol. 64, №7. – P. 98–402.

4. Filla, R. Alternative system solutions for wheel loaders and other construction equipment / R. Filla // 1st CTI Forum Alternative Electric and Hybrid Drive Trains. – Berlin, 2008. – 18 p.

5. For Construction Pros: Volvo LX1 Hybrid Loader Delivers 50 % Fuel Efficiency Gain In Customer Testing // Volvo Construction Equipment. – URL: <https://www.forconstructionpros.com/equipment/earthmoving/loaders/press-release/20867392/volvo-construction-equipment-volvo-lx1-hybrid-wheel-loader-delivers-50-fuel-efficiency-gain-for-waste-management-in-customer-testing> (date of access: 18.12.2024).

6. For Construction Pros : Volvo CE Demonstrates LX2 Electric Compact Wheel Loader // Volvo Construction Equipment. – URL: <https://www.forconstructionpros.com/equipment/earthmoving-compact/wheel-loaders/press-release/21026965/volvo-construction-equipment-volvo-ce-demonstrates-lx2-electric-compact-wheel-loader> (date of access: 18.12.2024).

7. John Deere // 944K Wheel Loader a hybrid of epic innovations. – URL: <https://www.deere.com/assets/pdfs/common/products/wheel-loaders/944k-wheel-loader-dka944.pdf> (date of access: 18.12.2024).

Представлено 07.05.2025

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ПОРТАЛЬНЫХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

**SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS
OF HIGH-PERFORMANCE WIDE SPAN
AGRICULTURAL MACHINES**

Ченьхой Чжао¹, Ключников А. В.¹, канд. техн. наук,
Шидловский И. И.¹, Захаров А. В.², канд. техн. наук, доц.,
Филипова Л. Г.², ст. преп.

¹ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр», Индустриальный парк
«Великий камень», г. Минск, Беларусь

²Белорусский национальный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь

Chenhui Zhao¹, A. Kliuchnikov¹, Ph. D. in Eng., I. Shidlovskiy¹,
A. Zakharov², Ph. D. in Eng., Ass. Prof., L. Filipova², Senior Lecturer,
¹LLC "YTO Technology Blr", Industrial Park "Great Stone",
Minsk, Belarus

²Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Применение портальных сельскохозяйственных машин является одним из способов для повышения производительности при обработке полей большой площади. При этом такая технология позволяет уменьшить долю технологической площади, используемую в качестве колеи для прохода движителей. Основными параметрами портального трактора является его технологическая колея и мощность силовой установки. В статье рассмотрены основные аспекты для выбора параметров портального сельскохозяйственного средства.

Using of wide span agricultural machines is one of the ways to increase productivity when processing large-area fields. At the same time, such technology allows to reduce the share of the technological area used as a track for the passage of movers. The main parameters of a wide span tractor are its technological track and the power of the power unit. The

article considers the main aspects for choosing the parameters of a wide span agricultural vehicle.

Ключевые слова: портальный трактор, точное земледелие, технологическая колея.

Keywords: wide span tractor, controlled traffic farming, technological track.

ВВЕДЕНИЕ

Широкозахватный портальный трактор – это сельскохозяйственное энергетическое орудие с длинной опорной балкой. Его отличительной особенностью от других силовых транспортных средств является то, что он движется по постоянным технологическим путям, расположенным на расстоянии, равном его пролету, в зоне размещения сельскохозяйственных орудий. Широкозахватный трактор работает не только как тяговая машина, но и как силовая база для различных широкозахватных сельскохозяйственных работ. Примеры портальных систем показаны на рис. 1.



Рисунок 1 – Примеры портальных сельскохозяйственных систем:
портальная сеялка Horsch Gantry RO G 500 (сверху слева);
трактор ASA-Lift WS 9600 WS (сверху справа);
портальный трактор Nexat с набором орудий для выравнивания грунта и посева
(снизу)

Использование портальной машины с активными навесными агрегатами обладает наибольшей перспективой, так как это позволяет минимизировать некоторые ее недостатки, и повысить общий КПД машины. КПД машины может быть рассчитан по следующей формуле:

$$\eta = \eta_T \cdot \alpha_T + \eta_{PTO} \cdot \alpha_{PTO} = \eta_T \cdot (1 - \alpha_{PTO}) + \eta_{PTO} \cdot \alpha_{PTO}$$

где α_T и α_{PTO} – степени использования мощности на привод ведущих колес (тягу) и на привод ВОМ.

η_T и η_{PTO} – тяговый КПД трактора и КПД вала отбора мощности.

Обычно тяговый КПД трактора η_T лежит в диапазоне 60–70 %, а КПД передачи мощности на ВОМ находится в пределах 93–95 %. По причине того, что КПД отбора мощности через ВОМ намного выше тягового КПД машины, то наиболее эффективно энергия используется при работе с активными и комбинированными агрегатами. Чем больше доля мощности, передаваемая через ВОМ, тем больше общий КПД машины.

Конструктивно порталые тракторы довольно просты. За счет работы с активными агрегатами на хорошо подготовленных ровных полях они не испытывают таких перегрузок как классические конструкции. Но при этом существует ряд принципиальных вопросов, которые должны быть решены для возможности их нормальной работы в полевых условиях по технологии CTF (Controlled Traffic Farming), которая требует очень точного позиционирования и управления машиной [1]. В связи с этим выделяют несколько главных вопросов при выборе параметров порталых машин:

- 1) выбор оптимальной ширины порталой машины;
- 2) обеспечение рулевого управления при прямолинейном движении;
- 3) обеспечение поворота на разворотной полосе.

При использовании сельскохозяйственных машин с различной шириной захвата большая часть плодородной почвы подвергается воздействию колес тракторов и машин. Эффективность управляемого земледелия тем выше, чем меньше непродуктивных участков поля, отведенных под инженерную зону. Она, определяется проходом, который зависит от ширины колеи и параметров колес трактора. Увеличение ширины колеи положительно влияет на показатели использования земли в управляемом земледелии, однако технически проектировать такие машины и автоматизировать управление их движением становится сложно. Поэтому целесообразно увеличивать ширину колеи широкозахватных тракторов до определенной величины, позволяющей иметь рациональные показатели использования земли в управляемом транспортном земледелии.

На сегодняшний день существуют порталные машины с шириной колеи от 3 до 21 метра. Процент потери обрабатываемой площади w_i под инженерной зоной определяется по следующей зависимости [2].

$$w_i = \frac{b_c + c}{L \cdot A} \cdot \{ [L - 2 \cdot (K + b_c + c)] \cdot [(A - b_c - c) / K + 1] + 4 \cdot A + \pi \cdot [A - b_c - c] \}$$

где L и A – длина и ширина поля;

b_c – ширина колеи одного колеса;

c – рулевой допуск (амплитуда боковых отклонений от прямолинейного движения);

K – расстояние между колесами (ширина) широкозахватного трактора.

Анализ выражения показывает, что величина потерь w_i уменьшается с увеличением колеи K . Но при увеличении ширины увеличивается масса машины, а, следовательно, и необходимая ширина колес. При увеличении ширины шин b_c и технологического допуска c увеличиваются потери площади поля под технической зоной. Выражение не имеет предельной функции w_i от аргумента K , однако позволяет выявить точку рационального оптимального значения ширины колеи, а также оценить влияние параметров ходовой части ширококолейного трактора и величины c технологического допуска в управляемом транспортном земледелии. Он равен ширине защитной зоны от колеса до растения плюс величина погрешности прямолинейного движения.

Результаты исследования указанной выше зависимости показывают, что изменения ширины K на графиках, можно условно разделить на два интервала [2]. В каждом из интервалов зависимость w_i от K близка к линейной, причем функция w_i в интервале начальных значений K быстро убывает, а при более высоких значениях K – медленно.

Применив метод наименьших квадратов для определения параметров рациональной функции, были определены точки рационального оптимума двухзонных кривых. Для поля площадью 100 га квадратного размера 1000×1000 м и ширины движителей 0,35–0,75 м рациональное значение ширины их колеи составляет 7–8 м.

Полученные значения ширины колеи ширококолейного трактора при использовании шин привода 0,4 м позволяют иметь величину потерь площади под инженерной зоной не более 6 %. Однако, при увеличении ширины колеи K до 9 м величина потерь площади находится на уровне 5 %. Дальнейшее увеличение нецелесообразно, так как оно приведет к незначительным улучшениям в 1–2% при существенном усложнении конструкции. При ширине шин 0,75 м и ширине платформы 14 м (портальный трактор Nexat) потери площади составят 6,5 % и 7,0 % (для шин шириною 0,8 м). Для примера, у классического трактора, который работает с шириной СТФ прохода 9 м потери площади составят 15 %, при ширине 12 м – 11 %.

Ширина технологического допуска c также существенно влияет на потери площади поля под инженерной зоной или полосой движения. При увеличении значения c до 0,3 м потери площади под полосами движения увеличиваются в среднем в 2 раза в зависимости от вариантов ширины шин.

Поэтому для работы широкозахватного трактора очень важен вопрос точного автоматического вождения, который позволит максимально снизить амплитуду боковых отклонений от заданной прямолинейной траектории движения и, как следствие, уменьшить величину c .

Таким образом из проведенных исследований видно, что с учетом технологического допуска потеря площади при работе портальных машин составляет около 7,5 %. Наиболее рациональной шириной является величина 7–8 м. Дальнейшее увеличение ширины портала не приводит к существенным улучшениям. Кроме того, при работе по СТФ технологии требуется не только точное позиционирование машины, но и обеспечение ее точного прямолинейного движения для снижения потерь площади под технологической зоной.

Учитывая общую структуру шасси и рулевого механизма портальных машин, различными исследованиями было доказано, что наиболее простым вариантом является бортовое рулевое управление при работе на поле [3, 4]. Это приводит к необходимости использования в качестве трансмиссии независимые мотор-колеса на всех осях, что позволяет обеспечить поворот за счет изменения скорости вращения передних и задних колес с правой и левой стороны машины. Но при транспортировке, работе на разворотной полосе, при объезде препятствий, эффективнее использовать рулевое управление

за счет изменения углов колес для получения необходимой траектории. То есть для оптимальной работы во всех условиях машина должна иметь возможность осуществлять оба вида поворота, а также их комбинацию.

В процессе работы тягового средства совершаются не только активные (управляемые) повороты, но и пассивные, совершая криволинейное движение не под управляющим воздействием оператора, а под воздействием внешних сил [3]. Примером пассивного управления является отклонение транспортного средства с большой шириной пролета от прямой линии под воздействием приложенной несоосной тяговой нагрузки сопротивления сельскохозяйственного орудия.

Исследования поворота порталных средств проводились различными институтами [4]. В результате анализа наиболее рациональными схемами приводов оказались варианты с передними управляемыми колесами и задними приводными с возможностью подтормаживания (схема 1) а также вариант со всеми приводными мотор-колесами (схема 2).

Первоначальные исследования поворотной способности широкопролетной машины показывают, что схема 1 практически не подвержена влиянию вертикальной нагрузки на ее ведущие колеса и при этом демонстрирует наименьший радиус поворота широкопролетной машины. Тем не менее, при оснащении передним сельскохозяйственным орудием, что приводит к дополнительной вертикальной нагрузке на переднюю часть машины, она теряет способность двигаться из-за потери сцепления на ведущем колесе. Широкопролетное транспортное средство, использующее схему 2 с бортовым поворотом, демонстрирует повышенную маневренность. Но использование колес на твердой поверхности во время бортового поворота приводит к повышенному буксованию, что приводит к повышенному износу движителей.

Экспериментально установлено и теоретически подтверждено, что торможение заднего внутреннего колеса приводит к уменьшению радиуса поворота в 1,5 раза по сравнению со схемой номер 1 без подтормаживания колес.

Однако при нагрузке на передние колеса свыше 65 % от массы широкопролетная машина теряет способность к движению. В ходе экспериментов это проявлялось в повышенном буксовании, отклоне-

нии от стационарной траектории поворота и характеризовалось большим разбросом результатов измерений. То есть схема номер 1 может быть применена только в случае, когда на передние колеса приходится не более 65 % веса машины [4]. Это говорит о том, что для универсального средства, которое имеет широкий спектр применяемых орудий необходимо использовать приводную мотор-колесную схему для каждого колеса. В табл. 1 приведены основные характеристики порталных сельскохозяйственных систем.

После выбора колеи и типа привода колес определяются параметры других узлов машины – колес, гусениц, мощности моторной установки, мотор колес. Самые энергозатратные агрегаты, которые и определяют мощность силовой установки – это агрегаты для тяговых операций (плуги, бороны). По анализу требований к тяговым операциям, средняя величина мощности на один корпус плуга шириной 40 см составляет 30–40 л. с. в зависимости от грунта. То есть для работы традиционного трактора с набором плугов общей шириной 14 метров понадобится 35 корпусов суммарной мощностью 1050–1400 л. с. Учитывая, что при технологии широкополосного СТФ колеса движутся по одним и тем же участкам грунта, которые сильно уплотняются и обеспечивают больший коэффициент сцепления и меньшие потери на буксование требуемая мощность двигателя может быть уменьшена на 20–25 %.

Таблица 1 – Основные характеристики порталных сельскохозяйственных систем

Параметр	Значение	Примечание
Мощность силовой установки	600–700 л. с.	Возможно разделение на две независимые установки мощностью по 350 л. с.
Тип силовой установки	Гибридная	В перспективе – топливные ячейки
Мощность генератора	550–650 л. с.	Возможно разделение на две независимые установки мощностью по 325 л. с.
Емкость бака	1200–1500 л	–
Тип трансмиссии	Мотор колеса с электромоторами	–
Мощность электромоторов	4 мотора по 160–210 л. с.	Мощность увеличена по сравнению с мощностью генератора для возможности компенсации перераспределения веса

Окончание табл. 1

Параметр	Значение	Примечание
Максимальный вес платформы	35 тонн	Масса вместе с агрегатом ограничивается нагрузкой на шину. Для увеличения массы нужно устанавливать гусеничные тележки
Ширина портала	9–12 метров	—
Рулевое управление	Поворот колес (для движения по дорогам и разворота) Бортовой поворот (для сохранения прямолинейности движения в поле)	Для уменьшения радиуса поворота и увеличения быстродействия требуется разработка комбинированной системы рулевого управления

Как было описано в исследованиях поворота порталных машин, она должна иметь независимый привод на каждое колесо. Привод может быть гидростатическим, но для увеличения общего КПД для перспективных машин нужно выбирать электрический привод. Общий отбор мощности на вспомогательные системы машины в среднем составляет 10 %. Таким образом электрический генератор привода колес сможет потребить около 1000 л. с. Учитывая КПД генераторов и электрических моторов 95 %, требуемая мощность каждого из четырех электрических мотор-колес будет равна 200–220 л. с. (150–160 кВт).

Необходимую мощность свыше 600 л. с. может выдавать силовая установка гибридного типа, содержащая дизельный двигатель и генератор. Для снижения расхода топлива на легких операциях силовая установка может быть разделена на две части, которые могут работать как вместе, так и по отдельности. При выполнении легких операций с загрузкой менее 50% одна из установок может быть отключена.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Как видно из приведенных анализов результатов практических и теоретических исследований, первоначальный и основной параметр порталной платформы, который в последствии определяет все остальное, – это ее ширина. С одной стороны, увеличение ширины позволяет уменьшить площадь потерь. Но в то же время, это требует

установку более широких шин, а также увеличивает площадь разворотных полос. При работе на полях малой площади или полях криволинейной формы широкие порталные системы не целесообразны для использования. Минимальная площадь поля для работы порталных систем должны составлять 100 га. На меньших площадях использование таких систем не имеет положительного эффекта. Оптимальная ширина порталной системы высокой мощности свыше 450 л. с. лежит в диапазоне 7–8 м. Дальнейшее увеличение ширины не эффективно.

ЛИТЕРАТУРА

1. User requirements for a Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming. / H. H. Pedersen, C. G. Sorensen, F. W. Oudshoorn, J. E. McPhee // International Commission of Agricultural and Biological Engineers, Section V. CIOSTA XXXV Conference “From Effective to Intelligent Agriculture and Forestry”, 3–5 July 2013. – Billund, 2013. – pp. 83–94.
2. Research of possibilities for efficient use of wide span tractor (vehicle) for controlled traffic farming / V. Bulgakov, V. Adamchuk, V. Kuvachov, S. Ivanovs // Conference "Engineering for rural development", , 24-26 May 2023. – Jelgava, Latvia. – p. 281–287.
3. Theoretical study of the movement of the wide span machine in quasi-static turning mode / J. Olt, V. Bulgakov, V. Adamchuk [et al.] // Agronomy Research. – 2014. – № 22 (1). – p. 217–226;
4. Theoretical justification of the turn of a wide span tractor (vehicle) for controlled traffic farming / V. Bulgakov, V. Adamchuk, V. Kuvachov [et al.] // INMATEH – Agricultural Engineering. – 2017. – Vol. 53 (3). – p. 159–167.

УДК 621.431.7

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО МЕХАНИЗМА ОТБОРА МОЩНОСТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

DYNAMIC ANALYSIS OF THE COMBINED POWER TAKE- OFF MECHANISM OF A RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Бойков В. П., д-р техн. наук, проф.,
Жданович Ч.И., к-т техн. наук, доц., **Поздняков Н.А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
V. Boykov, Doctor of Technical Sciences, Prof.,
Ch. Zhdanovich, Ph.D. in Eng., Ass. Prof.,
N. Pozdnjakov, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Проведен анализ силового взаимодействия между деталями комбинированного механизма отбора мощности поршневого ДВС с целью оценки нагруженности основных деталей механизма с целью оценки их прочностных свойств и износостойкости на стадии проектирования.

An analysis of the force interaction between the parts of a combined power take-off mechanism of a piston internal combustion engine was carried out in order to assess the loading of the main parts of the mechanism in order to evaluate their strength properties and wear resistance at the design stage.

Ключевые слова: *схема сил, индикаторная диаграмма, динамическая нагруженность, износостойкость тангенциальная сила.*

Keywords: *force diagram, indicator diagram, dynamic loading, wear resistance, tangential force.*

ВВЕДЕНИЕ

Важным этапом в проектировании любого механизма является оценка силового взаимодействия между деталями, позволяющая сформулировать исходные данные в виде характеристик нагрузочных режимов для расчета показателей прочностных свойств деталей

с целью выбора их конструктивных параметров с учетом требований износостойкости, долговечности, а также технологичности.

Силовое взаимодействие между деталями в классическом, соответствующем принятой теории ДВС [1] виде оценивается по результатам динамического анализа механизма. В качестве результатов динамического расчета используются графики, действующих между сопряженными деталями, их максимальные, минимальные и усредненные значения, являющиеся данными для их расчета на прочность и износостойкость [2].

Таким образом, целью работы является определение сил и моментов при различных положениях поршня ДВС и деталей исследуемого механизма отбора мощности (тангенциального механизма – ТМ), проведение динамического анализа двигателя, результаты которого используются для последующего расчета деталей на прочность, оптимизации их конструктивных параметров, выбора технологии производства и способов уравнивания двигателя.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

В соответствии с поставленной целью динамический анализ включает следующие этапы:

- определение давления газов в цилиндре из индикаторной диаграммы и ее развертке по углу поворота выходного вала;
- определение сил, действующих в ТМ (рис. 1);
- построение векторной диаграмм сил, действующих в контактных парах ТМ;
- построение диаграммы износа поверхности направляющей (передаточного элемента) и ролика;
- построение диаграммы суммарного крутящего момента на выходной вал ТМ;
- заключение о динамической нагруженности ДВС.

В течение каждого рабочего цикла значения и направления сил, действующих в ТМ, изменяются. Для выявления характера изменения этих сил по углу поворота выходного вала и построения соответствующих графиков необходимо рассчитать их значения при заданных положениях вала через $2...4^\circ$ в пределах от 0° до 360° для четырехтактных двигателей. За нуль принимается такое положение направляющей ТМ, при котором поршень находится в начале такта впуска.

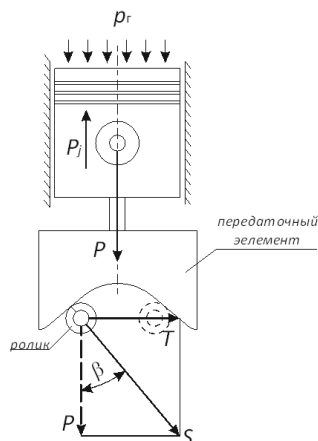


Рисунок 1 – Схемы сил, действующих в ТМ

АНАЛИЗ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ТАНГЕНЦИАЛЬНОМ МЕХАНИЗМЕ

Изменение давления газов на днище поршня представляется в виде индикаторной диаграммы $p_r = f(V)$ или $p_r = f(s)$, представленные на рис. 2 для двух режимов работы: номинального (частота вращения соответствует номинальной $n_{ном}$) и режима максимального крутящего момента (частота вращения соответствует $n_{Мmax}$).

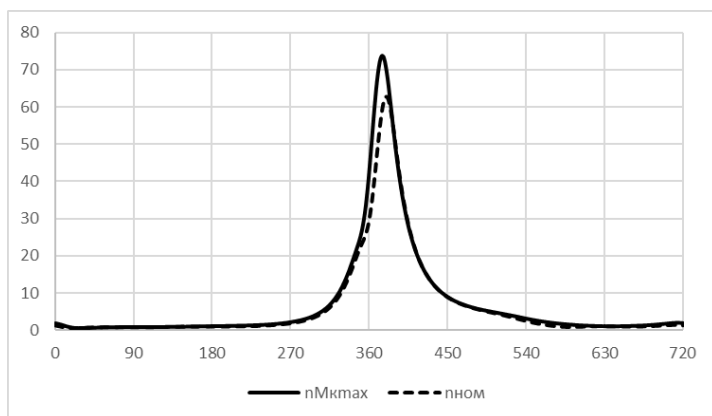


Рисунок 2 – Развернутая индикаторная диаграмма для двух режимов работы ДВС

Традиционно в теории двигателя для удобства представления результатов и выполнения последующих расчетов индикаторная диаграмма перестраивается в координаты $\Delta p_{\Gamma} = f(\varphi)$ (φ – угол поворота кривошипа).

Сила давления газов P_{Γ} в Н определяется по формуле:

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0) \cdot F_{\Pi}, \quad (1)$$

где p_{Γ} – индикаторное давление газов (давление над поршнем) при заданном угле поворота кривошипа, МПа;

p_0 – давление в картере двигателя (под поршнем), МПа; принимается равным атмосферному – $p_0 = 0,1$ МПа;

F_{Π} – площадь поршня, м²; определяется из выражения

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}.$$

Поскольку сила, действующая на поршень, создает положительное давление газов, отсчет на оси давлений необходимо выполнять от атмосферного давления. Таким образом, график изменения сил давления газов $P_{\Gamma} = f(\varphi)$ представляет собой развернутую индикаторную диаграмму в соответствующем масштабе.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в Н определяется по формуле

$$P_j = -m_j \cdot j, \quad (2)$$

где j – ускорение поршня и связанных с ним возвратно-поступательно движущихся деталей, которое определено в [3] по данным кинематического анализа;

m_j – масса возвратно-поступательно движущихся деталей (определяется из материалов КД по данным чертежей деталей).

Результирующая сила P определяется алгебраическим сложением сил P_{Γ} и P_j :

$$P = P_r + P_j. \quad (3)$$

Тангенциальная сила T создает крутящий момент на Т-образном валу и определяется как

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4)$$

Графики сил, действующих в ТМ для одного из характерных вариантов, рассчитанные по формулам 1–3, представлены на рис. 3, а график тангенциальной силы – на рис. 4.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНОЙ ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ СИЛЫ НА ВЫХОДНОМ ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ С ТМ

Кинематическая схема механизма ТМ позволяет организовать работу четырех цилиндров двигателя с равномерным чередованием вспышек в различных цилиндрах в порядке, соответствующем табл. 1.

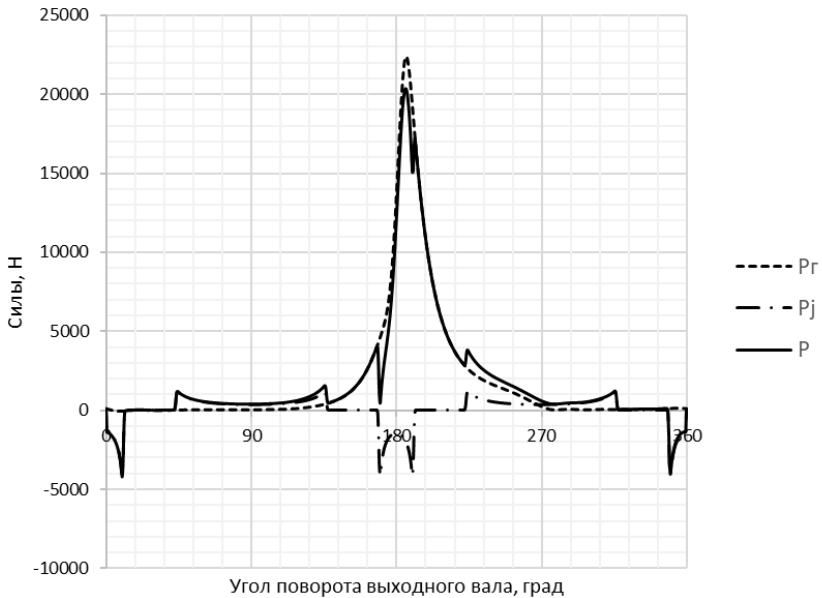


Рисунок 3 – График сил, действующих в тангенциальном механизме



Рисунок 4 – График тангенциальной силы

В соответствии с порядком работы цилиндров тангенциальная сила T , действующая от каждого цилиндра будет передаваться от каждого из цилиндров со смещением на угол 90° поворота выходного вала (ПВВ). В соответствии с порядком работы цилиндров (рис. 4) суммарная тангенциальная сила определится как:

$$T_{\text{сумм}} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4.$$

График суммарной тангенциальной силы представлен на рис. 5.

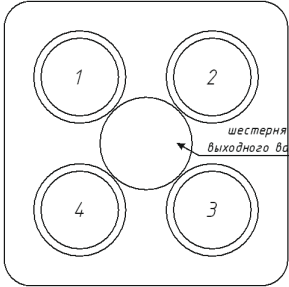
	Угол ПВВ, град	Номера цилиндров			
		1	2	3	4
0...90	вп	сжат	расш	вып	вп
90...180	сжат	расш	вып	вп	сжат
180...270	расш	вып	вп	сжат	расш
270...360	вып	вп	сжат	расш	вп

Рисунок 4 – Порядок работы цилиндров двигателя с ТМ

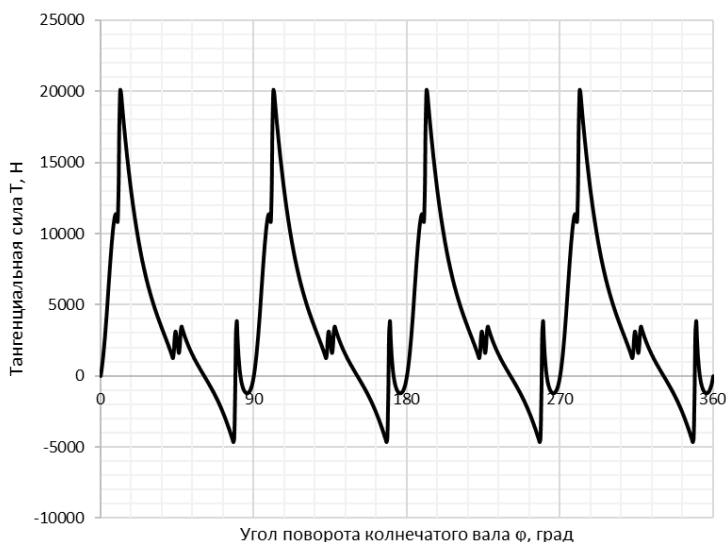


Рисунок 5 – График суммарной тангенциальной силы двигателя с ТМ

НАГРУЖЕННОСТЬ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ТМ

Детали ТМ воспринимают силу давления газов, преобразует последнюю в крутящий момент на выходном валу в процессе преобразования характерного движения поршня во вращательное движение выходного вала. При этом основные детали – направляющая и Т-образный вал испытывают значительные нагрузки, передаваемые на остов двигателя и вызывающие износ деталей.

Характер взаимодействия направляющей и Т-образного вала позволяет определить величины нагружающих сил, действующих в механизме в соответствии со схемой на рис. 1:

- сила P , прижимающая Т-образный вал к его опоре и создающая нагрузку на подшипник;
- сила S , действующая по нормали к поверхности направляющей и вызывающая ее износ;
- сила T , вызывающая изгиб Т-образного вала.

Величина нормальной силы определяется по формуле:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}.$$

График силы S и характер износа направляющей представлены на рис. 6 и 7.



Рисунок 6 – График нормальной силы, действующих в ТМ

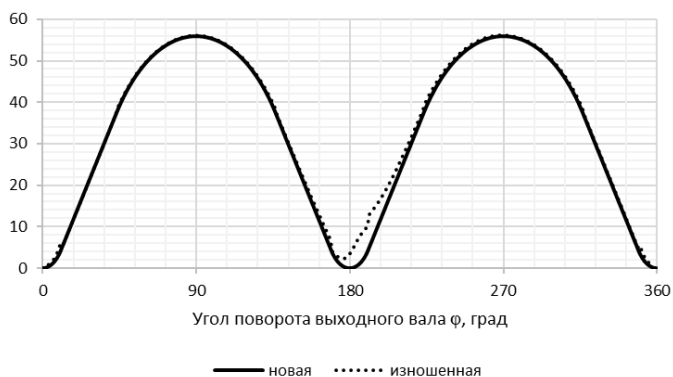


Рисунок 7 – График износа направляющей

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные методы динамического анализа комбинированного механизма отбора мощности поршневого ДВС позволяют оценить нагруженность основных деталей механизма с целью оценки их

прочностных свойств и износостойкости на стадии проектирования. Исследованные зависимости сил и моментов, действующих в механизме, могут быть использованы также для оценки мощностных и экономических показателей двигателя и определения направлений оптимизации конструктивных параметров ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб, пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.
2. Автомобильные двигатели / под ред. М. С. Ховаха. – М. : «Машиностроение», 1977. – 591 с.
3. Бойков, В. П. Кинематический анализ комбинированного механизма отбора мощности поршневого двигателя внутреннего сгорания / В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, Н. А. Поздняков // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : сборник научных статей / Белорусский национальный технический университет; редкол.: С. В. Харитончик (гл. ред.) [и др.]. – Мн., 2024. – Вып. 6. – С. 6–12.
4. Бойков, В. П. Анализ кинематических схем автотракторных двигателей / В. П. Бойков, Н. А. Поздняков, П. В. Шаплыко // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2 томах / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет ; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Мн., 2022. – Т. 1. – 2022. – С. 174–183.
5. Бойков, В. П. Энергетический анализ тангенциального механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) / В. П. Бойков, П. В. Шаплыко, Н. А. Поздняков // Научные решения проблем развития тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта [Электронный ресурс]: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, посвященный 65-летию кафедры «Тракторы», 20–21 января 2019 / редкол.: В. П. Бойков (отв. ред.) [и др.]. – Мн., 2019. – С. 127–136.

Представлено 08.09.2025

**АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ПОЧВЫ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С РАБОЧИМИ
ОРГАНАМИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОРУДИЙ**

**ANALYSIS OF RESEARCH METHODS STRESS-STRAIN STATE
OF THE SOIL IN INTERACTION WITH THE WORKING BODIES
OF AGRICULTURAL IMPLEMENTS**

Бойков В. П., д-р техн. наук, проф.,
Жданович Ч.И., к-т техн. наук, доц., **Поздняков Н.А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
V. Boykov, Doctor of Technical Sciences, Prof.,
Ch. Zhdanovich, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,
N. Pozdnjakov, Senior Lecturer
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В статье рассматриваются различные методы исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) почвы, возникающего при воздействии рабочих органов сельскохозяйственного орудия. Актуальность темы связана с необходимостью оптимизации работы сельскохозяйственной техники для повышения эффективности аграрного производства. Анализируются как классические, так и современные подходы к моделированию НДС почвы, включая использование численных методов, экспериментальные исследования, а также методы аналитического прогнозирования. Оценка влияния типа рабочего органа, скорости его движения и физико-механических характеристик почвы на параметры напряженно-деформированного состояния позволяет лучше понять механизмы взаимодействия почвы и техники, что важно для разработки новых орудий с повышенной производительностью и минимальными потерями урожая.

The article discusses various methods of studying the stress-strain state (VAT) of the soil that occurs when exposed to the working organs of agricultural implements. The relevance of the topic is related to the need to optimize the operation of agricultural machinery to increase the efficiency

of agricultural production. Both classical and modern approaches to soil VAT modeling are analyzed, including the use of numerical methods, experimental studies, and analytical forecasting methods. The assessment of the influence of the type of working organ, its speed of movement and the physico-mechanical characteristics of the soil on the parameters of the stress-strain state makes it possible to better understand the mechanisms of interaction between soil and machinery, which is important for the development of new tools with increased productivity and minimal crop losses.

Ключевые слова: почва, сельскохозяйственное орудие, рабочие органы, напряженно-деформированное состояние, метод.

Keywords: soil, agricultural implement, working organs, stress-strain state, method.

ВВЕДЕНИЕ

Для исследования взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных орудий с почвой используют различные расчетные и экспериментальные методы, основанные на моделях разрушения и деформации грунта, а также на прогнозировании усилий для оптимизации проектирования и управления. Основные методы исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) почвы при взаимодействии с рабочими органами сельскохозяйственных орудий можно разделить на два блока: традиционные экспериментальные и аналитические методы; современные численные методы.

Цель работы – провести анализ методов исследования напряженно-деформированного состояния почвы при воздействии рабочих органов сельскохозяйственных орудий.

ТРАДИЦИОННЫЕ МЕТОДЫ

Экспериментальные методы испытаний почв и грунтов подразделяются на лабораторные и полевые. Лабораторные методы: одноосное сжатие – используется для оценки компрессии, уплотнения под нагрузкой, коэффициентов консолидации; испытания на сдвиг – определяют сопротивление сдвигу при контролируемой нормальной нагрузке; трехосное сжатие и сдвиг – это метод, при котором на образец действует боковое и вертикальное давление для имитации природного состояния. Исследование позволяет получить кривые «напряжение-деформация» и определить прочность, уплотняемость,

упругие и пластические свойства грунта. Также в лабораторных условиях исследуют воздействия рабочего органа на почву, сопротивления сдвигу и деформации. Полевые испытания – использование реальных орудий на поле, измерение сил тяги, деформаций, нагрузок на рабочие органы и исследование деформаций вокруг них. При экспериментальных исследованиях используются приборы и датчики для измерений напряжений и давления при взаимодействии почвы и рабочего органа, мониторинга влажности, напряжений и температуры в реальном времени, измерения локальных деформаций и давления. Установка датчиков на рабочие органы для измерения контактных давлений во время обработки – позволяет получить реальные данные о нагрузках, которые можно использовать для калибровки и проверки моделей. Использование датчиков внутри почвы или на ее поверхности для измерения деформаций, распределения напряжений, порового давления, влажности, позволяет анализировать, как почва реагирует на работу орудия, как изменяется напряженное состояние при проезде машины, при повторной обработке, при циклических нагрузках [1–3].

Аналитические методы используют математические зависимости и модели уплотнения [4], для расчета напряжений и деформаций в почве под воздействием рабочего органа, определения предельных сопротивлений сдвигу и прочности почвы, на основе теории упругости для линейных деформаций, упруго-пластичности для более сложных деформаций, которые включают необратимые изменения, и модели твердой деформируемой среды, которые учитывают свойства грунта, такие как пористость, влажность, плотность и другие, а также уравнения регрессии «напряжение – деформация» на основе эмпирических данных, которые аппроксимируют весь диапазон деформаций для разных типов почв [5].

Достоинства традиционных методов: высокая точность, контроль условий при лабораторных испытаниях, возможность исключить отдельные факторы; проверенность методик, большое количество данных в литературе; относительная простота реализации некоторых методов и аналитических моделей.

Недостатки традиционных методов: лабораторные испытания часто не отражают сложной геометрии и реальных условий (структура почвы, влажность, неоднородность, взаимодействие с атмосферой и растениями); аналитические модели часто упрощены, нуждаются

в эмпирической калибровке, иногда не учитывают больших деформаций, нелинейности, влияние динамики; эксперимент может быть дорогим и трудоемким, особенно полевые исследования, и часто малый объем данных.

СОВРЕМЕННЫЕ ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ

Численные методы позволяют моделировать более сложные состояния почвы, разнообразные геометрии рабочих органов, динамическое взаимодействие, большие деформации и множественные параметры. Основные направления:

Моделирование взаимодействия рабочего органа с почвой с помощью метода конечных элементов (МКЭ/FEM) включает создание виртуальной модели, включающей рабочий орган и почву, и применение численных методов для решения уравнений, описывающих их взаимодействие. Основные этапы: создание геометрических моделей, выбор модели грунта (модель Мюргана-Кулона), настройка параметров, расчет и анализ результатов. Это позволяет оптимизировать конструкцию, прогнозировать деформации, прочность и энергопотребление [6].

Моделирование взаимодействия рабочего органа с почвой с помощью дискретных элементов (DEM) позволяет анализировать силы, напряжения и деформации, возникающие при движении, путем представления почвы как совокупности взаимодействующих частиц. Метод DEM особенно полезен для изучения процессов, связанных с почвой, таких как обработка, уплотнение и рыхление, поскольку он может моделировать нелинейное поведение почвы и сложные механические процессы, которые трудно описать традиционными методами сплошной среды [7, 8].

Моделирование взаимодействия рабочего органа с почвой гибридными методами, такими как SPH (частицы гладкого гидродинамического метода) и CEL-FEM (метод конечных элементов методом конечных разностей на основе гладкого гидродинамического метода), представляет собой комбинацию различных численных подходов для точного анализа сложных процессов деформации и разрушения почвы при работе сельскохозяйственной техники. Этот подход позволяет использовать преимущества каждого метода: SPH отлично справляется с моделированием больших деформаций и разрушения,

а CEL-FEM лучше подходит для описания упругих деформаций и напряжений в почве вокруг рабочего органа [9, 10].

Достоинства численных методов: возможность учитывать сложную форму рабочего органа, многофакторность (влажность, содержание воды, неоднородность, динамические воздействия); моделирование больших деформаций и переходных состояний; возможность «прогнать сценарии» (различные скорости, углы атаки, формы рабочих органов) и оценить оптимальные параметры без полного физического эксперимента; экономия времени и материалов после налаживания модели.

Недостатки численных методов: высокая потребность в характеристиках почвы (точные параметры упругости, пластичности, трения, водопроницаемости и др.), которые часто трудно получить; сложности с моделированием очень больших деформаций: сетка может сильно искажаться (требуется адаптивная сетка или методы без сетки); вычислительные ресурсы; точность в геометрии и граничных условиях: необходимо точно задать контакт между почвой и рабочим органом и начальное состояние (уплотнение, влажность, процессы предшествующей нагрузки); необходимость в экспериментальной верификации, для проверки модели.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для исследования НДС почвы при воздействии рабочих органов полезно сочетать экспериментальные методы испытаний для получения основных свойств почвы и численное моделирование для воспроизведения сложных сценариев, а также сенсорный мониторинг для реальных условий.

При численном моделировании важно точно задать физико-механические параметры почвы (влажность, плотность, состав, сопротивление сдвигу), а также условия контакта между почвой и рабочими органами.

Разработка и применение датчиков, особенно контактных и видов для измерения порового давления и деформаций, является перспективным направлением, поскольку позволяет получать данные в реальном времени и уменьшать неопределенность. Необходимо уделять внимание верификации моделей по экспериментальным данным и полевым испытаниям.

*Работа выполнена в рамках договора № T23УЗБ-045 от 20.11.2023 с БРФФИ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяков, В. П. О почве, как материале воздействия рабочих органов технологических комплексов // *Земледелие*. – 2014. – № 8. – С. 13–15.
2. Development and Application of a Remote Monitoring System for Agricultural Machinery Operation in Conservation Tillage / C. Luo, J. Chen, S. Guo, [et al.] // *Agriculture*. – 2022. – 12(9): 1460. – pp. 1–22.
3. Prediction of precise subsoiling based on analytical method, discrete element simulation and experimental data from soil bin / N. R. Makange, C. Ji, I. Nyalala [et al.] // *Sci Rep*. – 2021. – No 11. – pp. 11082. – <https://doi.org/10.1038/s41598-021-90682-w>.
4. Krabbenhoft, K. Analytical stress–strain relation for soils / K. Krabbenhoft, J. Wang // *Canadian Geotechnical Journal*. – Vol. 59 – No. 4. – P. 614–619.
5. Михайлов, Ф. Моделирование некоторых почвенных процессов / Ф. Михайлов // *Вестник Алтайского государственного аграрного университета*. – 2014. – № 7 (117). – С. 59–64.
6. Лысыч, М. Н. Компьютерное моделирование процесса обработки почвы рабочими органами почвообрабатывающих машин / М. Н. Лысыч // *Компьютерные исследования и моделирование*. – 2020. – Том 12, Вып. 3. – С. 607–627.
7. Evaluating the effects of subsoiler type and spacing on tillage resistance and soil conservation with DEM simulation and field experiment / Y. Wang, C. Lu, J. Fan [et al.] // *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. – 2025. – No 18 (1). – pp. 115–123. – <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20251801.8996>.
8. Analysis of Soil Dynamic Behavior during Rotary Till-age Based on Distinct Element Method / F. Huimin, J. Changying, F. A. Chandio [et al.] // *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016. – Vol 47, No 3. – P. 14–28.
9. Peng, C. Large Deformation Modeling of Soil-Machine Interaction in Clay / C. Peng, M. Zhou, W. Wu // *Springer Series in Geomechanics and Geoengineering*. – 2017. – DOI: 10.1007/978-3-319-56397-8_32.
10. Large deformation simulations of structure–soil–interaction in anisotropic fine-grained soils / D. A. Dao, M. Tafili, F. Williams-Riquer [et al.] // *Computers and Geotechnics*, 2025. – Vol. 188, 107537. – <https://doi.org/10.1016/j.compgeo.2025.107537>.

Представлено 27.09.2025

УДК 629.3.064

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

DESIGNING AN AUTOMATIC TIRE PRESSURE CONTROL SYSTEM FOR AN AGRICULTURAL TRACTOR

Жданович Ч. И., к-т техн. наук, доц.,

Брузго М. И., студ.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

Ch. Zhdanovich, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

M. Bruzgo, student

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Разработана конструкция системы автоматического регулирования давления в шинах сельскохозяйственного трактора, приведена ее 3-D модель. Ключевые элементы включают датчики моментов и оборотов колес, датчики давления и температуры в шинах, компрессор, ресиверы, ротационные соединения, клапаны и блок управления.

The design of an automatic tire pressure control system for an agricultural tractor has been developed, and its 3-D model is presented. Key elements include torque and speed sensors, tire pressure and temperature sensors, compressor, receivers, rotary joints, valves, and control unit.

Ключевые слова: трактор, шины, давление, автоматическое регулирование, опорная поверхность, централизованная система подкачки шин, буксование.

Keywords: tractor, tyres, pressure, automatic regulation, support surface, central tire inflation system, slipping.

ВВЕДЕНИЕ

Ведущие производители сельскохозяйственных тракторов, такие как John Deere (США), Fendt (ФРГ), CLASS (ФРГ), CASE (США) и др., оснащают их системами автоматического регулирования давления воздуха в шинах. При этом используют как полностью интегри-

рованные, так и опционально устанавливаемые системы [1]. Регулирование давления воздуха в шинах позволяет уменьшить переуплотнение почвы, повысить тягово-сцепные свойства тракторов, снизить расход топлива без уменьшения долговечности шин. Испытания, проведенные в Университете прикладных наук Южной Вестфалии (ФРГ), показали, что снижении давления в шинах трактора с 1,8 бар до 0,8 бар при обработке почвы, позволило на 10 % увеличить тяговое усилие, что привело к увеличению обработанной площади на 8 % и снижению расхода дизельного топлива на 8 % на гектар и, как следствие, к экономии до 10 евро в час [2].

Цель работы – разработать систему автоматического регулирования давления воздуха в шинах сельскохозяйственного трактора семейства «Беларус».

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Проектирование системы автоматического регулирования давления в шинах сельскохозяйственного трактора проводилось на основании анализа существующих систем автоматического регулирования давления в шинах сельскохозяйственной техники [1] и моделирования работы пневматической части системы динамического регулирования давления [3]. Схема предлагаемой конструкции системы автоматического регулирования давления в шинах трактора представлена на рис. 1, она состоит из пневматической системы и электрической цепи управления. Пневматическая часть состоит из штатных, установленных на тракторе, компрессора, системы подготовки воздуха и его потребителей (на схеме не показаны), дополнительно установлены ресиверы 1 для системы регулирования давления воздуха, электромагнитные клапаны 2 с дистанционным управлением подачи воздуха к шинам переднего и заднего мостов, головки подвода воздуха (ротационное соединение) 3, блоки управления давлением в шинах 4, вентили шинные 5, датчики давления магистральные 6, датчики давления и температуры шинные 7. Электрическая цепь управления содержит датчик действительной скорости трактора (например, система GPS) 8, датчики оборотов колес 9 (для измерения теоретической скорости колес), датчики моментов 10, электронный блок управления 11.

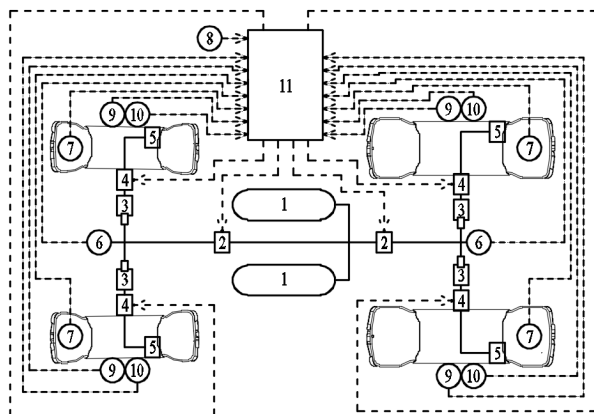


Рисунок 1 – Схема системы автоматического регулирования давления в шинах

Проработана конструкция системы применительно к трактору «Беларус», ее 3-D модель представлена на рис. 2.

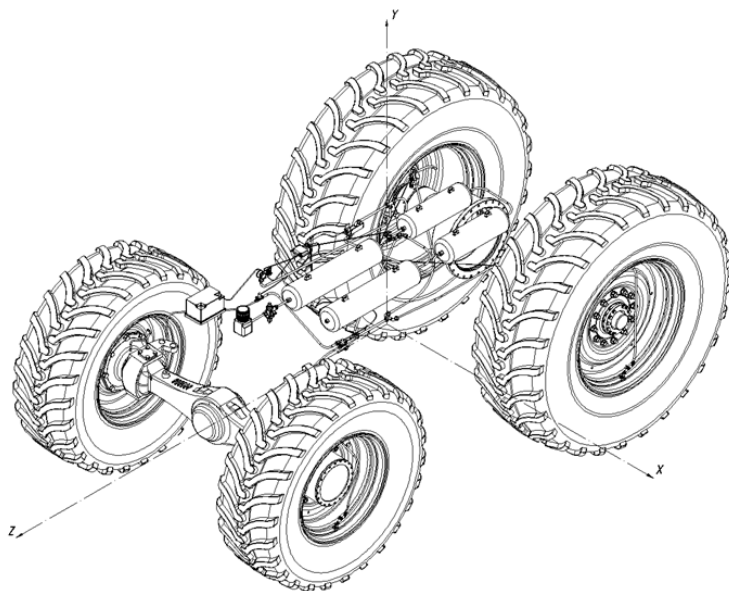


Рисунок 2 – 3-D модель системы автоматического регулирования давления в шинах трактора «Беларус»

Проработана конструкция ротационного соединения для подачи воздуха от неподвижного трубопровода к вращающимся колесам переднего (рис. 3) и заднего мостам.

Предложенная система автоматического регулирования давления в шинах сельскохозяйственного трактора может быть интегрирована с системой точного земледелия. Такая интеграция позволяет оптимизировать давление в шинах для конкретных задач. Система анализирует показания датчиков и автоматически регулирует давление в шинах, чтобы сохранить оптимальное сцепление с поверхностью и повысить производительность. В дополнение к давлению, датчики температуры позволяют контролировать состояние шин и вовремя выявлять возможные проблемы. Электронный блок управления оценивает взаимодействие колесного движителя с почвой, определяет буксование и сопротивление движению трактора, анализирует давление воздуха в шинах и, через электромагнитные клапаны и блоки управления давлением в шинах, автоматически регулирует его в зависимости от условий движения.

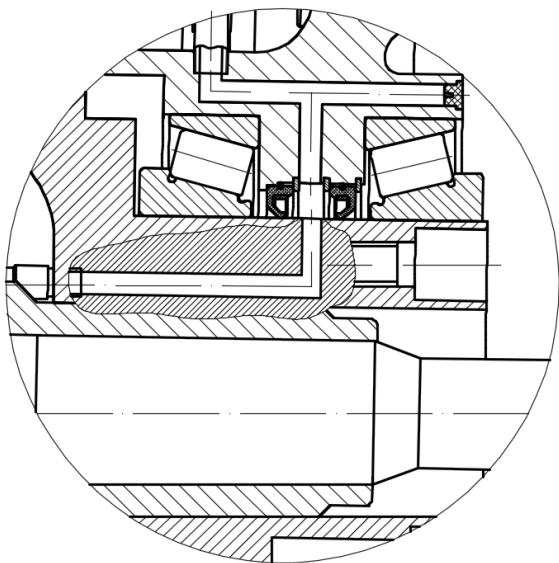


Рисунок 3 – Конструкция ротационного соединения устанавливаемого в переднем мосту трактора

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана конструкция системы автоматического регулирования давления в шинах сельскохозяйственного трактора, выбраны компоненты, приведена ее 3-D модель. Ключевые элементы включают датчики моментов и оборотов колес, датчики давления и температуры в шинах, компрессор, ресиверы, ротационные соединения, клапаны и блок управления, который получает данные от датчиков и управляет давлением в соответствии с заданными параметрами, учитывая тип работы и условия движения. Электронный блок управления оценивает взаимодействие колесного движителя с почвой, определяет буксование и сопротивления движению трактора, анализирует давление воздуха в шинах и, через электромагнитные клапаны и блоки управления давлением в шинах, автоматически регулирует его в зависимости от условий движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бойков, В. П. Анализ систем автоматического регулирования давления в шинах сельскохозяйственной техники / В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, А. А. Дзёма // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2 томах / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет ; редкол.: Д. В. Капский, А. С. Поварехо (отв. ред.) [и др.]. – Мн., 2024. – Т. 1. – 202. – С. 280–287.
2. Integrated tyre pressure regulation system Fendt VarioGrip // Fendt. – URL: <https://www.fendt.com/us/technologies/fendt-variogrip> (дата доступа: 01.05.2024).
3. Поварехо, А. С. Динамическое регулирование давления в шинах тягово-транспортных машин / А. С. Поварехо, Ч. И. Жданович // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : сборник научных статей / Белорусский национальный технический университет ; редкол.: С. В. Харитончик (гл. ред.) [и др.]. – Мн., 2025. – Вып. 7. – С. 94–104.

Представлено 27.09.2025

УДК 629.113.3-592

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ПРИЦЕПА НА БЫСТРОДЕЙСТВИЕ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

THE EFFECT OF THE TRAILER BRAKING FORCE CONTROL SYSTEM ON THE PERFORMANCE OF THE BRAKE ACTUATOR

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,

Рахлей А. И., канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

A. Pavarekha, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

A. Rakhley, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что обеспечение устойчивости движения и повышение эффективности торможения автомобильных и тракторных поездов обеспечивается путем максимального использования сцепного веса, приходящегося на их мосты, при отсутствии блокирования тормозящихся колес [1].

Решение данной проблемы без применения антиблокировочных систем в определенном диапазоне загрузки прицепного состава можно достигнуть применением регуляторов тормозных сил (РТС). В качестве регулирующего клапана для пневматических тормозных систем широко используется компенсатор давления, имеющий лучшую характеристику [2].

ОЦЕНКА БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Коэффициент преобразования РТС, характеризующий соотношение давлений на выходе и входе, зависит от угла поворота его присоединительного рычага, который фиксирует деформацию упругого элемента подвески. При установке РТС в передний и задний контур пневматического привода тормозов прицепа коэффициенты преобразования их будут:

$$k_{p1} = \frac{p_{\text{вых1}}}{p_{\text{вх1}}} = k + \beta_p \cdot (\alpha_{n1} + \alpha_{p1});$$

$$k_{p2} = \frac{p_{\text{вых2}}}{p_{\text{вх2}}} = k + \beta_p \cdot (\alpha_{n2} + \alpha_{p2}), \quad (1)$$

где $p_{\text{вых1}}, p_{\text{вых2}}, p_{\text{вх1}}, p_{\text{вх2}}$ – давление воздуха на выходе и входе соответствующего РТС;

k – коэффициент, зависящий от нелинейности статической характеристики РТС;

β_p – угловой коэффициент статической характеристики РТС;

$\alpha_{n1}, \alpha_{n2}, \alpha_{p1}, \alpha_{p2}$ – углы начальной установки и рабочего диапазона рычагов РТС.

Угловой коэффициент β_p и коэффициент k определяются по статической характеристике регулятора, которая строится на основании экспериментальных данных. Для исследуемого РТС $\beta_p = 0,01$ 1/град; $k = 0,15$. Углы начальной установки рычагов РТС α_{n1} и α_{n2} рассчитываются для снаряженного прицепа по следующим формулам:

$$\alpha_{n1} = \frac{1}{p_{\text{вх1}} \cdot \beta_p} \cdot \left(\frac{\varphi \cdot r_{\text{п}} \cdot y_{c1} \cdot c_{п1} + k_{т1} \cdot p_{н1}}{k_{т1}} - p_{\text{вх1}} \cdot k \right);$$

$$\alpha_{n2} = \frac{1}{p_{\text{вх2}} \cdot \beta_p} \cdot \left(\frac{\varphi \cdot r_{\text{п}} \cdot y_{c2} \cdot c_{п2} + k_{т2} \cdot p_{н2}}{k_{т2}} - p_{\text{вх2}} \cdot k \right),$$

где φ – коэффициент сцепления; y_{c1}, y_{c2} – статический прогиб подвески передней и задней осей снаряженного прицепа; $c_{п1}, c_{п2}$ – жесткость подвесок передней и задней осей; $k_{т1}, k_{т2}$ – коэффициенты пропорциональности тормозных механизмов; $p_{н1}, p_{н2}$ – давление начала срабатывания тормозных камер.

Переменными параметрами, влияющими на соотношение давления на выходе и входе РТС, являются углы рабочего диапазона его рычагов. При этом α_{p1}, α_{p2} зависят от изменения деформаций подвесок в результате загрузки прицепа и динамического перераспределения веса между осями, вызванного тормозными силами и усилием в тягово-сцепном устройстве. Углы рабочего диапазона α_{p1}, α_{p2} находятся из кинематики соединения рычагов регуляторов с передней

и задней осями прицепа:

$$\begin{aligned}\alpha_{p1} &= 2 \cdot \arcsin \left(\frac{y_{\tau1} + y_{\Delta1}}{2 \cdot l_{p1}} \right); \\ \alpha_{p2} &= 2 \cdot \arcsin \left(\frac{y_{\tau2} - y_{\Delta2}}{2 \cdot l_{p2}} \right),\end{aligned}\quad (2)$$

где l_{p1} , l_{p2} – длина рычагов РТС, установленных на переднюю и заднюю оси прицепа;

$y_{\tau1}$, $y_{\tau2}$, $y_{\Delta1}$, $y_{\Delta2}$ – прогиб передней и задней подвесок прицепа, вызванный его загрузкой и динамическим перераспределением веса.

Подставив значения α_{p1} , α_{p2} в выражение (1), получим в окончательном виде уравнения для определения коэффициентов преобразования РТС:

$$\begin{aligned}k_{p1} &= k + \beta_p \cdot \left[\alpha_{n1} + 2 \cdot \arcsin \left(\frac{y_{\tau1} + y_{\Delta1}}{2 \cdot l_{p1}} \right) \right]; \\ k_{p2} &= k + \beta_p \cdot \left[\alpha_{n2} + 2 \cdot \arcsin \left(\frac{y_{\tau2} - y_{\Delta2}}{2 \cdot l_{p2}} \right) \right].\end{aligned}\quad (3)$$

На основании совместного расчета выражений (2) и (3) установлено, что коэффициенты преобразования РТС зависят от загрузки прицепа и перераспределения веса между его осями при торможении и изменяются соответственно от 0,27 до 1,0 и от 0,286 до 1,0.

Для исследования быстродействия срабатывания тормозного привода проводили дорожные испытания трактора кл. 1,4 в агрегате с прицепом 2ПТС-6, содержащим в переднем и заднем контуре пневматического привода РТС. Предварительно экспериментальным путем определены коэффициенты пропорциональности тормозных механизмов прицепа и жесткость подвесок, а по методике, изложенной в работе [3], рассчитаны установочные параметры РТС, по которым они были настроены:

$$k_{n1} = 63,3 \text{ кН/МПа}; k_{n2} = 30,7 \text{ кН/МПа}; c_{n1} = c_{n2} = 370 \text{ кН/м};$$

$l_{p1} = 0,0557$ м; $l_{p2} = 0,0314$ м; $\alpha_{н1} = 0,129$ рад; $\alpha_{н2} = 0,441$ рад.

При испытаниях торможения тракторного поезда фиксировались ход тормозной педали, тормозной путь, замедление поезда, давление воздуха в тормозных камерах передней и задней осей прицепа и на входах регуляторов тормозных сил, прогибы передней и задней подвесок. Динамические характеристики пневматического тормозного привода тракторного поезда определялись при экстренном торможении с прицепом в снаряженном состоянии и номинальной загрузкой как с РТС, так и без них. Для оценки влияния прогиба подвески на давление воздуха в тормозных камерах прицепа торможение осуществлялось в движении и на месте.

Динамические характеристики (рис. 1) тормозного привода тракторного поезда показывают, что время срабатывания каждой оси при регулировании тормозных сил зависит от загрузки прицепа. При этом время срабатывания тормозного привода передней оси прицепа (рис. 1, а) в зависимости от его загрузки 0,78–0,72 с, а задней – 0,58–0,50 с.

Сопоставление времени срабатывания регулируемого и нерегулируемого приводов показывает, что при регулировании тормозных сил снижается быстродействие переднего контура тормозного привода прицепа, в то время как в заднем контуре оно возрастает вследствие снижения РТС давления в тормозных камерах. Однако сравнение времени срабатывания привода для одного и того же давления в тормозных камерах прицепа показало, что в любом случае РТС ухудшают быстродействие привода.

Динамические характеристики, полученные при торможении в движении и на месте, свидетельствуют, что на время срабатывания и давление в тормозных камерах каждой оси регулируемого привода прицепа влияет также прогиб подвески.

Из динамических характеристик процесса оттормаживания пневматического привода прицепа с регуляторами и без для снаряженного и с номинальной загрузкой прицепа (рис. 2) следует, что у снаряженного прицепа время оттормаживания меньше, так как давление воздуха в тормозных камерах задней оси снаряженного прицепа при регулировании тормозных сил значительно ниже, чем груженого.

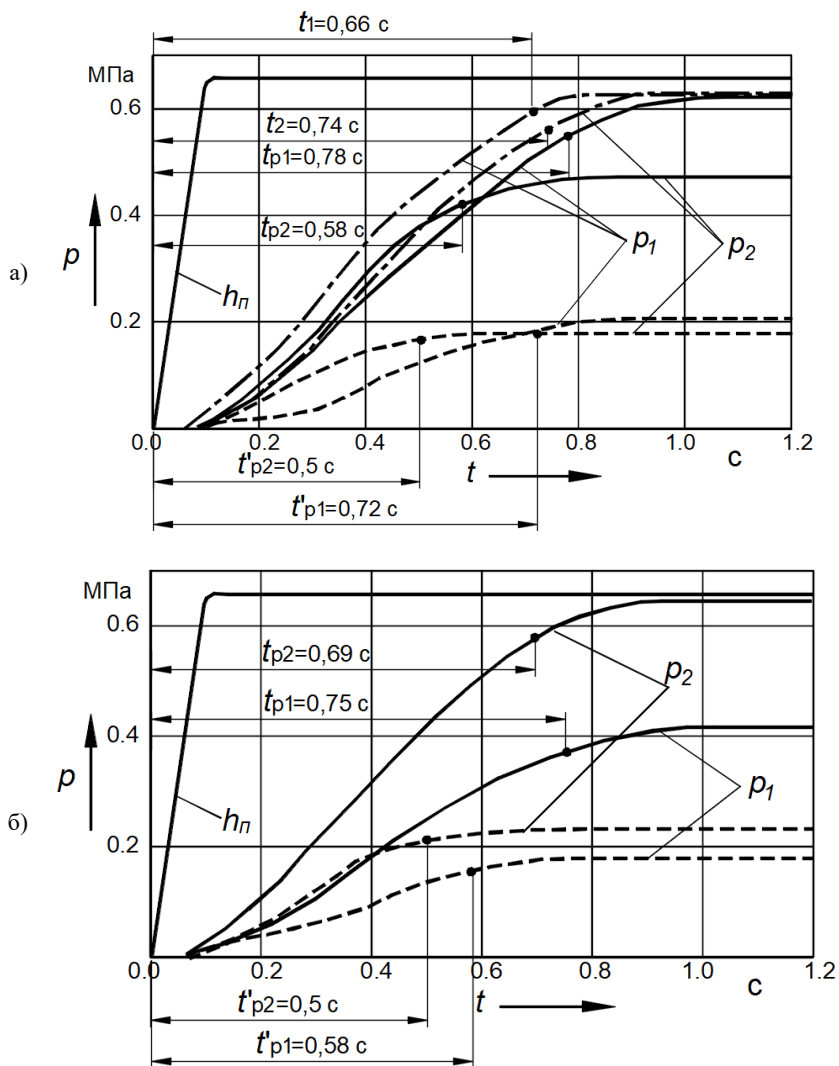


Рисунок 1 – Динамические характеристики пневматического тормозного привода прицепа при торможении в движении (а) и на месте (б):

- с регулированием тормозных сил груженого прицепа;
- - с регулированием тормозных сил снаряженного прицепа;
- · - без регулирования тормозных сил

Сопоставление времени оттормаживания груженого прицепа с РТС и без них показывает, что на передней оси для регулируемого привода время опоражнивания снижается по сравнению с нерегулируемым приводом, за счет уменьшения деформации подвески, т. е. РТС в этом случае способствует падению давления в тормозных камерах. Для задней оси прогиб рессоры при оттормаживании возрастает, и РТС ухудшает опоражнивание тормозных камер.

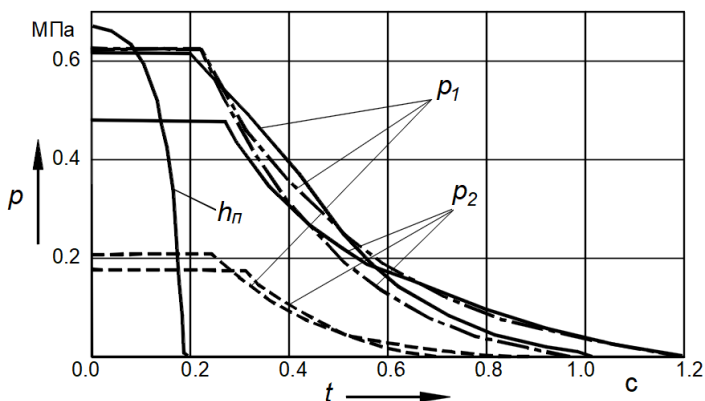


Рисунок 2 – Динамические характеристики процесса оттормаживания пневматического привода тракторного поезда:

- с регулированием тормозных сил груженого прицепа;
- - с регулированием тормозных сил снаряженного прицепа;
- · - без регулирования тормозных сил

На быстрдействие наполнения и опоражнивания тормозных камер пневматического привода прицепа влияет пропускная способность РТС. В связи с этим проведены лабораторные испытания по определению пропускной способности РТС путем его продувки. На основании полученных данных построены графики (рис. 3) для процесса наполнения (1) и опоражнивания (2) емкости постоянного объема.

Для процесса наполнения характерно возрастание пропускной способности с увеличением угла поворота присоединительного рычага РТС. Процесс опоражнивания характеризуется постоянной пропускной способностью РТС, не зависящей от угла поворота присоединительного рычага.

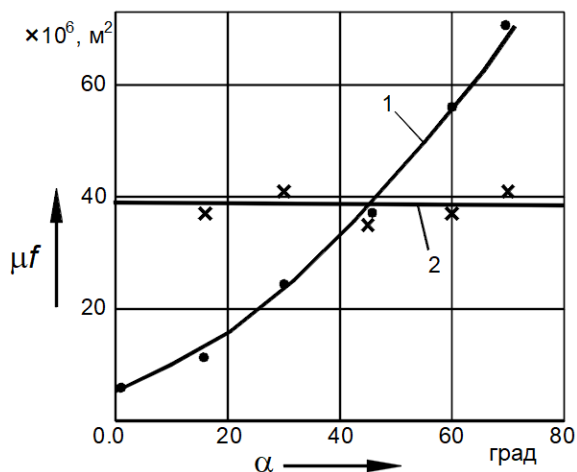


Рисунок 3 – Зависимость пропускной способности регулятора тормозных сил от угла поворота его присоединительного рычага

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При регулировании тормозных сил прицепа 2ПТС-6 время срабатывания его тормозного привода возрастает и зависит от загрузки прицепа и пропускной способности регулятора тормозных сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторные поезда / под ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1982 – 183 с.
 2. Гуревич, Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 152 с.
 3. Богдан, Н. В. Выбор установочных параметров регулятора тормозных сил для двухосного прицепа / Н. В. Богдан, Г. П. Грибко // Автотракторостроение : республиканский межведомственный сборник ; под ред. К. М. Кокин (гл. ред) [и др.]. – Мн. , 1976. – С. 101–105.
- Представлено 15.06.2025

УДК 631.372

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ ГУСЕНИЦ

ANALYSIS OF RESEARCH ON DETERMINING THE PRE-TENSION OF TRACKS

Плищ В. Н., ст. преп.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

V. Plishch, Senior Lecturer,

Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Выполнен анализ и выявлены основные составляющие, влияющие на предварительное натяжение гусениц. Поставлена задача для дальнейших исследований по выбору предварительного статического натяжения резиноармированной гусеницы сельскохозяйственного трактора.

The analysis was performed and the main components influencing the pre-tension of the tracks were identified. The task is set for further research on the choice of the preliminary static tension of the rubber-reinforced caterpillar of an agricultural tractor.

Ключевые слова: *устойчивость гусеницы, предварительное натяжение, длина обвода, упругая подвеска, резиноармированная гусеница.*

Keywords: *track stability, pre-tension, stroke length, elastic suspension, rubber-reinforced track.*

ВВЕДЕНИЕ

Для нормальной работы зацепления гусеницы с ведущим колесом и, соответственно, обеспечения устойчивости (исключения сброса) гусеницы при выполнении трактором сельскохозяйственных работ необходимо знать усилие ее предварительного натяжения. Для сельскохозяйственных тракторов величина предварительного натяжения гусеницы при заднем расположении ведущего колеса определяется по стреле провисания верхней ветви гусеничной цепи и составляет 3–6 % от длины пролета между поддерживающими катками [1, с. 354]. Для сельскохозяйственных тракторов ДТ-75, ДТ-75М

и Т-4А она находится в диапазоне от 30 до 50 мм, для тракторов Т-150 и ДТ-175С – от 40 до 60 мм [2, с. 82]. Для гусеничных машин «предварительное статическое натяжение в упругом обводе доводят до следующих значений: у машин легких весовых классов – 20 кН, у машин средних и тяжелых весовых классов – 30 кН. В жестких обводах предварительное статическое натяжение обычно не превышает 8 кН» [3, с. 181].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Вопросу определения предварительного натяжения гусениц в обводах тракторов и гусеничных (специальных) машин посвящены исследования таких ученых как А. С. Антонов, Ю. Н. Барсуков, Ч. И. Жданович, Л. Н. Кутин, В. Ф. Платонов, В. М. Пономаренко, В. А. Русанов, И. П. Трояновская, Р. С. Федоткин и другие.

Систематизируя вопросы гибкого ленточного обвода А. С. Антонов установил, что свободные ветви весомого гусеничного обвода провисают по параболе [4, с. 18]. При этом, на свободные ветви действует сила предварительного натяжения гусеницы $P_{пр}$. «Из теории гусеничного движителя известно, что натяжение гусеницы от силы собственного веса определяется по формуле» [5, с. 515]:

$$P_{пр} = \frac{\gamma l^2}{8f}, \quad (1)$$

где f – стрела провисания гусеницы;

γ – удельный вес гусеницы;

l – длина пролета между поддерживающими катками.

Зависимость (1) неоднократно подтверждалась экспериментально, например, в работе [6]. Также В. Ф. Платонов отметил, что «это выражение получено из предположения, что гусеничный обвод является гибким, а форма провисания гусеничной цепи в пролетах между катками представляет параболу. На самом деле кривая провисания гибкой ветви соответствует цепной линии. Однако при малых провисаниях это различие несущественно и на точности расчетов не сказывается. Поэтому при определении натяжения в гусеницах, не имеющих в шарнирных соединениях упругих сопротивлений, использование выражения (1) правомерно» [7, с. 9].

Для движителей гусеничных машин, в состав которых входят гусеницы с резинометаллическими шарнирами (РМШ), В. Ф. Платонов предложил следующую зависимость для определения взаимосвязи между усилием в обводе T и величиной провеса гусеницы f [7, с. 13]:

$$f = \frac{q \cdot l^2}{8 \cdot T} \left(1 - \frac{4 \cdot k_3}{l} \cdot \sqrt{\frac{\mu_0 \cdot l_0 \cdot b}{T}} \right), \quad (2)$$

где q – вес единицы длины металлической гусеницы с РМШ;

l – длина пролета ветви;

k_3 – опытный коэффициент;

μ_0 – относительная угловая жесткость гусеницы;

l_0 – шаг гусеничной цепи;

b – ширина гусеницы.

Однако на сельскохозяйственных тракторах стрела провисания металлической гусеницы задавалась из опыта их эксплуатации и не в полной мере учитывала конструктивные особенности движителя, тип гусеницы и условия работы трактора при выполнении технологических операций и на транспорте.

Дальнейшее существенное развитие теория получила в исследованиях В. Ф. Платонова. Автор провел анализ и выделил следующие основные факторы, влияющие на предварительное статическое натяжение в упругом гусеничном обводе:

- тяговое усилие [7, с. 16–25];
- скорость движения [7, с. 30–34];
- изменение геометрии обвода [7, с. 36–42].

При условии устойчивой работы передней наклонной ветви для гусеничных (специальных) машин В. Ф. Платоновым получено выражение для определения желательного значения предварительного статического натяжения T_c упругого обвода при действии только тягового усилия на ведущем колесе $P_{вк}$ с учетом длин рабочей l_p и свободной $l_{св}$ ветвей [7, с. 24]:

$$T_c = \frac{P_{вк}}{1 + \frac{l_{св}}{l_p}}. \quad (3)$$

Далее в своих исследованиях В. Ф. Платонов установил, что величина статического натяжения на неподвижной гусеничной машине и в движении различна и ввел понятие статического натяжения в движении $T_{св}$. Влияние скорости движения на величину статического натяжения предложено оценивать с использованием зависимости [7, с. 33, (23)]. Анализ зависимости показывает, что с ростом скорости движения величина статического натяжения в обводе движителя снижается [7, с. 33].

Также В. Ф. Платоновым отмечено, что «в процессе эксплуатации гусеничной машины с различной весовой нагрузкой форма обвода не остается постоянной, геометрия обвода, т. е. взаимное расположение элементов, оформляющих его контур, меняется при изменении общего веса машины» [7, с. 36]. У тракторов с упругой подвеской значительное влияние на изменение геометрии обвода оказывает величина крюковой нагрузки. Т. к. начальная длина обвода практически не изменяется при использовании гусениц с высокой жесткостью при растяжении, то будет существенно изменять свое значение натяжение свободной ветви за счет упругой деформации системы подрессоривания. В связи с этим, «для обеспечения нормальной работы длину обвода (или предварительное натяжение) нужно выбирать с таким расчетом, чтобы при минимальных значениях периметра провисание ветвей не вызывало нарушений взаимодействия элементов движителя и сохранялась устойчивость ветвей, а при максимальном увеличении периметра растягивающие усилия не превышали бы допустимых» [7, с. 37].

Для установления взаимосвязи между натяжением и изменением геометрии обвода при условии, что при перемещении в вертикальной плоскости подрессоренной массы гусеничной (специальной) машины за счет изменения прогиба в пролетах свободной ветви и упругой деформации гусеницы происходит приращение длины ΔS_n наклонных ветвей, В. Ф. Платонов предложил следующую зависимость [7, с. 38]:

$$\Delta S_n = q^2 \cdot \sum_{i=1}^k \frac{l_i^3}{24} \left(\frac{1}{T_c^2} - \frac{1}{T_{сг}^2} \right) + \frac{S_0}{k_0 \cdot F_d} (T_{сг} - T_c), \quad (4)$$

где q – вес единицы длины гусеницы;

l_i – длина i – го пролета;

k – количество пролетов;
 T_c – предварительное статическое натяжение гусеницы;
 T_{cr} – статическое натяжение, соответствующее новой геометрической форме обвода;
 S_0 – общая длина гусеничного обвода;
 k_0 – удельная продольная жесткость упругой гусеницы;
 F_d – приведенная поперечная площадь сечения гусеницы по шарниру.

При исследовании движения тракторов в агрегате с сельскохозяйственными машинами установлено, «что основное влияние на плавность хода и физиологическое состояние водителя оказывают два вида колебаний: поступательные вертикальные (подпрыгивание) и угловые продольные (галопирование). Пренебрежение другими видами колебаний не отразится существенно на результатах оценки плавности хода» [8, с. 486]. По данным В. Ф. Платонова «наибольшее приращение длины обвода происходит при вертикальном перемещении корпуса» [7, с. 41]. Это дает основание полагать, что на максимальное приращение длин боковых ветвей основное влияние оказывает только вертикальное перемещение остова трактора и другими видами поступательных и угловых видов перемещений остова при выборе предварительного натяжения можно пренебречь.

При исследовании нагруженности гусеничного обвода быстрого трактора В. А. Русанов установил, что «величина статической составляющей натяжения T_c в общем случае не равна предварительному статическому натяжению T_{cp} » [9]. Также в исследованиях показано, что при движении трактора по ровной дороге за счет изменения сил, действующих в гусеничном обводе, будет происходить изменение относительного положения подрессоренных и непрессоренных масс и, соответственно, это приведет к изменению длины наклонных ветвей от углового и вертикального перемещений корпуса. Для случая если изменение длины наклонных ветвей зависит только от вертикальных перемещений корпуса, В. А. Русанов предложил следующую зависимость для определения изменения длины наклонных ветвей ΔS_{np} [9]:

$$\Delta S_{\text{нп}} = \frac{4 \cdot \sin^2 \gamma_{\text{ср}}}{c_{\text{п}} \cdot n_{\text{п}}} \cdot \left[\left(T_{\text{с}} + \frac{P_{\text{вк}}}{2} \right) - T_{\text{сп}} \right], \quad (5)$$

где $\gamma_{\text{ср}}$ – средний угол наклона ветвей;

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{\gamma_{\text{р}} + \gamma_{\text{св}}}{2};$$

$\gamma_{\text{р}}$ – угол наклона рабочей ветви;

$\gamma_{\text{св}}$ – угол наклона свободной ветви;

$c_{\text{п}}$ – линеаризованная жесткость подвески;

$n_{\text{п}}$ – число подвесок на борт трактора;

$P_{\text{вк}}$ – сила тяги по ведущему колесу.

Для оценки влияния на величину статической составляющей натяжения $T_{\text{с}}$ силы тяги по ведущему колесу $P_{\text{вк}}$ и скорости перематывания v гусеничного обвода В. А. Русанов получил следующую формулу [9]:

Уравнение (6) применимо для упругих цепных обводов и получено при допущении, что корпус трактора совершает только вертикальные перемещения. С использованием зависимости (6) при известном минимуме статической составляющей натяжения может быть определена величина предварительного статического натяжения гусеницы $T_{\text{сп}}$, а также при каждом значении скорости перематывания гусеничного обвода v при различных значениях силы тяги на ведущем колесе $P_{\text{вк}}$ можно определить величину статического $T_{\text{с}}$ натяжения гусеницы в любом режиме движения. Также в результате теоретических исследований с использованием зависимости (6) показано, что с увеличением скорости движения трактора и усилия на ведущем колесе, статическое натяжение снижается и может достигнуть величины, при которой произойдет спадание гусеницы.

$$\begin{aligned}
T_{\text{ц}} = & T_{\text{сп}} - T_{\text{с}} - P_{\text{БК}} \frac{2 \sum_{i=4}^{n_p} l_{\text{pi}} + l_{\text{оп}}}{2 S_{\Gamma}} + \frac{q^2}{k_{\Pi} S_{\Gamma}} \sum_{i=1}^{n_{\text{св}}} \cos \beta_{\text{сви}} l_{\text{сви}} \times \\
& \times \left[\frac{l_{\text{сви}}^2}{24} \left(\frac{1}{T_{\text{с}}^2} - \frac{1}{T_{\text{сп}}^2} \right) - \frac{3}{8} l_{\text{сви}} \left(\frac{1}{T_{\text{с}}^2 \sqrt{\frac{T_{\text{с}}}{c_{\text{пр}}} \operatorname{th} \frac{l_{\text{сви}}}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{с}}}{c_{\text{пр}}}}} - \frac{1}{T_{\text{сп}}^2 \sqrt{\frac{T_{\text{сп}}}{c_{\text{пр}}} \operatorname{th} \frac{l_{\text{сви}}}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{сп}}}{c_{\text{пр}}}}} \right) + \right. \\
& + c_{\text{пр}} \left(\frac{1}{T_{\text{с}}^3} - \frac{1}{T_{\text{сп}}^3} \right) - \frac{l_{\text{сви}}^2}{16} \left(\frac{1}{T_{\text{с}}^2 \operatorname{sh}^2 \frac{l_{\text{сви}}}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{с}}}{c_{\text{пр}}}}} - \frac{1}{T_{\text{сп}}^2 \operatorname{sh}^2 \frac{l_{\text{сви}}}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{сп}}}{c_{\text{пр}}}}} \right) \left. + \frac{q^2}{k_{\Pi} S_{\Gamma}} \sum_{i=1}^{n_p} \cos \beta_{\text{пи}} l_{\text{пи}} \times \right. \\
& \times \left[\frac{l_{\text{пи}}^2}{24} \left(\frac{1}{(P_{\text{БК}} + T_{\text{с}})^2} - \frac{1}{T_{\text{сп}}^2} \right) - \frac{3}{8} l_{\text{пи}} \left(\frac{1}{(P_{\text{БК}} + T_{\text{с}})^2 \sqrt{\frac{P_{\text{БК}} + T_{\text{с}}}{c_{\text{пр}}} \operatorname{th} \frac{l_{\text{пи}}}{2} \sqrt{\frac{P_{\text{БК}} + T_{\text{с}}}{c_{\text{пр}}}}} - \right. \\
& - \frac{1}{T_{\text{сп}}^2 \sqrt{\frac{T_{\text{сп}}}{c_{\text{пр}}} \operatorname{th} \frac{l_{\text{пи}}}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{сп}}}{c_{\text{пр}}}}} \right) - \frac{l_{\text{пи}}^2}{16} \left(\frac{1}{(P_{\text{БК}} + T_{\text{с}})^2 \operatorname{sh}^2 \frac{l_{\text{пи}}}{2} \sqrt{\frac{P_{\text{БК}} + T_{\text{с}}}{c_{\text{пр}}}}} - \frac{1}{T_{\text{сп}}^2 \operatorname{sh}^2 \frac{l_{\text{пи}}}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{сп}}}{c_{\text{пр}}}}} \right) \left. \right] - \\
& - \frac{4 \sin^2 \gamma_{\text{сп}}}{c_{\Pi} n_{\Pi} k_{\Pi} S_{\Gamma}} \left(T_{\text{с}} + \frac{P_{\text{БК}}}{2} - T_{\text{сп}} \right) - \frac{A_i}{k_{\Pi} S_{\Gamma}} (\sum T - T_{\text{сп}}), \quad (6)
\end{aligned}$$

где $T_{\text{ц}}$ – центробежная сила;

$$T_{\text{ц}} = \frac{q \cdot v^2}{g};$$

q – погонный вес гусеницы;

g – ускорение силы тяжести;

$l_{\text{пи}}, l_{\text{сви}}, l_{\text{оп}}$ – длина i -х пролетов рабочей, свободной и опорной ветвей;

$n_{\text{р}}, n_{\text{св}}$ – число провисающих участков рабочей и свободной (включая и провисающие наклонные) ветвей;

S_{Γ} – длина всей гусеницы;

$$S_r = n_{\text{тр}} l_0;$$

$n_{\text{тр}}$ – количество траков гусеницы;

l_0 – шаг гусеницы;

$k_{\text{п}}$ – продольная податливость единицы длины гусеницы;

$\beta_{\text{pi}}, \beta_{\text{сви}}$ – угол наклона точек подвеса рабочей и свободной ветвей к горизонту;

$c_{\text{пр}}$ – приведенная изгибная жесткость ветви;

$$c_{\text{пр}} = \mu_0 l_0 b;$$

μ_0 – относительная угловая жесткость гусеницы;

$$\mu_0 = \frac{M_{\text{ш}}}{b\alpha};$$

$M_{\text{ш}}$ – момент скручивания шарнира;

b – длина шарнира;

α – угол закручивания шарнира;

A_i – коэффициент податливости i – го элемента (например, направляющего колеса);

ΣT – сумма сил, действующих в общем случае на i – й элемент, без учета центробежных сил.

В работе [10] Л. Н. Кутин и В. М. Пономаренко предложили способ выбора рационального предварительного статического натяжения различных типов гусениц для сельскохозяйственных тракторов с учетом радиальной жесткости шарниров и растягивающего усилия в ведущей ветви. В связи с этим, усилие в свободной ветви $T_{\text{с.в.}}$ предложено определять следующим образом:

$$T_{\text{с.в.}} = q \cdot l_i^2 \sqrt{\frac{c_r}{6 \cdot K_i \cdot T_{\text{в}} \cdot l_i + 64 \cdot c_r \cdot f_0^2}}, \quad (7)$$

где c_r – радиальная жесткость шарнира гусеницы;

K_i – коэффициент, учитывающий изменение растягивающего усилия на опорной и ведущей ветви, количество упругих звеньев на этих участках;

$T_{\text{в}}$ – растягивающее усилие в ведущей ветви гусеницы;

f_0 – величина провеса гусеницы при предварительном натяжении;

l_i – длина i – го пролета свободной ветви между поддерживающими катками;

q – удельный вес гусеницы.

Расчеты с использованием формулы (7) позволяют построить зависимость $T_{с.в} = f(T_v)$. Принимая во внимание, что натяжение свободной ветви гусеницы обеспечивает работу движителя без спадания цепи, можно с помощью выражения (7) установить необходимое предварительное натяжение ленточных гусениц и с РМШ при максимальных усилиях в ведущей ветви гусеничной цепи. Данную методику рекомендуется использовать для сельскохозяйственных тракторов с жесткой подвеской.

В работе [11, с. 217] для военных гусеничных машин по критерию устойчивости (исключению сброса) гусениц в обводах, обладающих повышенной упругой податливостью в результате применения гусениц с РМШ и подвесок с малой жесткостью, предложено выражение для определения усилия предварительного натяжения гусеницы T_0 , необходимого для нормальной работы зацепления в тормозном режиме:

$$T_0 \geq \left(\frac{K_{Z_T}}{0,9 - K_{Z_T}} + K_{св} \right) P_T - C_{обв} \cdot \Delta S_{в.к(p)} + K_v \cdot T_v, \quad (8)$$

где K_{Z_T} – критерий кинематического режима зацепления в тормозном режиме;

$K_{св}$ – коэффициент разгрузки обвода силой тяги от статического натяжения;

P_T – сила тяги;

$C_{обв}$ – приведенная жесткость гусеничного обвода;

$\Delta S_{в.к(p)}$ – дополнительная деформация гусеничного обвода за счет взаимодействия гусеницы с зубьями ведущего колеса;

K_v – коэффициент разгрузки обвода от статического натяжения центробежными силами;

T_v – натяжение гусеницы от центробежных сил.

При этом, на примере танка с использованием зависимости (8) показано, что при $K_{Z_T} = 0,4$; $\Delta S_{в.к(p)} = 30$ мм и относительном радиусе поворота на песчаном грунте $\rho_n = 2,2$ ($P_T \approx 0,4G_T/2$ (G_T – вес машины)) $T_0 = 95$ кН = $0,23G_T$. «Такое натяжение соответствует полной

устойчивости гусеницы на ведущем колесе, но на практике обычно применяется более низкое натяжение $T_0 = (0,07-0,1)G_T$, обеспечивающее удовлетворительную устойчивость, при которой исключается сброс гусениц в средних и легких дорожных условиях, например, на твердой грунтовой дороге или на песчаном грунте при $\rho_n \geq 3$ » [11, с. 217].

Для выбора предварительного натяжения F_{cv} резиногусеничного движителя трактора без учета системы поддрессоривания Ч. И. Жданович предложил критерий, согласно которому необходимо, чтобы максимальная скорость движения трактора не достигала резонансных скоростей движения, при которых колебания свободной ветви гусеничного обвода входят в резонанс. При условии, что она совпадает со скоростью распространения поперечных волн при свободных колебаниях ветви, установлена следующая зависимость [12]:

$$F_{cv} = \frac{q \cdot V^2}{g} - \frac{i^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2}, \quad (9)$$

где q – вес единицы длины РАГ;
 g – ускорение свободного падения;
 V – скорость движения трактора;
 i – форма колебаний;
 EJ – изгибная жесткость гусеницы;
 l – длина пролета.

Для сельскохозяйственного трактора с резиноармированной гусеницей (РАГ) Р. С. Федоткин предложил «аналитический метод выбора оптимальной величины усилия предварительного статического натяжения РАГ» [13, с. 4] с учетом продольной жесткости гусеницы. При этом, жесткость подвески не учитывалась.

При установившемся режиме движения трактора по мнению автора можно пренебречь переменными составляющими натяжения. Поэтому, для выбора оптимальной величины предварительного натяжения РАГ в этом случае Р. С. Федоткиным предложено использовать следующее условие [13, с. 19]:

$$T_{\text{рсумм}} = T_{\text{св}} = T_{\text{ц}} + T_{\text{ст}} - \frac{P_{\text{вк}}}{1 + \frac{l_{\text{св}}}{l_{\text{р}}}} - T_{\text{перем}} \geq 0, \quad (10)$$

где $T_{\text{рсумм}}$ – суммарное растягивающее усилие в гусеничном обводе;

$T_{\text{св}}$ – растягивающее усилие в свободной ветви;

$T_{\text{ц}}$ – растягивающее усилие от центробежных сил;

$T_{\text{ст}}$ – усилие статического натяжения;

$P_{\text{вк}}$ – тяговое усилие на ведущем колесе;

$l_{\text{св}}$ – длина свободной ветви;

$l_{\text{р}}$ – длина рабочей ветви;

$T_{\text{перем}}$ – растягивающее усилие от колебаний ветвей гусеницы и корпуса машины.

Растягивающее усилие от центробежных сил $T_{\text{ц}}$ в зависимости от скорости движения машины Р. С. Федоткин предлагает определять с использованием следующей зависимости [13, с. 18]:

$$T_{\text{ц}} = -\frac{c_{\text{р}} \cdot l_0}{2} + \sqrt{\frac{c_{\text{р}}^2 \cdot l_0^2}{4} + c_{\text{р}} \cdot l_0 \cdot \frac{q \cdot v^2}{g}}, \quad (11)$$

где $c_{\text{р}}$ – продольная жесткость РАГ;

$$c_{\text{р}} = c_{\text{б.р.}} + \frac{c_{\text{п.р.}} \cdot c_{\text{о.р.}}}{c_{\text{п.р.}} + c_{\text{о.р.}}} \quad [13, \text{с. 7}];$$

$c_{\text{б.р.}}$ – продольная жесткость беговой резины РАГ;

$c_{\text{п.р.}}$ – продольная жесткость протекторной резины РАГ;

$c_{\text{о.р.}}$ – продольная жесткость обкладочной резины РАГ;

l_0 – шаг гусеницы;

q – удельный вес РАГ;

v – скорость машины;

g – ускорение свободного падения.

Используя предложенную методику Р. С. Федоткин для сельскохозяйственного трактора с РАГ, установил, что «в зоне номинальных тяговых усилий (60 кН), оптимальная величина усилия статического натяжения будет равна 20 кН» [13, с. 22].

Для определения предварительного натяжения гусеницы T_0 в треугольном обводе трактора И. П. Трояновская получила следующую зависимость [14]:

$$T_0 = \frac{q \cdot l_{0c}^2}{8 \cdot \Delta} - \frac{q \cdot l_{0c}}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (12)$$

где β – угол наклона свободной ветви гусеницы относительно горизонта;

q – удельный вес гусеницы;

l_{0c} – длина свободного провисания (между поддерживающими роликами) при предварительном натяжении гусеницы;

Δ – необходимая стрела провисания гусеничной цепи.

Использование приведенной зависимости (12) позволяет определить предварительное натяжение гусеницы с учетом угла ее наклона в свободной ветви движителя.

Анализ работ (зависимостей 1–12) по выбору предварительного натяжения гусениц тракторов и гусеничных (специальных) машин показывает, что существующие методики не учитывают комплексно в полной мере продольную жесткость РАГ и упругую характеристику подвески трактора, как основные факторы приводящие к изменению геометрии гусеничного обвода, а, следовательно, и предварительного статического натяжения.

В тоже время РАГ и упругие подвески широко применяются на сельскохозяйственных тракторах. У таких тракторов гусеничные обводы обладают повышенной податливостью. В связи с этим, возникла необходимость обеспечения на сельскохозяйственных тракторах устойчивости (исключения сброса) РАГ [15].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При работе гусеничного трактора в агрегате с сельскохозяйственными машинами, при изменении тяговых нагрузок и работе упругой подвески происходит изменение длины РАГ и перемещения опорных катков в вертикальной плоскости. Это обстоятельство приводит к значительному изменению геометрии гусеничного обвода. В существующих работах не в полной мере отражено влияние этих факторов на длину гусеничного обвода. С другой стороны, изменение его

длины является важным фактором, влияющим на величину требуемого предварительного натяжения гусеницы, что необходимо учитывать при выборе предварительного натяжения РАГ.

На основании этого, основной задачей при данных исследованиях должна являться разработка аналитических зависимостей для выбора предварительного статического натяжения РАГ сельскохозяйственного трактора с учетом продольной жесткости РАГ, упругой характеристики и режимов работы подвески трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анилович, В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов : справ. пособие / В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолаженко ; под ред. проф. Б. П. Кашубы. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.
2. Ходовые системы тракторов: устройство, эксплуатация, ремонт: справочник / В. М. Забродский, А. М. Файнлейб, Л. Н. Кутин [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1986. – 271 с.
3. Платонов, В. Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В. Ф. Платонов, Г. Р. Леиашвили. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с.
4. Антонов, А. С. Теория гусеничного движителя / А. С. Антонов. – М.: Машгиз, 1949. – 214 с.
5. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов, В. Д. Галышев, Ю. П. Волков [и др.]; под ред. Н. А. Носова. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
6. К вопросу об определении усилия предварительного натяжения гусеничной цепи / Ю. Н. Барсуков, В.Ф. Комаров, Д.А. Костин [и др.] // Исследование ходовых систем гусеничных тракторов : сб. науч. тр. / Алтайский политехн. ин-т. – Барнаул, 1973. – Вып. 35. – С. 40–46.
7. Платонов, В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В. Ф. Платонов. – М. : Машиностроение, 1973. – 232 с.
8. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория: учеб. пособие / В. П. Бойков, В. В. Гуськов, В. А. Коробкин [и др.]; под общ. ред. д – ра техн. наук, проф. В. П. Бойкова. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. – 543 с.
9. Русанов, В. А. Влияние тягово-скоростных режимов и схемы гусеничного движителя на нагруженность гусеничного обвода

быстроходного трактора / В. А. Русанов // Перспективная сельскохозяйственная энергетика и высокопроизводительные машинно-тракторные агрегаты: тр. / Всесоюзный ордена трудового красного знамени НИИ механизации сельского хозяйства. – М., 1974. – Том 66. – С. 98–107.

10. Пономаренко, В. М. Выбор оптимального предварительного натяжения гусениц различных типов / В. М. Пономаренко, Л. Н. Кутин // Повышение надежности ходовых систем гусеничных тракторов : сб. науч. тр. / НАТИ. – М., 1978. – Вып. 256. – С. 38–46.

11. Теория и конструкция танка: в 10 т. / редкол.: П. П. Исаков (гл. ред.) [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982–1990. – Т. 6: Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин / под ред. Б. А. Абрамова [и др.]. – 1985. – 244 с.

12. Жданович, Ч. Выбор схемы ходовой системы трактора с резиногусеничным двигателем / Ч. Жданович // *Ekologiczne aspekty mechanizacji nawożenia, ochrony roślin, uprawy gleby i zbioru roślin uprawnych: VII Międzynarodowe Sympozjum 18-19 września 2000 r. / In-t budown., mechan. i elektr. rolnictwa.* – Warszawa, 2000. – С. 271–278.

13. Федоткин, Р. С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Р. С. Федоткин ; ОАО «Научно-исслед. ин-т стали». – М.: «Научно-исслед. ин-т стали», 2015. – 24 с.

14. Трояновская, И. П. Влияние угла наклона свободной ветви на предварительное натяжение гусеницы / И. П. Трояновская // Вестник машиностроения. – 2015. – № 7. – С. 86–87.

15. Жданович, Ч. И. Выбор предварительного натяжения резиноармированной гусеницы сельскохозяйственного трактора с упругой подвеской / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2022. – Т. 60, № 2. – С. 243–256.

Представлено 17.10.2025

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 004.942

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫДВИЖЕНИЯ ШТОКА
ГИДРОЦИЛИНДРА ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ
МАШИНЫ В ПРОГРАММЕ FLUIDSIM**

**SIMULATION OF THE EXTENSION OF THE HYDRAULIC
CYLINDER ROD OF A LOADING AND TRANSPORT MACHINE
IN THE FLUIDSIM PROGRAM**

Губин Н. И., студ., **Чикилевский Я. А.**, асс.,
Клоков Д. В., канд. техн. наук, доц., **Сокол В. А.**, ст. препод.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
N. Gubin, Student, Y. Chukileuski, Assistant Lecturer,
D. Klokov, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., V. Sokol, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

В данной статье рассматривается возможность применения современных средств моделирования гидравлических процессов. В качестве примера, используя программу FluidSim, была смоделирована упрощенная модель выдвижения стрелы погрузочно-транспортной машины.

This article examines the possibility of using modern means of modeling hydraulic processes. As an example, using the FluidSim program, a simplified model of the boom extension of a loading and transport machine was modeled.

Ключевые слова: гидроцилиндр, скорость, FluidSim, анализ, моделирование.

Keywords: hydraulic cylinder, speed, FluidSim, analysis, modeling.

ВВЕДЕНИЕ

Программный пакет FluidSIM разработана компанией Festo Didactic и предназначен для моделирования гидравлических, электрогидравлических, пневматических и электропневматических систем с различными видами управления на этапе принятия схемотехнического решения. Моделируемая система представляется схемой в условных графических обозначениях (символах). Принятые для

обозначения символы гидравлических, пневматических и электрических элементов в FluidSIM такие же, как и условные графические обозначения, применяемые при составлении пневматических и электрических схем. По существу, эта программа позволяет автоматизировать процесс создания электрогидравлической или электропневматической системы и проверить ее работоспособность благодаря реалистичному моделированию. При этом в процессе разработки необходимой схемы система FluidSIM проверяет, является ли определенное соединение компонентов допустимым, и в случае нахождения ошибки показывает ее с комментариями [1].

РАБОТА В FLUIDSIM

Интерфейс программы такой же, как и большинства приложений Windows. Работа в ней начинается с выбора пункта главного меню программы File-New. На экране размещено два окна: библиотека компонентов (Component Library) и окно проекта (рис. 1). Для того, чтобы поместить тот или иной элемент библиотеки в окно проекта, достаточно выделить его левой клавишей мыши и, удерживая ее, перетащить в окно проекта [2].

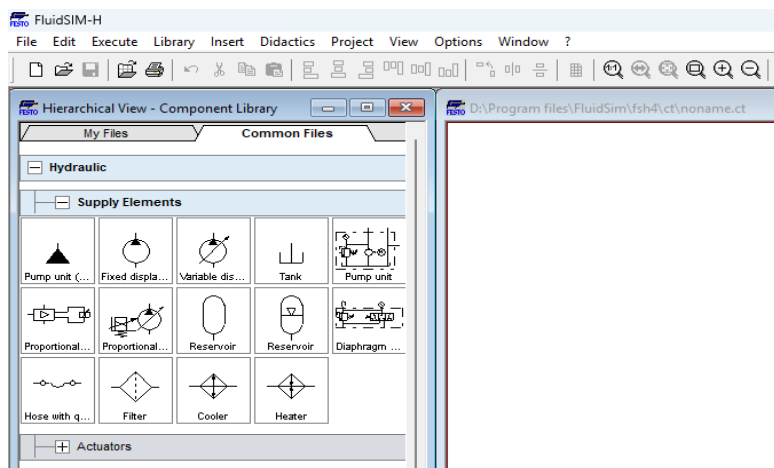


Рисунок 1 – Главное меню программы FluidSim

Используя данную программу, составим упрощенную гидравлическую систему выдвижения стрелы погрузчика с манипуляторной

установкой. В качестве рассматриваемой системы за основу возьмем гидравлическую систему Форвардера АМКОДОР 2661. Из руководства по эксплуатации «Форвардеры АМКОДОР 2661, АМКОДОР 2661-01» выбираем цилиндр, отвечающий за выдвижение стрелы манипулятора [3–7]. Определяем необходимые характеристики для будущей модели, а именно габаритные размеры искомого цилиндра (диаметр поршня – 110 мм, диаметр штока – 70 мм, ход поршня 688 мм), частоту вращения и номинальное давление гидравлического насосом (2400 об/мин, 32 МПа).

Для исследования движения штока гидроцилиндра построим упрощенную систему с известными параметрами. Данная система будет состоять из следующих элементов: гидравлический бак, гидравлический насос, предохранительный клапан, гидрораспределитель и гидроцилиндр (рис. 2). За исследуемый параметр выберем время, за которое поршень цилиндра переместиться из начального положения до конца гильзы цилиндра.

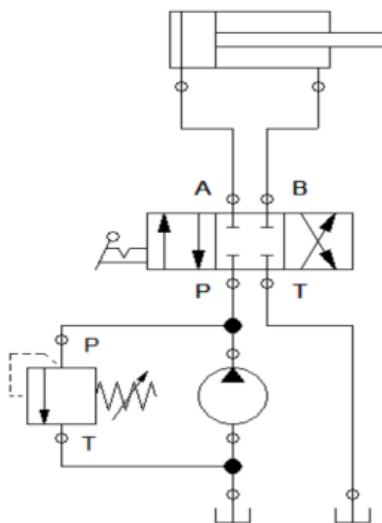


Рисунок 2 – Упрощенная принципиальная гидравлическая схема

Задаем известные характеристики элементов, используемых в гидравлической системе, т. е. размеры цилиндра, частоту вращения

и номинальное давление гидравлического насоса. Для этого воспользуемся опцией «характеристики» (на англ. яз. «properties»), которую можно открыть, нажав правой клавишей мыши на необходимый элемент (рис. 3). Давление срабатывания предохранительного клапана выставим в значении равному 32 МПа. Нагрузка на шток гидроцилиндра отсутствует.

Далее, аналогично через опцию «характеристики» выберем такое изначальное положение гидрораспределителя, при котором рабочая жидкость при запуске симуляции будет сразу подаваться в поршневую полость гидроцилиндра.

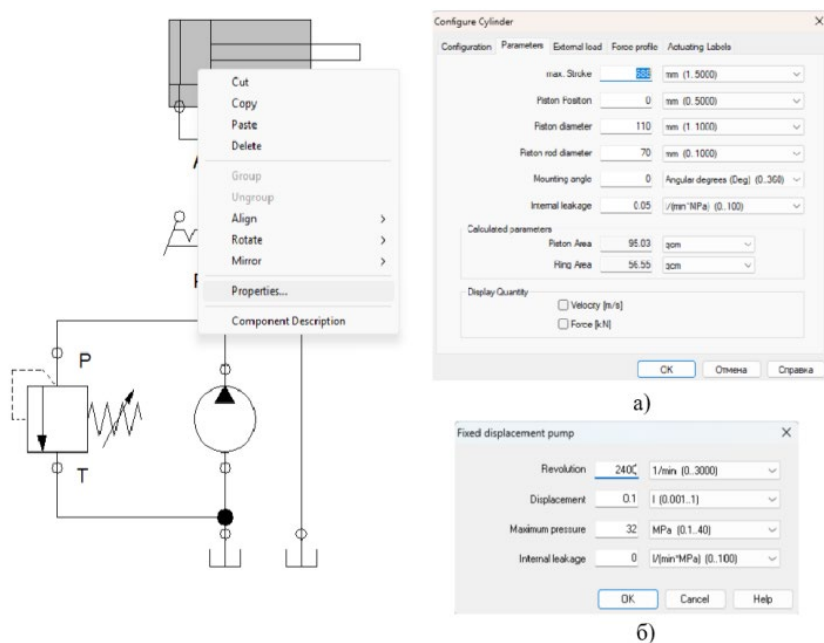


Рисунок 3 – Выбор параметров элементов гидросистемы:
а – гидроцилиндра; б – гидронасоса

После этого запускаем симуляцию нажатием клавишей F9. Полученный результат представлен на рис. 4.

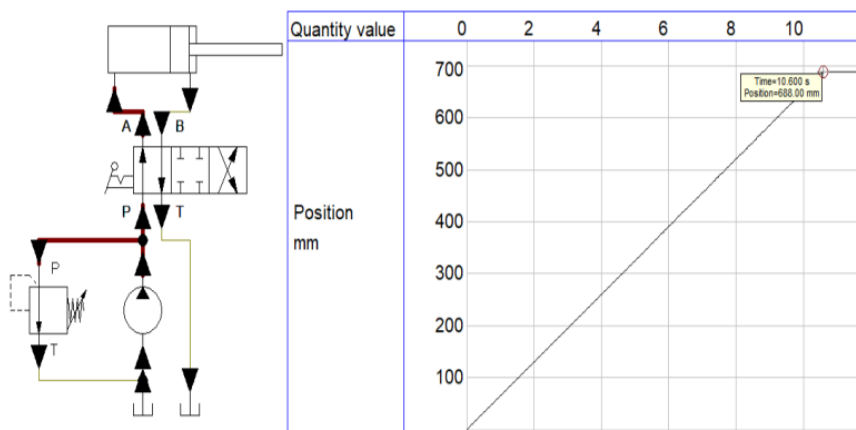


Рисунок 4 – График зависимости положения штока гидроцилиндра от времени

Как видно из рис. 4, при заданных ранее параметрах, для преодоления расстояния равному 688 мм поршню гидроцилиндра потребуется около 10 с ($\approx 10,6$ с).

Изменим один из начальных параметров системы, а именно, нагрузку на шток гидроцилиндра и проанализируем, как изменится время. Выставим значение нагрузки $F = 250$ кН и запустим новую симуляцию (рис. 5).

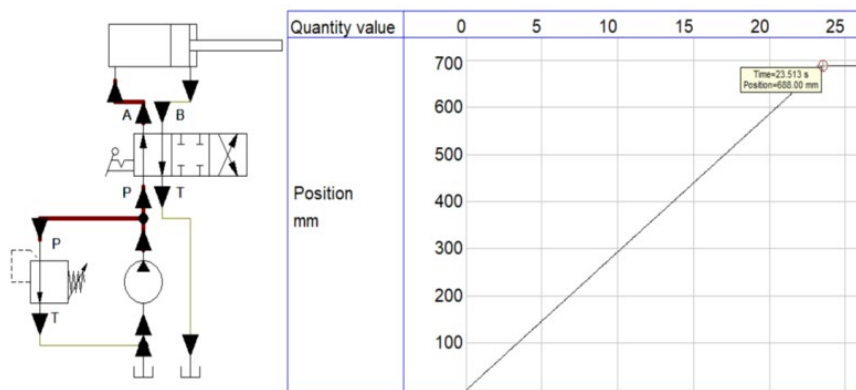


Рисунок 5 – График зависимости положения штока гидроцилиндра от времени с измененным параметром внешней нагрузки

Как видно из второй симуляции, при увеличении внешней нагрузки на шток цилиндра, время, затраченное поршнем для преодоления аналогичного расстояния, увеличилось практически вдвое ($\approx 23,5$ с).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Программа FluidSim представляет собой ценный инструмент для образовательных и исследовательских целей, позволяющая визуализировать и анализировать различные гидравлические и пневматические схемы. Встроенные функции интерактивного изменения параметров моделирования и мгновенного просмотра результатов дает исследователю возможность проводить систематическое изучение и анализ влияния различных факторов на изучаемые процессы и системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование и моделирование систем электропневмоавтоматики : методические указания к практическим занятиям для студентов направления 220700.62 (очная и заочная форма обучения) / Министерство образования и науки Российской Федерации, Курганский государственный университет кафедра автоматизации производственных процессов ; сост.: Н. Б. Сбродов. – Курган: Издательство Курганского государственного университета, 2015. – 29 с.
2. Некрасов, А. В. Программное обеспечение для моделирования работы и управления системами гидропривода: учебное электронное текстовое издание / А. В. Некрасов. – Екатеринбург: УГТУ–УПИ, 2006. – 32 с.
3. Форвардеры АМКОДОР 2661, АМКОДОР 2661-01. Руководство по эксплуатации 2661.00.00.000РЭ / А. К. Герасимович, А. А. Герман, Л. Л. Гуменников [и др.]. – Мн. : ОАО «Амкодор» – управляющая компания холдинга», 2013. – 207 с.
4. Клоков, Д. В. Оценка динамических параметров лесотранспортной системы при выполнении погрузочно-разгрузочных работ / Д. В. Клоков, А. А. Ермалицкий // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 2008. – № 2. – С. 340–344.

5. Ермалицкий, А. А. Обоснование расчетных моделей колесных гидроманипуляторных лесопогрузчиков / А. А. Ермалицкий, Д. В. Клоков // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 2005. – № 13. – С. 122–126.

6. Клоков, Д. В. Расчетные модели колесных гидроманипуляторных лесопогрузчиков / Д. В. Клоков, А. А. Ермалицкий, В. А. Симанович // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы международной научно-технической конференции, Могилев, 21–22 апреля 2005 года. – Часть 1. – Могилев : БРУ, 2005. – С. 237–238.

7. Ермалицкий, А. А. Определение коэффициента использования грузоподъемности навесных гидроманипуляторов при погрузке хлыстов / А. А. Ермалицкий, Д. В. Клоков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы международной научно-технической конференции: в 3-х частях, Могилев, 16–17 апреля 2009 года. – Часть 2. – Могилев : БРУ, 2009. – С. 144–145.

Представлено 28.05.2025

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ.....	3
ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ.....	115
ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ....	119
ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН.....	181

Научное издание

**АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ
И АВТОМОБИЛЬНЫЙ
ТРАНСПОРТ**

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Подписано в печать 14.11.2025. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 10,99. Уч.-изд. л. 8,77. Тираж 50. Заказ 700.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.