

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА»

На правах рукописи

Дегтярев Никита Иванович

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ
ТЯГОВЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МОДУЛЕЙ ДЛЯ КОЛЕСНОГО
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА КЛАССА 1,4

Специальность: 4.3.1. Технологии, машины и оборудование для
агропромышленного комплекса

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук
Федоткин Роман Сергеевич

Москва – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	10
1.1. Анализ проблемы переуплотнения почвы движителями сельскохозяйственной техники	10
1.2. Анализ способов снижения техногенного воздействия тракторной техники на почву	16
1.3 Сдвоенные и строенные колеса как способ уменьшения давления на почву.....	19
1.4 Применение тяговых гусеничных модулей. Зарубежный опыт	23
1.5 Выводы по главе	42
ГЛАВА 2 РАСЧЁТНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТГМ ДЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 1,4	44
2.1 Разработка общей компоновки ходовой системы трактора с ТГМ.....	45
2.1.1 Оптическая оцифровка подкрыльного пространства и бортовых редукторов	45
2.1.2 Определение параметров опорной поверхности и предельных положений ветвей гусениц ТГМ.....	49
2.1.3. Расчетная схема действующих сил на ТГМ	54
2.2. Обоснование параметров комбинированного гусеничного зацепления с резиноармированной гусеницей	55
2.2.1. Обоснование выбора начальной окружности ведущих колес ТГМ.....	55
2.2.2. Проектирование и расчет ведущих колес ТГМ.....	64
2.3 Разработка системы подрессоривания опорных катков и балансирных кареток	68
2.4 Разработка системы натяжения гусениц и изменения площади контакта гусениц с опорной поверхностью.....	72
2.5 Разработка стабилизатора тангенциальной устойчивости.....	74

2.6. Подбор комплектующих и материалов для изготовления ТГМ	76
2.7. Разработка электронных моделей ТГМ	83
2.8 Выводы по главе	86
ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	88
3.1 Описание лабораторного оборудования	89
3.2 Характеристика объекта исследования	93
3.3 Описание монтажа и пуск-наладки.....	95
3.4 Программа-методика испытаний по оценке функциональных качеств опытного образца ТГМ в составе трактора класса 1,4	99
3.5 Выводы по главе	101
ГЛАВА 4 ОБРАБОТКА И ИНТЕРПРЕТАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ.....	103
4.1 Результаты оценки функциональных и скоростных качеств	103
4.2 Результаты оценки тягово-сцепных свойств	109
4.3 Выводы по главе	113
5 ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТАННЫХ РЕШЕНИЙ	114
5.1 Исходные данные для расчета экономической эффективности	114
5.2 Расчет годового экономического эффекта и срока окупаемости.....	116
5.3 Выводы по главе	120
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	122
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	125
Приложение 1	140
Приложение 2	144
Приложение 3	150

ВВЕДЕНИЕ

В современных условиях сельскохозяйственного производства повышение эффективности технологических операций во многом определяется оптимизацией эксплуатационных характеристик тракторной техники.

Основное внимание при этом сосредоточено на двух взаимосвязанных направлениях: улучшении тягово-сцепных свойств машин и снижении их негативного воздействия на почву [3, 34, 45, 52]. Уплотняющее воздействие двигателей относится к наиболее острым проблемам, поскольку напрямую отражается на плодородии почвы [18, 19, 27, 52, 75–77, 82, 84].

Исследования показывают, что даже небольшое превышение допустимого давления приводит к нарушению структуры почвы, ухудшению воздухо- и водопроницаемости, и замедлению биологических процессов, необходимых для роста растений. Особенно выражено это проявляется при многократных проходах техники по полям, когда формируются условия, затрудняющие развитие корневых систем сельскохозяйственных культур.

В то же время конструктивное развитие современных тракторов в сторону увеличения мощности и массы вступило в противоречие с нормативными требованиями (ГОСТ 26955-86). В базовых комплектациях давление двигателей на почву нередко превышает допустимые значения, что приводит к необратимым агротехническим последствиям – разрушению структуры и репродуктивных свойств почвы [8].

Сравнение ходовых систем показывает, что гусеничные тракторы по многим показателям превосходят колесные. Большая площадь контакта с почвой обеспечивает более высокое тяговое усилие, а нагрузка распределяется равномернее, снижая удельное давление и тем самым уменьшая риск переуплотнения. Однако применение гусеничной техники ограничивается сравнительно высокой стоимостью и областью применения, например, при глубокой вспашке или работе на тяжелых почвах [1, 3]. Кроме того, запрещено передви-

жение гусеничной техники по дорогам общего пользования. Колесные тракторы, в свою очередь, неэффективны на переувлажненных или слабонесущих почвах, особенно в ранневесенний период.

Перспективным решением обозначенных проблем является применение съемных гусеничных ходовых систем – тяговых гусеничных модулей (ТГМ) [3, 7, 16, 18]. Эти модули представляют собой универсальные конструкции, которые устанавливаются на колесные тракторы вместо штатных колес без внесения изменений в базовую конструкцию машины. Такой подход позволяет адаптировать технику к различным условиям: использовать колесный ход для транспортировки и работ на твердых почвах и переходить на гусеничный модуль при работе на влажных или рыхлых почвах. К ключевым преимуществам ТГМ относят снижение удельного давления на почву (до 50–60 кПа) и повышение тягового класса за счет увеличения площади контакта, уменьшение потерь на формирование колеи, а также снижения буксования. В результате чего возрастает доля мощности, преобразуемая в полезную тягу на крюке, что и обеспечивает рост тягового класса [9, 13, 17]. Равномерное распределение нагрузки по опорной поверхности также способствует уменьшению буксования и предотвращает разрушение плодородного слоя почвы, что особенно важно при работе с тяжелыми сельхозорудиями. Кроме того, применение ТГМ расширяет функциональность тракторов, позволяя агрегатировать их с оборудованием, рассчитанным на более высокий класс тяги [38, 39].

Актуальность внедрения подобных решений подтверждается анализом состояния тракторного парка России. По данным Минсельхоза общий дефицит техники по всем тяговым классам превышает 223,5 тыс. единиц, при этом значительная часть эксплуатируемых машин физически и морально устарела [3, 34]. Одновременно фиксируется избыток тракторов класса 1,4 (139,2 тыс. единиц), тогда как потребность в машинах класса 2,0 оценивается в 18,5 тыс. единиц. Переоборудование тракторов класса 1,4 в технику переменного тягового класса 1,4-2,0 с использованием ТГМ могло бы снизить дисбаланс без дополнительных затрат на производство новых машин. Это особенно значимо в

условиях ограниченного финансирования сельхозпредприятий и санкционных ограничений на импорт дорогостоящих зарубежных аналогов.

Следует отметить, что зарубежные съемные гусеничные системы (например, решения компаний Mattracks или Soucy Track) демонстрируют высокую эффективность, однако их стоимость зачастую сопоставима с ценой нового трактора. Кроме того, текущая геополитическая ситуация делает их поставки в Россию практически невозможными. Отечественные аналоги, разработанные для легкового транспорта, не рассчитаны на нагрузки, характерные для сельхозработ, что обуславливает необходимость создания специализированных решений. Учитывая вышесказанное, тема настоящей работы является чрезвычайно актуальной.

Цель работы: обоснование параметров и режимов работы тяговых гусеничных модулей для колесного сельскохозяйственного трактора класса 1,4.

Задачи работы:

1. Анализ способов и технических средств снижения уплотняющего воздействия тракторной техники на почву.
2. Обоснование целесообразности создания тяговых гусеничных модулей для трактора тягового класса 1,4.
3. Разработка конструкции опытного образца тяговых гусеничных модулей для трактора класса 1,4: общей компоновки с учетом реальных режимов работы трактора; комбинированного гусеничного зацепления с резиноармированной гусеницей, систем микроподдрессорования, натяжения и регулирования площади контакта гусениц с опорной поверхностью, стабилизаторов тангенциальной устойчивости гусеничных модулей.
4. Испытания опытного образца тяговых гусеничных модулей в составе образца трактора класса 1,4 по оценке функциональных качеств.
5. Оценка функциональных качеств опытного образца тяговых гусеничных модулей по результатам испытаний.
6. Оценка экономической эффективности разработанных технических решений.

Для создания опытного образца ТГМ необходимо в том числе подобрать комплектующие, исходя из их доступности на внутреннем рынке, их устойчивость к коррозии и износу, а также соответствия требованиям по массово-габаритным и прочностным параметрам. После изготовления опытных образцов проводятся лабораторные испытания, направленные на оценку их совместимости с трактором, проверку работоспособности в условиях реальных нагрузок и анализ влияния модулей на тяговые характеристики машины. Результаты испытаний позволят осуществить доработку и доводку конструкции для перехода к расширенным эксплуатационным испытаниям.

Внедрение подобных систем в производство способно решить ряд стратегических задач: повысить годовую загрузку техники за счет расширения ее функциональности, сократить сроки полевых работ благодаря возможности раннего выхода на переувлажненные поля, а также снизить экологический ущерб от уплотнения почвы. Кроме того, модернизация существующего парка тракторов класса 1,4 с помощью тяговых гусеничных модулей станет экономически эффективной альтернативой закупке новой техники, что особенно актуально в условиях ограниченных бюджетов сельхозпроизводителей и необходимости импортозамещения.

Научная новизна работы.

1. Обоснованные конструкторско-технологические параметры и режимы работы ТГМ для тракторов тягового класса 1,4.
2. Новая конструкция ходовой системы и принцип управления тягово-сцепными свойствами трактора за счет механизма регулирования площади контакта гусениц с опорной поверхностью.
3. Результаты экспериментальных исследований функциональных свойств трактора класса 1,4 с ТГМ.
4. Аппаратно-программный комплекс для измерения скоростных свойств трактора, а также результаты экспериментальной оценки скоростных свойств трактора с применением данного программно-аппаратного комплекса.

Практическая значимость

Применение ТГМ на серийном колесном тракторе позволяет обеспечить:

1. Переменный тяговый класс 1,4-2,0 по сцеплению, что позволяет повысить его тягово-сцепные свойства и навесоспособность, обеспечить агрегатируемость с широким шлейфом сельскохозяйственных машин и орудий.
2. Снижение удельного давления на почву до 50-60 кПа, что удовлетворяет современным нормативам воздействия движителей на почву даже при ее наибольшей влажности в весенний период в слое 0-30 см, когда наименьшая влагоемкость превышает 0,9 НВ (по ГОСТ Р 58655-2019 «Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву»). Это позволяет обеспечить возможность работы трактора в любых почвенно-климатических условиях.
3. Полную годовую загрузку трактора и его более ранний выход на полевые работы.
4. В целом повышение урожайности сельскохозяйственных культур за счет снижения и более равномерного распределения давления на почву, растительный покров и корневую систему растений, снижения буксования и исключения срыва плодородного слоя почвы.

Объект исследования: процесс взаимодействия ходовой системы трактора с почвой, тяговая динамика трактора.

Предмет исследования: конструкторско-технологические параметры и режимы работы тяговых гусеничных модулей для колёсного сельскохозяйственного трактора.

Положения, выносимые на защиту.

1. Конструкторско-технологические параметры тяговых гусеничных модулей для тракторов тягового класса 1,4.
2. Конструкция ТГМ с изменяемой площадью контакта гусениц с опорной поверхностью.
3. Результаты экспериментальных исследований функциональных свойств трактора класса 1,4 с ТГМ.

4. Результаты экспериментальной оценки скоростных свойств трактора с применением разработанного программно-аппаратного комплекса.

Апробация работы осуществлялась в рамках выступлений и докладов на международных и всероссийских конференциях в рамках международного постоянно действующего научно-практического семинара «ЧТЕНИЯ АКАДЕМИКА В.Н. БОЛТИНСКОГО», г. Москва, 2021-2026 г., а также выступления в 3-х на этапах Всероссийского конкурса на лучшую научную работу среди аспирантов и молодых ученых аграрных образовательных и научных организаций России, 2025 г.

Работа выполнялась в рамках НИОКР по гранту Федерального государственного бюджетного учреждения «Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере» по программе «Старт-1» на тему: «Разработка и испытания опытных образцов тяговых гусеничных модулей для сельскохозяйственного трактора класса 1,4.» (Проект № 78275, заявка №С1-201938, Договор № 4683ГС1/78275), по итогам которой разработан и испытан опытный образец тяговых гусеничных модулей для трактора класса 1,4.

Доработка опытного образца проведена в рамках Программы стратегического академического лидерства «Приоритет-2030», реализуемой в ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева.

Результаты разработки ТГМ демонстрировались на Российской агропромышленной выставке «Золотая осень» 2023-2025 гг.

Публикации.

Основные положения и результаты диссертационного исследования опубликованы в 12 научных трудах, в том числе в 2 статьях в изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, в 1 статье в издании, индексируемом в БД Scopus, в 1 патенте на изобретение и 1 коллективной монографии.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы, включающего 104 наименования, в том числе 28 на иностранном языке и приложения на 13 страницах. Объем диссертации – 152 страницы машинописного текста. Диссертационная работа проиллюстрирована 60 рисунками и поясняется 26 таблицами.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Анализ проблемы переуплотнения почвы движителями сельскохозяйственной техники

Современные ресурсосберегающие технологии земледелия основаны на интенсивном использовании мобильных энергетических средств, вследствие чего каждый квадратный метр пашни в течение вегетационного сезона многократно подвергается нагрузке от движителей тракторов, почвообрабатывающих и посевных агрегатов, уборочных комплексов, а также транспортных средств, при перевозке урожая [34, 45, 74].

Механическое воздействие техники носит локальный характер и сосредоточено в местах прохождения движителей (колеи и технологические следы). Для систем с «неуправляемым» трафиком в литературе приводятся оценки высокой доли площади, подвергаемой проездам: в исследовании, посвященном контролируемому трафику и эрозионным эффектам, указано, что при вспашке техника может занимать до 88% поля проездами в течение года [100]. Для отдельных технологий предпосевной подготовки и посева в полевых экспериментах сообщались режимы, в которых число проходов техники варьировало от 3 до 9, в зависимости от системы обработки и организации движения [101].

Комплекс отечественных и зарубежных исследований показывает, что многократные проходы колесных и гусеничных движителей по полю неизбежно приводят к формированию уплотнений: уменьшается пористость, ухудшаются инфильтрация и газообмен, нарушается водно-воздушный режим, что в итоге снижает урожайность сельскохозяйственных культур [36, 43]. Так же негативно сказывается рост мощности и массы сельскохозяйственной техники: современные серийные тракторы превышают мощность 500 кВт, а их рабочая масса с балластом достигает порядка 34–38 т (например, John Deere 9RX 830 и Case IH Quadtrac 715) [39]. При таких нагрузках даже применение гусеничного движителя не гарантирует отсутствия переуплотнения: контактные напряже-

ния в почве могут достигать сотен кПа и распространяться ниже глубины обработки (особенно на влажных почвах), что ухудшает структуру и затрудняет восстановление порового пространства [5, 30].

Физическая сущность уплотнения заключается в перераспределении и частичном разрушении почвенных агрегатов, сокращении объема крупных ($\geq 0,05$ мм) и мелких ($< 0,05$ мм) пор, ухудшении водопроницаемости.

Эксперименты показывают, что уменьшение общей пористости сопровождается ростом сопротивления прорастания корневой системы до требуемой глубины, снижением коэффициента фильтрации, что критично в период весеннего насыщения влагой и последующих фаз дефицита влаги [45]. Приращение или уменьшение объемной массы относительно оптимальной всего на $0,1 \dots 0,3$ г/см³ приводит к потере 20...40 % урожая, поскольку на растения влияют два фактора: гидрофизический (нарушение водного и газового обмена) и механический (ограничение роста корней) [9, 13, 33, 52, 83, 85].

Уровень воздействия на грунт определяется целым рядом факторов: тип и геометрия движителя (пневмоколесный, гусеничный, сдвоенные колеса), давление воздуха в шинах, величина контактного пятна, конструкция протектора, распределение массы по осям, скорость движения, режим буксования, а также агрофизические свойства самой почвы – гранулометрический состав, естественная влажность. Локальное давление, создаваемое в пятне контакта, распространяется вглубь профиля по радиальным и тангенциальным направлениям. По данным А.И. Пупониной и В.Т. Ходыкина, на легких песчаных почвах максимальные напряжения фиксируются на глубине 0,12 – 0,18 м, на тяжелых суглинках – до 0,25 м, а при повторных проездах граница зоны критических напряжений смещается ещё на 0,03–0,05 м вниз. При этом наиболее уязвимым остается корнеобитаемый слой 0–0,30 м, обеспечивающий до 75 % питающих корней большинства сельскохозяйственных культур [5, 9, 75].

Анализ традиционных технологий возделывания показывает, что на производство 1 т товарного зерна приходится от 6 до 12 мото-часов, а на 1 т сахарной свёклы – до 20 мото-часов, совокупная площадь, на которую воздействуют

двигатели, составляет 70–85 % поля. При этом лишь 15–25 % проходов непосредственно участвуют в обработке почвы (резание, крошение, перемешивание, укладка семян и т. д.), тогда как остальная часть приходится на холостые или транспортные работы, необратимо нарушающие структуру нерабочих полос. По оценке В.А. Русанова, каждые дополнительные 1000 кН·м, переданные в почву без выполнения полезной работы, эквивалентны потере 15...20 кг NPK удобрений из-за замедления процессов минерализации и ухудшения диффузии ионов.

С середины 1970-х гг. в СССР и странах Восточной Европы была принята попытка нормативного регулирования давлений, развиваемых ходовыми системами, результатом стала разработка и утверждение ГОСТ 26953-86, ГОСТ 26954-86 и ГОСТ 26955-86, заменивших ранее действовавшие ГОСТ 24096-80 и ГОСТ 22611-80. Документы регламентировали методики измерения среднего и максимального давлений, пределы удельных нагрузок для различных категорий почв, а также устанавливали требования к ширине гусениц, грузоподъемности шин, уровню внутреннего давления и допустимой глубине колеи [15, 26, 31, 55, 76, 77]. Однако последующая эволюция машин, увеличение ширины захвата и массы агрегатов, появление прицепных емкостей под жидкие удобрения и семена вновь поставили вопрос об актуализации норм. В начале 2000-х годов на ряде экспериментальных станций России и Белоруссии был инициирован пересмотр допустимых нагрузок: предлагалось ограничить массу, приходящуюся на одну ось, значением 6 т, или, в альтернативном варианте, вводить коэффициент понижающего пересчета при использовании и сдвоенных шины [55]. Последний подход получил поддержку в производстве, поскольку позволял сохранить производительность крупных машин при приемлемом уровне уплотнения.

С инженерной точки зрения снижение уплотнения почвы реализуется по двум основным направлениям. Первое – снижение удельного давления за счет увеличения площади опоры (сдвоенные и строенные колеса, арочные шины

сверхнизкого давления, траки с эластичными вставками, резиновых гусеницы). Второе – оптимизация схем проезда сельскохозяйственной техники по полям с фиксацией постоянных колес, по которым перемещается весь машинно-тракторный парк. Моделирование, выполненное Н.С. Матюком и А.М. Кононовым, показало, что при переводе хозяйства на трафик-фарминг площадь уплотненных технологических полос возрастает с 18 до 78 %, что уже в первый год дает прибавку урожая зерновых на 0,4–0,6 т/га без дополнительных затрат на удобрения. При этом глубина колес сокращается на 35–45 %, работоспособность орудий повышается за счет более стабильной глубины хода, а расходы топлива снижаются в среднем на 7–10 %.

Снижение уплотняющего действия движителей перспективно дополнять интеллектуальными системами управления давлением в шинах (Central Tire Inflation Systems – CTIS), которые автоматически уменьшают давление при заезде в поле и повышают его при выезде на твердое покрытие. По данным полевых испытаний, применение системы централизованной подкачки шин (CTIS) на тракторе мощностью 180 кВт позволило уменьшить глубину колес с 9,1 до 5,3 см и сократить буксование с 14 до 8 %, что привело к экономии дизельного топлива 2,8 кг/га [12, 19, 26, 65]. Параллельно разрабатываются алгоритмы адаптивного распределения тягового усилия между ведущими осями и секциями, что особенно актуально для сочлененных машин с шарнирно-сочлененно рамой.

Уплотнение почвы влияет на урожай не только напрямую, но и опосредованно - через изменение водного режима территории и усиление эрозионных процессов. При снижении способности почвы впитывать воду увеличивается поверхностный сток, активнее выносятся питательные вещества и мелкие частицы, а условия для накопления доступной влаги в осенне-весенний период ухудшаются. Так, при увеличении плотности почвы на 0,2 г/см³ относительно оптимального уровня коэффициент стока возрастает в 1,5–1,8 раза, а потери азота в нитратной форме – в 2,1–2,4 раза. Запасы влаги в почвенном слое после зимы уменьшаются на 18–25 мм, что соответствует недобору 3–4 ц/га зерна на

легких почвах и 5–7 ц/га на средних суглинках. Эти оценки согласуются с данными многолетних наблюдений Почвенного института им. В.В. Докучаева: за 15 лет плотность пахотного горизонта увеличилась с 1,26 до 1,39 г/см³, а урожай мягкой пшеницы снизился с 31,4 до 24,8 ц/га при неизменном уровне обеспечения питательными веществами [9, 13, 33, 86–90].

Понимание нелинейной связи «нагрузка – плотность – урожай» подтолкнуло исследователей к разработке интегральных индексов почвенного уплотнения, объединяющих механические (сопротивление проникновению), гидрофизические (коэффициент водопроницаемости) и биологические (активность дождевых червей) показатели. Методика В.А. Скотникова основана на ранжировании участков по балльной шкале: если суммарный индекс превышает 50 баллов, рекомендуется глубокое рыхление на 35–40 см; при 30–50 баллах – щелевание на 25–30 см; менее 30 баллов – ограничиваются поверхностным рыхлением. Однако применение этих способов имеют краткосрочный эффект: при сохранении прежнего режима движения уже через 2–3 года плотность возвращается к исходным значениям [18, 33, 91–96]. Поэтому современные концепции устойчивого земледелия рассматривают технические и агрономические меры как взаимодополняющие: снижение давления движителей должно сочетаться с щадящими системами обработки (нулевая, минимальная, полосовая), использованием многолетних покровных культур, повышающих биогенную структуру.

С точки зрения энергетики процесса уплотнения, часть механической энергии, передаваемой почве, трансформируется в уплотнительную работу, часть – в тепловые потери, часть – в деформационную работу по разрушению агрегатов. Коэффициент полезного использования энергии (КПИ), определяемый как отношение работы полезного разрыхления к суммарной работе движителя, редко превышает 0,3. М.Г. Беккер показал, что применение широкопрофильных шин снижает долю энергии, идущей на уплотнение, на 12–15 %, а гусениц – на 25–30 %. Тем не менее гусеничные тракторы дороже и имеют ограничение по скорости транспортных операций, что требует компромиссных

решений: комбинированные ходовые системы, быстросъемные резиноармированные гусеницы на ведущие мосты. Научно-производственный подход предполагает оптимизацию параметров «путь-мощность-давление» не на уровне отдельных машин, а всего технологического процесса, вплоть до логистики внутренняя перевозок внутри поля.

За последние годы возрос интерес к оценке экологических последствий уплотнения. Установлено, что в переуплотненной почве увеличивается эмиссия закиси азота (N_2O), поскольку снижается диффузия кислорода и активируются денитрифицирующие микроорганизмы. Повышение содержания N_2O на 15–20 % фиксировалось в опытах с четырехкратным проездом нагрузкой 40 кН на колесо. Кроме того, плотный слой на глубине 0,25–0,35 м препятствует инфильтрации и способствует подтоплению, что, в свою очередь, повышает долю метаногенеза в анаэробных условиях. Таким образом, оптимизация ходовых систем имеет не только экономическое, но и климатическое значение [8, 12, 33, 52, 83, 97].

В свете роста мощности сельскохозяйственной техники ключевой задачей остается разработка прогнозно-оценочных моделей, позволяющих учитывать уплотняющее воздействие еще на стадии проектирования машин. Численные методы, основанные на элементах теории упругого полупространства и нелинейной пластичности, дают возможность аппроксимировать распределение напряжений под пятном контакта любой формы. Интеграция таких моделей в CAD-системы позволяет конструктору выбрать оптимальное соотношение масса-площадь опоры-давление. Одновременно цифровые двойники поля (Digital Soil Twin), формируемые на основе геостатистических данных, дают агроному возможность планировать маршруты машин. Комбинация технических и информационных решений представляет собой новый уровень управления техногенного воздействия на почву [52].

Таким образом, влияние ходовых систем на почвенное состояние является многофакторным процессом, где переплетаются механика грунтов, агрономия, экология и экономика. Системная стратегия минимизации уплотнения

включает: нормативное ограничение нагрузки на ось до 6 т, применение сдвоенных/арочных шин и резиновых гусениц, внедрение трафик-фарминга и CTIS, агротехнические приемы глубокого рыхления и полосовой обработки, мониторинг плотности с использованием пенетрометров и дистанционных сенсоров. Лишь комплекс мероприятий обеспечивает сохранение оптимальной пористости (55–60 %), твердости (менее 1,5 МПа) и водопроницаемости (более 5 мм/мин) пахотного слоя, что позволяет стабилизировать урожайность на уровне биологического потенциала и снизить антропогенное давление на почвенный фон [98, 99].

1.2. Анализ способов снижения техногенного воздействия тракторной техники на почву

Одним из технических средств, рассматриваемых в литературе в контексте снижения механического воздействия колесной тракторной техники на почву, являются пневматические шины категорий IF (Increased Flexion) и VF (Very High Flexion). Указанные категории относятся к радиальным сельскохозяйственным шинам повышенной деформируемости, конструктивно предназначенным для работы при более высоких допускаемых деформациях боковины по сравнению со стандартными радиальными шинами. Это обеспечивает возможность переноса большей вертикальной нагрузки при сопоставимом давлении накачки либо, альтернативно, применение более низкого давления накачки при заданной нагрузке при условии соблюдения эксплуатационных ограничений, регламентируемых изготовителем и нормативной классификацией [13, 33, 75–77].



Рисунок 1.1 – Принципиальная схема уплотнения грунта колесным движителем

Механическое воздействие колесным движителем на почву определяется вертикальной нагрузкой на колесо и характеристиками контакта «шина–почва». К числу основных параметров, влияющих на силу давления колесной техники являются: площадь пятна контакта, распределение нормальных контактных напряжений (контактного давления) и геометрические параметры колес. Снижение давления накачки при прочих равных условиях сопровождается изменением деформации шины и, как следствие, изменением площади контакта и распределения контактных напряжений. Шины IF/VF рассматриваются как конструктивная основа для реализации режимов пониженного давления без выхода за допустимые напряжения в несущих элементах шины [13, 33, 75–77].

При анализе влияния шин IF/VF на почву принципиально важно различать факторы, определяющие механическое воздействие на разных глубинах почвенного профиля. Экспериментальные исследования показывают, что параметры напряженного состояния в почве зависят, от вертикальной нагрузки и внутреннего давления в шине. При этом режимы пониженного давления ориентированы преимущественно на изменение характеристик воздействия в верхнем горизонте почвы [52]. При полевых сравнительных испытаниях, где сопоставляются режимы стандартного и пониженного давления для шин низкого давления, фиксируются различия в характеристиках напряжений в грунте

и показателях, используемых для оценки потенциального уплотнения. Эти результаты подтверждают значимость управления давлением как управляемого параметра воздействия колесного движителя на почву [9, 13].

Вместе с тем, для корректности интерпретации данных требуется учет того, что нагрузочные факторы (нагрузка на колесо/ось и кратность проходов) оказывают существенное влияние на распространение напряжений в глубину профиля, тогда как давление накачки и деформационные характеристики шины в большей степени связаны с распределением контактных напряжений в зоне непосредственного контакта. Следовательно, режим пониженного давления следует рассматривать не как универсальное средство предотвращения всех форм уплотнения, а как элемент управления параметрами контакта, эффекты которого зависят от сочетания нагрузки, состояния почвы и режима движения [52].

Практическая реализация потенциальных преимуществ шин IF/VF связана с необходимостью адаптации давления накачки к условиям работы. Давления, рациональные для выполнения полевых операций, могут отличаться от режимов, допустимых и целесообразных при движении по твердым покрытиям и на транспортных скоростях. В связи с этим в литературе рассматриваются системы STIS как техническое средство, позволяющее изменять давление в зависимости от режима движения и типа покрытия [30]. Использование STIS рассматривается как способ снижения зависимости фактического давления от субъективных решений оператора, что важно как для эксплуатации [30].

Таким образом, шины IF/VF в рамках анализа способов снижения техногенного воздействия тракторной техники на почву целесообразно рассматривать как конструктивно-эксплуатационное средство управления параметрами контакта «шина–почва». Их применение связано с возможностью реализации режимов давления, ориентированных на изменение распределения контактных напряжений при соблюдении требований к несущей способности и допустимой деформации шины [13, 33, 75–77]. Управление давлением посредством STIS целесообразно применять как технологический инструмент обеспечения

адаптивности и воспроизводимости режимов давления при сочетании полевых и транспортных режимов движения [30].

1.3 Сдвоенные и строенные колеса как способ уменьшения давления на почву

Одним из наиболее доступных и технологически отработанных приемов ограничения удельного давления колесных тракторов остается использование сдвоенных и строенных шинных модулей, идея которых была апробирована ещё в 1970-х годах на «приставных дисках» для тракторов семейства К-700, а сегодня воплощается в быстросъемных системах с централизованной подкачкой и дистанционным управлением [19]. Сущность метода сводится к геометрическому увеличению площади опоры: дополнительная пара или тройка колес распределяет эксплуатационную массу машины на более широкое пятно контакта, благодаря чему снижается локальное напряжение в почвенном фоне, уменьшается глубина колеи и одновременно повышается коэффициент сцепления, что ведет к сокращению буксования и экономии горюче-смазочных материалов. В отличие от шин низкого давления, реализующих эффект главным образом за счет гибкости боковины, сдвоенные и, строенные колеса достигают цели за счет расширения площади пятна контакта.

Классическая схема предполагает монтаж приставного обода того же посадочного диаметра на штатное колесо посредством дистанционного кольца или адаптерной обоймы. Ранние отечественные комплекты типа ОК-1 требовали демонтажа базовой покрывки и занимали до полутора часов на колесо, тогда как современные системы QuickLock, TerraTwin и аналогичные импортные решения фиксируются на ободе при помощи конических замков за 10–15 мин без применения домкрата, не нарушая динамической балансировки. В строенном исполнении добавляется еще один внешний обод, что повышает суммарную ширину опорной полосы трактора тягового класса 5–6 с 2,8 м до 4,3–4,6 м. При необходимости транспортирования колеса демонтируются и перевозятся, обеспечивая нормативную габаритную ширину для автодорог.

Положительные особенности многократно подтверждены как стендовыми измерениями, так и длительными производственными опытами. На среднесуглинистых почвах при влажности 20–22 % от полной влагоемкости пара сдвоенных шин 710/70R42 снижала средневзвешенное контактное давление с 160 до 100–105 кПа. Глубина колеи уменьшалась в среднем на 35–40 %, а сопротивление пенетromетра на глубине 10–20 см – на 0,5–0,6 МПа относительно одиночного колеса [17, 18, 27, 78]. Установка третьего обода дополнительно сокращала давление еще на 15–20 кПа и обеспечивала уменьшение колеи на 8–10 мм, что особенно важно при работе на переувлажненных участках северо-западного региона, где риски застревания агрегатов резко возрастают.

Повышение тягово-динамического потенциала проявляется следующим образом: коэффициент сцепления возрастает на 7–9 %, буксование при вспашке тяжелым плугом падает с 13 до 9 %, что ведет к сокращению удельного расхода дизельного топлива порядка 1,2–1,4 л/га; на годовой пахотной площади 2500 га это эквивалентно экономии свыше 3,5 т ГСМ и окупает стоимость комплекта сдвоенных колес в течение двух сезонов. При эксплуатации энергонасыщенных тракторов семейства «Кировец К-744Р» подобные расчеты были подтверждены натурными хронометражами Волгоградского ГАУ, зафиксировавшими снижение приведенной энергоемкости пахоты на 10–12 %.

Высказывается опасение, что дополнительная масса и вынесенный наружу момент инерции повысят нагрузку на подшипниковые узлы и полуоси. Тем не менее ресурс редукторов не сокращается при условии строгого соблюдения регламента: давление во внутренних и наружных шинах выравнивается, момент затяжки крепежных шпилек контролируется динамометрическим ключом, а транспортная скорость ограничивается 30 км/ч. [46].

Правовой аспект связан с ограничениями по габариту: согласно ПДД РФ техника шире 2,55 м относится к крупногабаритной, а свыше 3,5 м требует специального разрешения. Поэтому хозяйства либо используют низкорамные тралы для перебазировки, либо прибегают к складывающимся телескопическим ободам, цена которых выше стандартных на 35–40 % [159].

В системах точного земледелия сдвоенные и строенные колеса органично сочетаются с концепцией Controlled Traffic Farming: ширина агрегата подгоняется под постоянную «сетку» колеиных дорожек, и повторное движение проходит по уже уплотненной полосе, ограничивая воздействие на остальную площадь поля, тем самым глубина разрушения структуры ограничивается 10–12 см против 16–18 см при одиночных колесах, а прибавка урожайности чувствительных культур (картофель, свекла) достигает 4–6 %.

Особое значение строенные модули приобрели для тяжелых свекло- и кукурузоуборочных комбайнов массой 28–35 т. Замена пары 1050/50R32 на три 900/60R32 расширяет несущую полосу до 2,1 м и снижает удельное давление до 75–80 кПа, что позволяет безопасно заходить на поле при влажности, близкой к верхнему пределу влагоемкости, сводя к минимуму риск остановки в критически важный период уборки [17-19]. Экономический ущерб от простоя комбайна оценивается в 300–400 тыс. руб. в сутки, поэтому даже высокая стоимость строенного комплекта (около 1 млн руб.) оказывается оправданной.

Начиная с 2010-х годов сдвоенные и строенные колеса комплектуются системами STIS: при заезде на поле давление понижается до 0,12–0,14 МПа, что увеличивает площадь пятна контакта и смягчает воздействие на грунт. Перед выездом на шоссе компрессор восстанавливает 0,18–0,20 МПа, уменьшив динамические колебания и износ протектора. Централизованная схема подачи воздуха решает раннюю проблему неравномерного давления во внутренних и наружных шинах, ранее требовавшую отдельных шлангов и временных затрат [19].

Безопасность монтажа остается критически важной: процедура выполняется на ровной площадке с установкой страховочных цепей и фиксаторов, что строго регламентируется EN ISO 4254-1 и отечественным ГОСТ Р 12.3.042-2008, соблюдение правил позволяет минимизировать риск травматизма, который, по статистике Ростехнадзора, составляет менее 0,3 инцидента на тысячу установок при использовании штатных приспособлений [18].

Современные исследования сосредоточены на снижении неподрессоренной массы: алюминиевые кованые обода и композитные дистанционные кольца на основе углеродного волокна потенциально уменьшают массу модуля на 15–20 %, снижая нагрузку на подвеску и уменьшая динамическое давление на почву. Экспериментальный трактор «Ростсельмаш RSM 3575» с гидравлически перестраиваемой шириной колеи изменял между 3,2 и 4,5 м всего за 26 с, что существенно сокращало непроизводительные потери времени при работе на клиновидных участках [19]. Отечественные и зарубежные конструкторы параллельно изучают возможность интеграции датчиков-тензометров в дистанционные кольца, чтобы в реальном времени контролировать нагрузку на каждое колесо и автоматически корректировать давление через CTIS-блок, что дополнительно нивелирует осевую нагрузку и повышает устойчивость техники на склонах.

Тем самым сдвоенные и строенные колеса остаются эффективным и сравнительно недорогим инструментом защиты почвенного профиля от избыточного уплотнения, особенно на тяжелых глинистых и переувлажненных почвах, где потенциал шин IF/VF оказывается ограниченным. Комплект, подобранный с учетом массы и агротехнической схемы хозяйства, способен снизить удельное давление на 35–45 %, уменьшить буксование, повысить топливную эффективность и сохранить урожайность. При этом достижение максимального эффекта возможно лишь в рамках системного подхода, включающего точную регулировку давления, контроль крепежных элементов, соблюдение скоростных режимов и грамотное планирование маршрутов техники. В таком случае возникающие недостатки – увеличение ширины и инерционных параметров – нивелируются устойчивым ростом производительности и снижением себестоимости конечной продукции, что имеет стратегическое значение для конкурентоспособности современного агропромышленного комплекса.

Суммируя результаты по сдвоенным и строеным колесам: расширение опорной полосы и корректная настройка давления (в т.ч. через CTIS) позволяют заметно снизить контактные напряжения и глубину колеи, уменьшить

буксование и удельный расход топлива, а при интеграции с СТФ — локализовать воздействие трафика и стабилизировать агрофизические свойства верхнего слоя почвы [27, 29]. Ограничения применения данных способов повышения тягово-сцепных свойств заключается в: росте габаритной ширины и связанные с этим транспортные ограничения по ПДД, чувствительность к переувлажнению тяжелых почв, когда сохраняется риск формирования глубокой колеи и застреваний, а также дополнительные требования к обслуживанию крепёжных узлов и соблюдению скоростных режимов. В эксплуатации энергонасыщенных тракторов и тяжелых уборочных машин (особенно в сезоны повышенной влажности почвы) эти факторы могут ограничивать технологические окна и повышать риски простоев.

1.4 Применение тяговых гусеничных модулей. Зарубежный опыт

Съемные тягово-гусеничные модули при сопоставимых осевых нагрузках позволяют снизить удельное давление на почвенный фон и повысить проходимость по слабонесущим и переувлажненным грунтам. Так же съемные ТГМ позволяют адаптировать парк под сезонные задачи без полного перехода на специализированные гусеничные шасси.

Гусеничные модули Poluzzi Standard Track (далее – СТ) представляют собой унифицированную быстросъемную ходовую систему, ориентированную на переоборудование колесной сельскохозяйственной техники, при этом смена двигателя осуществляется без координального вмешательства в трансмиссию базовой техники (рисунок 1.2). Стартовая концепция, запатентованная Джорджем Полуцци в 1989 г., к настоящему времени развилась в четыре типоразмера (ST70, ST90, ST110 и ST110 HD), перекрывающие нагрузочный диапазон от 7 до 18 т на модуль и обеспечивающие снижение удельного давления на грунт при сохранении либо повышении тяговой производительности агрегата.



Рисунок 1.2 – Внешний вид гусеничных модулей Poluzzi Standard Track

Каркас линейки гусеничных модулей образует сварная коробчатая рама из стали S700 MC: толщина стенок варьируется от 6 до 12 мм в зависимости от распределения расчетных напряжений, а внутренние полые лонжероны одновременно повышают крутильную жесткость конструкции и служат каналами централизованной смазки в комплектации Greentec, что позволяет свести количество точек ручного обслуживания к минимуму. Подвеска реализована по схеме «два качающихся коромысла + центральный шарнир», обеспечивая свободный ход $\pm 10^\circ$ и непрерывное копирование микрорельефа поля, благодаря чему снижаются пиковые нагрузки на полотно и подшипники при диагональном пересечении борозд или работе на переувлажнённых участках.

Опорные катки диаметром 356 мм отливаются из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, снабжаются съёмными бандажами из каучуковой смеси с повышенным ($\approx 42\%$) содержанием технического углерода и герметизируются двойными кассетными уплотнениями SKF Mudblock; гарантийный ресурс узла заявлен не менее 10 000 ч, тогда как полевые наблюдения в хозяйствах Ломбардии и Эмилии-Романьи подтвердили средний интервал 5100 ч до первой переборки – на 12–15 % больше, чем у аналогов Camso CTS-04 и Soucy ST-1000. Ведущий и ведомый барабаны установлены на конических подшипниках 32032 X, завод устанавливает требуемое натяжение под конкретную

трансмиссию, поэтому регулировка в ходе эксплуатации не требуется. Существенная часть технологического преимущества семейства ST обусловлена разработанным совместно с Bridgestone трехслойным полотном AgroCleaf™: непрерывный стальной корд диаметром 4,5 мм сочетается с амортизирующим арамидным слоем и наружным протектором «ёлочного» профиля высотой 55 мм. Вакуумная вулканизация с тонкодисперсным диоксидом кремния повысила абразивную стойкость протектора на 18 % относительно предыдущего поколения Poluzzi и на 12 % относительно Camso, при этом разрывная нагрузка одного погонного метра ленты достигает 110 кН при массовой плотности 14 кг/п.м, что облегчает монтаж: два оператора с гидродомкратом заменяют трак модуля ST90 за 20–25 мин без привлечения стационарной мастерской.

Натяжение гусеницы обеспечивается гидромеханическим цилиндром с азотным аккумулятором объемом 1,1 л: штатное давление 22 бар автоматически возрастает до 25 бар при нагреве масла свыше 50 °С, компенсируя тепловое удлинение резины и мгновенно гася низкочастотные колебания при проезде кочек. Испытания на полигоне ENAMA показали, что при развороте радиусом 4,5 м на скорости 14 км/ч вероятность дестабилизации полотна у ST90 не превышает 0,3 %, тогда как у Soucy аналогичного класса фиксируется 2,1 %. При статической нагрузке 10 т и ширине ленты 760 мм удельное давление составляет 54 кПа, что в 2,8 раза меньше, чем у шины 710/70 R42 при той же нагрузке. Полевые измерения на влажном черноземе (влажность 31 %, объемная масса 1,24 г/см³) зафиксировали снижение сопротивления качению на 24 % и сокращение буксования до 6 % при тяговом коэффициенте 0,45; глубина уплотненного слоя под гусеницей не превышала 10 см, в то время как колёсная конфигурация формировала уплотнение 18–20 см, негативно влияя на пористость пахотного горизонта.

Унификация с трансмиссиями базовых машин достигается сменными фланцевыми адаптерами для шлицевых валов John Deere, Case IH, AGCO, Claas и JCB Fastrac. Передаточное число ведущего барабана варьируется сме-

ной зубчатых венцов (1:1,2–1:1,6), что позволяет согласовать окружную скорость гусеницы с коробкой трактора без вмешательства в CAN-логику. Для цифрового мониторинга компания предлагает блок TrakControl 4.0: два инкрементальных датчика фиксируют обороты барабана, а информация о скорости, температуре и натяжении выводится на ISOBUS-терминал; при проскальзывании свыше 15 % формируется предупреждение, позволяя оператору вовремя скорректировать режим.

Обслуживание сведено к минимуму: единственная точка ручной смазки (шарнир коромысла) требует вмешательства каждые 500 ч, масло 80W-90 в барабанах меняется раз в 1500 ч, визуальный осмотр полотна проводится через 250 ч. При установке системы Greentec LubeLine все узлы получают смазку автоматически, что, по расчету LCC Университета Болоньи, снижает эксплуатационные расходы на 0,8 €/ч. На выборке трех крупных хозяйств Северной Италии фактический ресурс без капитального вмешательства превысил 5100 ч, то есть четыре полных сезона.

Сравнительный анализ демонстрирует, что по коэффициенту «масса/несущая способность» ST90 (0,79) превосходит Camso CTS-04 (0,88), Soucy ST-1000 (0,91) и ATI PowerFlex (0,83). Уровень шума при транспортной скорости 30 км/ч, измеренный по ISO 5130, составляет 86 дБ(А) против 90–92 дБ у конкурирующих систем, что достигнуто внедрением композитных вставок в башмаки и плавающих демпферов барабанов. Ограничениями остаются аксиальная нагрузка на ведущий барабан (не более 9,2 т для ST110 HD), избыточная ширина стандартной ленты 760 мм при междурядье 45 см, а также ускоренное старение каучука при суточных транспортных пробегах свыше 60 км по асфальту при температуре воздуха выше 35 °С. В таких условиях производитель регламентирует скорость 40 км/ч и пробег 60 км. В перспективе компания объявила о разработке типоразмера ST130 с опорной длиной 2,55 м и встроенным планетарным редуктором, что позволит отказаться от внешнего бортового редуктора и уменьшить массогабаритные показатели; параллельно ведутся испытания сенсорного комплекса TrackSense для прогнозирования остаточного

ресурса полотна по изменению импеданса корда и температурного режима, что, по предварительной оценке, увеличит межсервисный интервал еще на 20 %.

Таким образом, модульные гусеницы Poluzzi Standard Track обеспечивают совокупное снижение удельного давления, устойчивые тяговые характеристики и умеренные эксплуатационные затраты; ключевые конструктивные решения – гидроцилиндр постоянного давления, трехслойная резиноармированная гусеница AgroCleat и высокоресурсные кассетные уплотнения – формируют заметное технологическое преимущество, подтвержденное независимыми испытаниями и многолетней практикой европейских хозяйств.

Гусеничные модули SoucyTrack System (далее – STS) сегодня образуют второе по масштабу мировое направление конверсии колёсных сельскохозяйственных машин в резиноармированное гусеничное исполнение и занимают лидирующие позиции на североамериканском рынке, постепенно закрепляясь и в странах ЕС (рисунок 1.3). Производитель – корпорация Soucy International Inc. (Драммондвилл, провинция Квебек) – располагает собственной резино-технологической и литейной базой с 1968 г., что позволило уже к середине 1990-х запустить промышленную линейку модульных ходовых систем. Современная линейка включает семь серий (S-TECH 600G, 7016, 8000, 1000, 1100, 1100-M и 1250), перекрывающих вертикальные нагрузки от 6 до 20 т на один модуль и, таким образом, пригодных как для тракторов тягового класса 3–6, так и для крупнотоннажных бункеров-перегрузчиков вместимостью свыше 40 м³. Репутации бренда способствует многолетний опыт Soucy в смежных отраслях – снегоуборочной, оборонной и мотоспортивной, где фирма поставляет резиновые траки для квадроциклов и бронетехники. Ряд материаловедческих решений, в частности состав эластомерного компаунда и система защиты подшипников от абразива, без изменений перенесены в сельскохозяйственное семейство.



Рисунок 1.3 – Внешний вид гусеничных модулей SousyTrack System

Конструктивной основой всех модулей служит запатентованная открытая Н-образная рама Sousy High-Frame, изготовленная из проката прочностью 700 МПа. В отличие от закрытой коробчатой схемы Poluzzi, канадская компоновка опирается на два продольных лонжерона, объединенные поперечной балкой. Такая архитектура облегчает доступ к ведущей звездочке и гидроцилиндру натяжения, упрощая регламентные операции. Сварка выполняется роботизировано в среде 96 % Ar + 4 % CO₂, после чего рама проходит дробеструйную очистку и порошковое окрашивание слоем 90–110 мкм. Испытания в камере соляного тумана ASTM B117 показали коррозионную стойкость свыше 1200 ч. Подвеска реализована следующим образом: три опорные каретки колеблются относительно центральной оси с общим ходом $\pm 8^\circ$, что стабилизирует площадь контакта при проходе локальных неровностей до 90 мм высоты. Жесткость кареток умышленно снижена, чтобы уменьшить боковую раскачку тяжелых прицепов при транспортных скоростях свыше 32 км/ч.

Базовые серии S-TECH 7000/8000 комплектуются опорными катками $\varnothing 345$ мм, обутиными в бандаж из компаунда Sousy Blend 23R (36 % технического углерода, 12 % высокодисперсного SiO₂). Компаунд устойчив к растрескиванию при -35 °С и противостоит термическому старению при длительных асфальтовых пробегах. Двухзонные кассетные уплотнения NTN-MudShield, заполненные литиевой смазкой NLGI-2, гарантируют ресурс без переборки не менее 8000 ч. У тяжелых серий 1100/1250 диаметр катка увеличен до 406 мм,

корпус выполняется из сфероидального чугуна GJS-500-7, что повысило несущую способность на 22 % при росте массы детали на 9 %.

Роль несущего и тягового элемента выполняет собственная конструкция Soucy DriveLug™. От классического непрерывного стального корда производитель отказался: вместо него используются дискретные кордовые вставки шагом 76 мм, заделанные в базовый слой резины и соединённые компаундом, обогащённым арамидным волокном. Модульная структура облегчает локальное распределение нагрузок и снижает риск продольного расслоения при повреждении одного участка. Наружный протектор «ёлочного» профиля высотой 52–56 мм оснащается эллипсоидными каналами стока воды. Внутренняя поверхность образует DriveBar – литые грунтозацепы для зацепления со звездочкой. Разрывная прочность 1 погонный метр полотна достигает 104 кН при массовой плотности 13,2 кг/м, что немного уступает показателю Poluzzi, но облегчает монтаж в полевых условиях.

Натяжение полотна обеспечивается гидроцилиндром переменного давления и газовым аккумулятором 0,9 л. Базовая уставка – 18 бар, оператор может варьировать диапазон 16–22 бар простым переключателем. В сериях 1100-M и 1250 внедрен контур e-Tension: датчики хода штока и температуры полотна через CAN-J1939 управляют пропорциональным клапаном, стабилизируя натяг в реальном времени. Испытания Prairie Agricultural Machinery Institute показали, что при разворотах радиусом 6 м e-Tension снижает суммарный дрейф ленты на 42 % по сравнению с фиксированным давлением, что критично для широкозахватных агрегатов на узких разворотных полосах.

При статической нагрузке 9,5 т и ширине ленты 724 мм удельное давление модуля STS 1000 на твердоначальный чернозем составило 57 кПа – почти эквивалент показателю Poluzzi ST90 (54 кПа). На влажной почве (31 % влаги) сопротивление качению у STS оказалось выше на 3–4 % из-за большего угла обхвата звездочки, но разница нивелируется при тяговом коэффициенте $> 0,48$ благодаря более крупному протектору. Двухгодичные наблюдения Университета Манитобы показали, что глубина уплотненного слоя под гусеницей STS

1000 не превышала 11 см, тогда как колёсная конфигурация с IF 710/75R42 формировала уплотнение 19–21 см.

Совместимость с базовыми машинами достигается гибкой системой адаптеров. В Европе спросом пользуются комплекты для Fendt 900/1000 Vario, Claas Xerion, John Deere 8R и Case IH Steiger. Для прицепной техники предусмотрены swar-наборы Bolt-on: модуль крепится к ступице 10×335 мм, а выпускной вал соединяется с фланцевым редуктором 1:1,35 либо 1:1,55, что сохраняет номинальные обороты без перенастройки трансмиссии. Электроника Soucy SmartTrack включает датчики IFM O1D, акселерометр вибраций и Bluetooth-модуль, выводящий параметры в мобильное приложение. Оператор получает уведомления о проскальзывании, перегреве или падении давления в натяжителе, что вписывается в концепцию «точного земледелия».

Техническое обслуживание реализует принцип Maintenance-lite: одна точка смазки (ось тандемной каретки) обслуживается через 400 ч, масло 85W-140 в звездочке меняется раз в 1200 ч, визуальный осмотр полотна – каждые 250 ч. Средний межремонтный ресурс, заявленный производителем, составляет 4800 ч. Данные крупных канадских хозяйств (Ag Growth International, Richardson Farms, 2021–2023 гг.) подтверждают 4700–5000 ч до первой переборки подшипников. Жизненный цикл по методике ISO/TC 23/SC 19 оценивается в $5,8 \text{ €} \cdot \text{ч}^{-1}$ для STS 1000 и $6,4 \text{ €} \cdot \text{ч}^{-1}$ для STS 1250 – примерно на 6–8 % выше, чем у Poluzzi ST90/110, но разница компенсируется более низкой закупочной ценой и развитой дилерской сетью в Северной Америке и Восточной Европе.

Акустические параметры при транспортной скорости 30 км/ч, измеренные по ISO 5130, составили 90–91 дБ(А) для STS 1000 и 92 дБ(А) для STS 1250, то есть на 4–5 дБ выше, чем у Poluzzi. Повышенный шум обусловлен конструкцией DriveLug™, где жесткий профиль «внутренняя поверхность – звездочка» формирует высокочастотные ударные колебания. Soucy планирует перейти на протектор Silent-Bar с полиуретановыми вставками; серийное внедрение намечено на 2025 г..

К эксплуатационным ограничениям относят весовой лимит на носовой барабан (8,7 т для STS 1100, 10,1 т для STS 1250): превышение ускоряет износ уплотнений и разогревает подшипники до 95 °С. Второй фактор – асфальтовые пробеги > 70 км/сут при температуре воздуха выше 30 °С: термостойкость смеси DriveLug™ ограничена 82 °С, поэтому предписываются скорость ≤ 35 км/ч и обязательные технологические остановки.

В итоге модули SoucyTrack System обеспечивают снижение удельного давления, устойчивую тягу на влажных и рыхлых грунтах и приемлемые затраты жизненного цикла, оставаясь при этом более доступными по цене ввода по сравнению с европейскими конкурентами. Для хозяйств, где окно полевых работ ограничено климатическими факторами, переход на STS позволяет увеличить производственную гибкость без кардинального обновления парка машин.

Camso CTS High Speed (рисунок 1.3) представляет собой модульную гусеничную ходовую систему для зерноуборочных комбайнов. Ключевая инженерная идея решения заключается в интеграции конечного редуктора непосредственно в тележку гусеничного модуля, что обеспечивает согласование передаточного числа с режимами «дорожного» движения и позволяет достигать скоростей до 37 км/ч без потери функциональности в полевых условиях. В классических комплектах переоснащения без интегрированного редуктора угловая скорость ведущей звездочки и кинематика зацепления с грунтозацепами ленты задаются штатными передаточными числами трансмиссии комбайна, оптимизированными под колесную схему, что приводит к ограничению предельной скорости и повышенной вибронагруженности. В интегрированном исполнении реализуется правильное согласование крутящего момента и скорости вращения, обеспечивая близкие к колесным транспортным характеристикам при сохранении большой опорной поверхности и низких удельных давлений на грунт.



Рисунок 1.3 – Внешний вид конструкции Camsso CTS

Конструктивно система включает ведущую звездочку, опорные и поддерживающие катки, направляющие элементы и резиновую гусеничную ленту с профильными грунтозацепами, объединенные в жесткую раму тележки.

Гидравлический механизм натяжения ленты поддерживает стабильный контакт «звездочка–зацеп–лента» и номинальную геометрию огибания, минимизируя проскальзывание, ударные нагрузки в зацеплении и неравномерный износ. Стабилизированное натяжение критично при движении с повышенными транспортными скоростями, когда динамические составляющие усилий на переходах «каток–лента» возрастают, а температурный режим резиновых элементов усложняется. В совокупности с интегрированным редуктором это формирует устойчивую кинематическую схему, снижающую пиковые напряжения в ленте и элементах ходовой части при переменной топографии и кратковременных неровностях дорожного покрытия.

С точки зрения функциональной совместимости CTS High Speed поставляется как комплект переоснащения для конкретных моделей комбайнов и интегрируется в штатные точки крепления, что уменьшает потребность в глубоких изменениях силовой установки и несущей рамы. Дилерские комплектации указывают на поддержку популярных платформ (в частности, отдельных серий John Deere), при этом типоразмер ленты, конфигурация катков и параметры

редуктора подбираются под массу, распределение нагрузок и мощностной диапазон конкретного шасси. Следует отличать CTS High Speed от варианта CTS Suspended: в первом случае именно скоростной потенциал благодаря интегрированному конечному редуктору, тогда как подвеска рамы в Suspended-исполнении ориентирована на снижение вибраций и ударных нагрузок; выбор между ними определяется приоритетами эксплуатации и требованиями конкретной модели.

Эксплуатационно Camso CTS High Speed решает задачи в сокращении непроизводительных простоев на перегонах между массивами, росте доли чистого времени уборки в смене и повышении устойчивости графиков при нестабильных почвенно-климатических условиях. Наличие большой опорной поверхности и распределение массы на гусеничный модуль позволяют снижать максимальные контактные давления по сравнению с колесными конфигурациями, что в типовых условиях ведет к уменьшению глубины и интенсивности уплотнения.

Увеличенная неподрессоренная масса и иная частотная характеристика узлов подвески порождают повышенные требования к виброизоляции и комфорту при движении на твердых покрытиях. При отсутствии подпружинивания возрастает передача высокочастотных колебаний на раму и кабину. Гидравлическое натяжение требуют регламентного обслуживания, контроля герметичности и состояния уплотнений, а также поддержания чистоты узлов для предотвращения абразивного износа.

Отдельного внимания требуют нормативно-правовые аспекты эксплуатации на дорогах общего пользования. С увеличением транспортной скорости возрастают требования к соблюдению габаритов, светотехнической оснастке, маркировке, брызговикам и состоянию тормозных систем. При ширине более установленных регламентами пределов может потребоваться специальное разрешение на движение. Практические рекомендации включают предварительную оценку маршрутов с учетом мостов, переездов и участков с ограниченной

несущей способностью обочин, а также разработку стандартных операционных процедур для переключения между полевым и дорожным режимами, включая контроль натяжения лент и визуальный осмотр ходовой части перед выездом.

Mattracks (Agri) (рисунок 1.4) представляет собой семейство модульных гусеничных комплектов переоснащения для сельскохозяйственных машин, ориентированное на повышение тягово-сцепных свойств, снижения удельных давлений на почву и поддержание эксплуатационной гибкости парка без глубокой переделки базового шасси. Конструктивная концепция базируется на «bolt-on» интеграции к ступичным узлам с передачей крутящего момента через ведущую звездочку и внутренние направляющие ленты, при этом силовая кинематика дополнена демпфирующими элементами, снижающими ударные нагрузки и крутильные реакции на штатные агрегаты ходовой части. В аграрно-коммерческой линейке производитель декларирует наличия встроенной подвески и стальной силовой рамы, а также типовые габариты опорных поверхностей: для передних модулей — предельная расчетная масса до 10 000 lb ($\approx 4,54$ т) и площадь опоры порядка 3 965 in² ($\approx 2,56$ м²) при ширине ленты 20" (≈ 508 мм), для задних — до 15 000 lb ($\approx 6,80$ т), 4 650 in² ($\approx 3,00$ м²) и 30" (≈ 762 мм) соответственно. Данные параметры задают диапазон удельных контактных давлений, сопоставимый с задачами минимизации уплотнения в зонах интенсивного трафика и на переувлажненных участках.



Рисунок 1.4 – Внешний вид конструкции патента Mattracks (Agri)

Ключевым элементом долговечности и устойчивости контакта «звездочка–лента–грунт» выступает внутренняя резиноторсионная качающаяся

подвеска (internal rubber torsion rocker suspension) и фирменная система Rubber Torsion Anti-Torque, компенсирующая реактивные моменты, возникающие при передаче тяговых усилий на ступицу, а также стабилизирующая геометрию отгиба ленты вокруг ведущей звездочки и опорных катков. Данная конструкция позволяет уменьшить амплитуду ударных нагрузок на переходах «каток–лента», ограничить пиковые напряжения в резинотросовом массиве и снизить требования к жесткости базового моста при работе на неровном основании и при переменной нагрузке, в том числе в транспортных режимах на твердом покрытии. В совокупности с большой опорной площадью это обеспечивает устойчивую тягу, снижение пробуксовки на слабонесущих грунтах и уменьшение глубины уплотнения корнеобитаемого слоя, что критично для сохранения структуры почвы в системах интенсивной уборки и межхозяйственной логистики.

С точки зрения масштабируемости под разные шасси предусмотрены серийные исполнения по грузоподъемности и распределению нагрузок на оси. Так, серия 5К (например, 5000/5050) ориентирована на полноприводные тракторы с рекомендуемой нагрузкой на передний мост порядка 5 600 lb и задний до 7 000 lb, а серия 6К (6000/6060) — на те же передние 5 600 lb при увеличенной допустимой нагрузке на задний мост до 8 400 lb. Подобная градация облегчает подбор конфигурации под фактические массы, развесовку и тяговые требования агрегатов с различными навесными орудиями и емкостями. Встроенная подвеска в каждом модуле формирует требуемую частотную характеристику с демпфированием высокочастотных составляющих, возникающих при движении по жестким и гребенчатым покрытиям, а также оптимизирует контакт на неоднородном основании, повышая ресурс катков, подшипников и ленты.

Mattracks (Agri) решает задачи повышения проходимости и тяги на переувлажненных почвах, стабилизации темпа технологических операций при погодной неопределенности и сокращения риска внеплановых простоев. Удельные давления, достигаемые за счет увеличенной площади пятна контакта

опоры, в сочетании с распределением массы по длине контакта позволяют уменьшать механическое воздействие на почвенный массив по сравнению с колесными схемами аналогичного габарита, при этом действительный агрономический эффект зависит от ширины ленты, массы агрегата, скоростных режимов и влажности почвы, что требует инструментальной верификации (пенетрометрия, плотностные и водопроницаемостные испытания, трассировка колеи в динамике). На транспортных скоростях демпфирующие элементы и качающиеся каретки снижают вибронагруженность базового шасси.

Сервисно-технологическая модель эксплуатации предполагает регламентный контроль натяжения ленты, состояния опорных/направляющих катков и подшипников, целостности уплотнений и защитных кожухов, а также мониторинг температурного режима ленты и роликов в длительных транспортных переходах. В сравнении с колесными решениями структура затрат смещается в сторону периодической замены лент и катков, однако компенсируется выигрышем по проходимости и снижением повреждения поля при входе в уборочное окно.

Zuidberg Tracks (GripTrac) (рисунок 1.5) представляет собой модульные гусеничные ходовые системы для зерноуборочных комбайнов, ориентированные на снижение уплотнения почвы при сохранении высокой тяговой способности и управляемости на слабонесущих и переувлажненных грунтах, а также на повышение эксплуатационной готовности в период интенсивных полевых циклов. Конструктивная схема основана на жесткой С-образной силовой раме тележки с ведущей звездочкой, опорными и поддерживающими катками и направляющими элементами гусеничной ленты. компоновка стремится размещать тележку максимально близко к базовой раме комбайна с целью сохранения маневренности и радиуса разворота, а также минимизации ростов рычагов нагрузки на осевые узлы [1].



Рисунок 1.5 – Внешний вид конструкции Zuidberg Tracks (GripTrac)

Функционально-гидромеханическая часть включает гидравлический механизм натяжения гусеничной ленты с контролируемой геометрией огибания ведущей звездочки и направляющих катков, что стабилизирует контакт «звездочка–зацеп–лента» при переменных тяговых и скоростных режимах, уменьшает проскальзывание и динамические ударные нагрузки, а также ограничивает неравномерный износ ленты и катков. Жесткость С-рамы и близость центра опоры к базовым креплениям обеспечивают устойчивость кинематической цепи при высоких кратковременных нагрузках и на микропрофиле дорожного полотна. Вариант High Speed ориентирован на поддержание повышенных транспортных скоростей при сохранении требуемой долговечности узлов катания и ленты. Конкретные целевые скорости и передаточные соотношения зависят от модели комбайна и указываются в спецификациях производителя и дистрибьюторов.

Конструктивные решения по обслуживаемости включают встроенные вилочные карманы для ускоренного монтажа/демонтажа, что снижает простои при переходе между колесной и гусеничной конфигурациями и упрощает регламентные операции.

Эксплуатационно Zuidberg Tracks (GripTrac) решает задачи связанные с уменьшением удельных контактных давлений за счет увеличенной площади пятна контакта, что в типовых сценариях ведет к сокращению глубины и интенсивности уплотнения почвенного профиля; производитель декларирует,

что систематическое применение гусеничных тележек снижает уплотнение и может ассоциироваться с приростом урожайности до 15% в долгосрочной перспективе, при условии соблюдения технологий обработки и логистики движения по полю. Дополнительно преимуществам гусеничная опора обеспечивает устойчивую тягу в условиях повышенной влажности, снижая риск застреваний и, как следствие, внеплановых простоев в погодных окнах полевых работ.

ATI Track Systems (рисунок 1.6) представляет собой семейство модульных гусеничных конверсионных систем для сельскохозяйственных машин (включая зерноуборочные комбайны и тракторы), ориентированных на повышение тягово-динамической устойчивости и снижение удельных давлений на почву при сохранении эксплуатационной гибкости парка. Базовая архитектура выполнена по схеме bolt-on с интеграцией в штатные ступичные/осевые узлы, содержит ведущую звездочку, опорные и поддерживающие катки, направляющие элементы и резиноармированную ленту. Характерной особенностью является «высокая направляющая/холостая звезда» (high-idler) в передней части тележки, повышающая угол обхвата ленты вокруг ведущей звездочки и стабилизирующая геометрию ветвей при преодолении неровностей; такое решение уменьшает ударные нагрузки в зацеплении «звездочка–зацеп–лента», снижает вероятность проскальзывания и способствует равномерному распределению контактных напряжений по длине пятна контакта (см. иллюстрации high-idler и компоновки PowerFlex Trax).

Вариант PowerFlex Trax с подвеской Terra Form реализует межосевое перераспределение нагрузки: система поддерживает постоянное соотношение нагрузок между передней и задней осями независимо от суммарной вертикальной нагрузки, что уменьшает вибрации на микропрофиле, стабилизирует нормальные давления в пятне контакта и повышает прогнозируемость сцепления при переменных режимах хода и загрузке навесных агрегатов. Системы натяжения (в составе тележки) поддерживают номинальную геометрию огибания и постоянство усилия натяга, сохраняя оптимальный контакт зубьев ведущей

звездочки с грунтозацепами ленты и ограничивая волновые процессы в полотно при транспортных скоростях и в полевых работах.



Рисунок 1.6 – Внешний вид конструкции ATI Track Systems

Эксплуатационно ATI Track Systems решает типовые задачи аграрного цикла: повышение тяги и проходимости на слабонесущих, переувлажненных и неоднородных почвах; снижение риска внеплановых простоев из-за застреваний. Поддержание темпа операций в «узких» погодных окнах. Увеличенная площадь опорной поверхности уменьшает пиковые контактные давления и, как следствие, глубину и интенсивность уплотнения в корнеобитаемом слое по сравнению с колесными конфигурациями сопоставимой массы и габарита. Вместе с тем количественная оценка агрономического эффекта требует локальной верификации методами пенетрометрии, профилирования плотности/макропористости, мониторинга водопроницаемости и сопоставления с урожайностью в контролируемых маршрутах движения. Конструктивная модульность и унификация посадочных размеров обеспечивают широкую совместимость с шасси различных производителей; после приобретения ATI Track Systems корпорацией CNH Industrial (2019) решения получили дальнейшую интеграцию в линейки комбайнов/тракторов соответствующих брендов, что расширило номенклатуру штатных и дилерских комплектаций.

Сервисно-технологическая модель опирается на регламентный контроль натяжения ленты, состояния роликов/подшипников и уплотнений, а также мониторинг износа и температурного режима ленты/катков при длительных транспортных переходах; высокая направляющая геометрия и подвеска PowerFlex/Terra Form снижают амплитуды динамических нагрузок, увеличи-

вая ресурс и равномерность износа элементов катания. К характерным компромиссам класса относятся рост неподрессоренной массы тележек и специфическая частотная характеристика колебаний на твердых покрытиях, что предъявляет повышенные требования к виброизоляции базового шасси и к периодичности инспекций крепежа. При межполевых перегонах по дорогам общего пользования следует учитывать нормативы габаритов, массы на ось, светотехники и маркировки; в зависимости от ширины ленты и общей ширины машины может потребоваться маршрутное планирование и специальные разрешения.

Помимо серийного производства съемных тягово-гусеничных модулей так же имеется опыт разработки опытных образцов.

К примеру, патент RU 2591782 (рисунок 1.7), устанавливаемый вместо колеса и имеющий гребневое ведущее колесо и ряд опорных катков. Плюсами конструкции является простота компоновки и унификация деталей. Однако минусами является отсутствие независимой подвески катков, а как следствие отсутствие копирования неровностей рельефа. Так же отсутствие возможности регулирования пятна контакта гусеницы с опорной поверхностью.

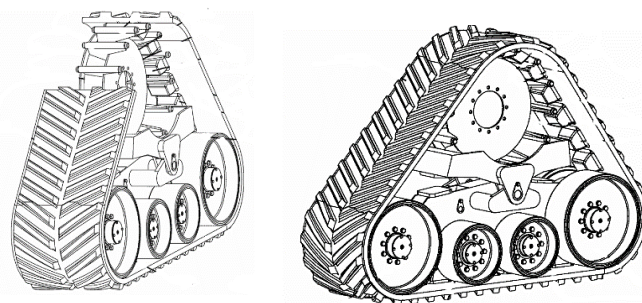


Рисунок 1.7 – Внешний вид конструкции патента RU 2591782

Так же зарубежные разработки отражены в патенте EP 2103508 B1 (рисунок 1.8). Ключевые особенности модели: ведущая звёздочка сверху (на выходе заднего моста), спереди и сзади — направляющие колеса; 3 опорных катка, два задних на балансирной серьге, рама модуля качается вокруг оси ниже оси моста, крепление к корпусу заднего моста через усиливающую раму. Преимуществами данной модели являются: равномерное распределение

нагрузки двумя задними катками; сниженная вибрация и лучшее огибание препятствий; отсутствие избыточного натяжения. Однако недостатком является высокие вес и сложность конструкции, а именно балансир с направляющей.

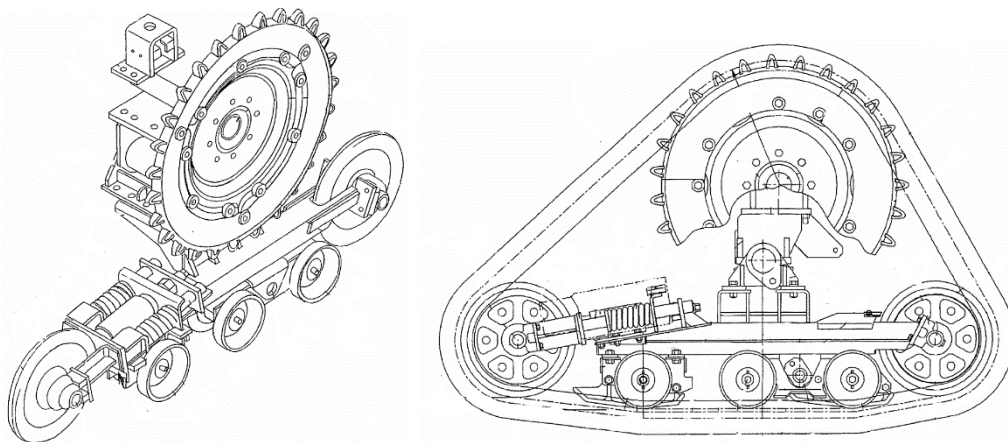


Рисунок 1.8 – Внешний вид конструкции патента EP 2103508 B1

Разработка, отраженная в патент в KR 20120102021 A (рисунок 1.9), имеет следующие ключевые особенности конструктивного исполнения: крупная верхняя ведущая звездочка с размещением повышающей передачи внутри ТГМ, модуль крепится к ступице заднего моста и обеспечивает качение опорной тележки вокруг оси у средней зоны катков.

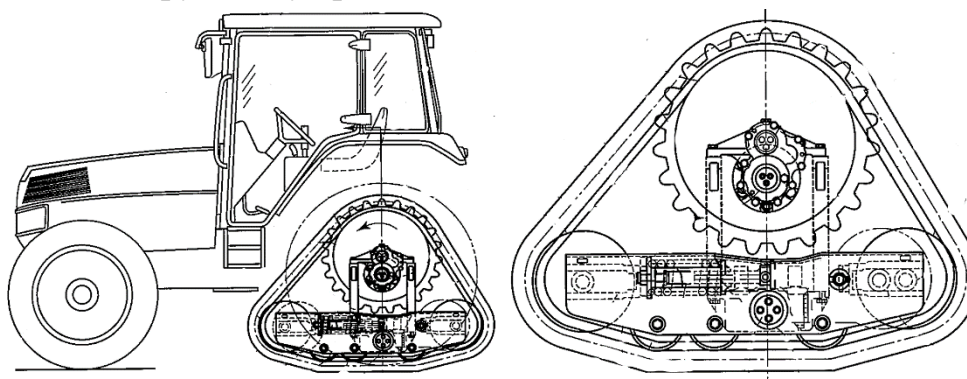


Рисунок 1.9 – Внешний вид конструкции патента KR 20120102021 A

Преимуществами данной модели являются компактное компоновочное решение в креплении к мосту, быстрый монтаж на штатные фланцы, большой диаметр звездочки, обеспечивающий плавное зацепление. Недостатками является усложнение конструкции редуктором в звездочке, потери КПД в передачах, наличие поперечной балки между модулями, что утяжеляет общий вес гусеничного модуля.

У имеющихся съемных тягово-гусеничных модулей копирование рельефа ограничено – рама гусеничного модуля может лишь немного поворачиваться вокруг оси качания, упираясь в буферы, без независимого хода отдельных катков. Еще одним типичным недостатком является фиксированная форма гусеничного обвода: у известных модулей отсутствует возможность изменять длину опорной поверхности гусеницы под различные условия. В результате трактор с таким модулем всегда имеет постоянную площадь контакта с грунтом. Это компромиссное решение: либо площадь недостаточна на слабых почвах, либо избыточна на твердых, затрудняя маневренность.

1.5 Выводы по главе

В ходе выполнения первой главы диссертации выполнен аналитический обзор проблемы техногенного переуплотнения почв при эксплуатации сельскохозяйственной техники. Установлено, что уплотнение формируется совокупностью факторов: увеличением массы и осевых нагрузок машин, многократностью проходов по полю и особенностями взаимодействия движителя с грунтом. Показано, что последствия проявляются в ухудшении состояния почвенного профиля и водно-воздушного режима, а также в снижении эффективности агротехнологических операций и производственных показателей.

В первой главе проанализированы подходы к снижению негативного воздействия движителей на почву: организационные меры (снижение кратности проходов, оптимизация траекторий) и технические решения по уменьшению контактных напряжений на почву. Рассмотрены возможности применения шин низкого давления и систем CTIS, при этом сделан вывод, что их эффект ограничен при высоких нагрузках и повторных проходах.

Выполнен обзор съемных тяговых гусеничных модулей и практики их применения (Mattracks, Poluzzi, Soucy) как перспективный способ снижения уплотнения почвенного фона с одновременным повышением тягово-сцепных свойств. Описаны преимущества ТГМ, которые позволяют снизить удельное

давление и повысить тягово-сцепные свойства на слабонесущих и переувлажненных почвах при сохранении преимуществ колесного хода в транспортных режимах. Вместе с тем выявлены недостатки существующих конструкций: ограниченное копирование микрорельефа, фиксированная геометрия обвода и недостаточная адаптивность площади контакта.

Таким образом, результаты первой главы обосновали целесообразность дальнейших исследований, направленных на разработку и обоснование параметров съемного тягового гусеничного модуля для колесного трактора, с возможностью изменения площади пятна контакта и устранением описанных ограничений существующих решений.

Цель работы: обоснование параметров и режимов работы тяговых гусеничных модулей для колесного сельскохозяйственного трактора класса 1,4.

Задачи работы:

1. Анализ способов и технических средств снижения уплотняющего воздействия тракторной техники на почву.
2. Обоснование целесообразности создания тяговых гусеничных модулей для трактора тягового класса 1,4.
3. Разработка конструкции опытного образца тяговых гусеничных модулей для трактора класса 1,4: общей компоновки с учетом реальных режимов работы трактора; комбинированного гусеничного зацепления с резиноармированной гусеницей, систем микроподдрессоривания, натяжения и регулирования площади контакта гусениц с опорной поверхностью, стабилизаторов тангенциальной устойчивости гусеничных модулей.
4. Испытания опытного образца тяговых гусеничных модулей в составе образца трактора класса 1,4 по оценке функциональных качеств.
5. Оценка функциональных качеств опытного образца тяговых гусеничных модулей по результатам испытаний.
6. Оценка экономической эффективности разработанных технических решений.

ГЛАВА 2 РАСЧЁТНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТГМ ДЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 1,4

Современные требования к сельскохозяйственным мобильным энергетическим средствам определяются одновременно двумя группами факторов.

Первая группа – агротехническая: необходимость снижения удельного давления на плодородный слой почвы, расширения диапазона рабочих скоростей и увеличения тягового усилия без роста конструкционной массы машин.

Вторая группа – экономико-экологическая: повышение топливной экономичности и ресурсной эффективности существующего парка тракторов при минимальных капитальных затратах и сохранении способности техники безопасно перемещаться по дорогам общего пользования.

Переход к модульным гусеничным ходовым системам для колесных тракторов, использующих резиноармированные гусеницы, рассматривается сегодня как один из возможных вариантов достижения указанных целей. Однако использование тяговых гусеничных модулей (ТГМ) на серийных колесных тракторах сопряжено с рядом проблем: необходимость вписываемости геометрии модуля в конструкцию шасси, обеспечение допустимых скоростных режимов, сохранение надежности силовых передач и предотвращение чрезмерного негативного техногенного воздействия на почву.

Целью настоящей главы является формирование научно обоснованного комплекса параметров и режимов работы ТГМ, предназначенного для самого массового в России сельскохозяйственного трактора «Беларус-82.1» тягового класса 1,4.

2.1 Разработка общей компоновки ходовой системы трактора с ТГМ

2.1.1 Оптическая оцифровка подкрыльного пространства и бортовых редукторов

Установка тяговых гусеничных модулей (ТГМ) вместо штатных пневмошин преследует две стратегические задачи: во-первых, повышение тягово-сцепных свойств трактора за счет многократного роста коэффициента использования веса, во-вторых, существенное уменьшение средних нормальных напряжений, передаваемых на плодородный слой почвы. Для реализации обеих задач принципиально важно максимально увеличить площадь контакта гусеницы с опорной поверхностью, сохранив при этом исходную архитектуру базового трактора [7, 14, 41, 48, 79].

Критическими ограничителями, диктующими предельную длину опорной ветви, взаимное расположение катков и даже выбор ширины гусеницы, выступают габаритные и посадочные параметры существующих ступиц и бортовых редукторов, конфигурация подкрыльных ниш, выступы крыльев [11].

Эти детали образуют «геометрический коридор», внутри которого обязана разместиться конструкция ТГМ. Малейшая ошибка в оценке размеров приводит либо к недогрузу задней части опорной ветви (что уменьшает сцепление), либо к нежелательным касаниям, приводящим к быстрому износу как гусеницы, так и металлических поверхностей трактора.

Традиционный ручной обмер сложнопрофильных деталей – стальных литых картеров полуосей, кронштейнов навески, крыльевых панелей – крайне трудоёмок, а, главное, неточен. Погрешность 2–4 мм, свойственная промерке рулеткой или штангенциркулем в тесных нишах, неприемлема при проектном допуске ± 1 мм на посадку модулей. Кроме того, большое число криволинейных поверхностей, проточек и приливов делает классические средства измерения фактически бесполезными.

Для гарантированного обеспечения точного сопряжения проектируемых деталей ТГМ со штатными агрегатами трактора была применена бесконтактная технология оптического 3-D сканирования. Суть метода состоит в проецировании на объект структурированного светового паттерна (полосы или шахматного поля) и регистрации отраженного рисунка двумя синхронизированными камерами. По деформации паттерна специализированное ПО вычисляет пространственные координаты множества точек, формируя облако точек высокой плотности, которое затем конвертируется в полигональную сетку.

В качестве измерительного средства использовали сканер Artec Eva (рисунок 2.1), а технические характеристики которого приведены в таблице 2.1.



Рисунок 2.1 – Оптический 3D-сканер Artec Eva

При базовой точности 0,1 мм и скорости съемки до 18 млн точек/с данный прибор оптимально подходит для крупногабаритных объектов сложной формы. Перед съемкой металлические и окрашенные глянцевые поверхности обрабатывались тонким слоем матирующего аэрозоля, что исключало блики и обеспечивало устойчивое отслеживание геометрии (рис. 2.2, а). Процесс сканирования каждой ниши выполнялся многопроходным «штрихованием» с разных ракурсов (рисунок 2.2, б), после чего программный модуль Artec Studio автоматизировано совмещал фрагменты, отфильтровывал шум и создавал единую замкнутую поверхность.

По результатам работы были сформированы высокодетализированные STL-модели: отдельно для каждой полуоси с прилегающими корпусными деталями бортовой передачи; целиком для правой и левой сторон ходовой части, включая крылья, подножки и элементы оперения.

Таблица 2.1– Технические характеристики оптического 3D-сканера Artec Eva

Тип сканера	Портативный	Разрешение текстуры	1.3 Мп
Точность 3D-точек, до	0,1 мм	Цвет	24 bpp
Разрешение 3D, до	0,2 мм	Скорость 3D-реконструкции для слияния в реальном времени, до	16 кадров в секунду
Точность 3D на расстоянии до	0,1 мм + 0,3 мм /м	Скорость 3D-реконструкции для записи 3D-видео, до	16 кадров в секунду
Режим HD	ДА	Скорость сбора данных, до	18 млн точек/с
Гибридное отслеживание геометрии и текстуры	ДА	Время 3D-экспозиции	0,0002 с
Алгоритмы обработки данных	Геометрия и текстура на основе	Время экспозиции 2D	0,00035 с
Рабочее расстояние	0,4 - 1 м	3D источник света	Вспышка
Зона захвата объема	61 000 см ³	2D источник света	Белый 12 светодиодов
Линейное поле зрения, В × Ш @ ближайшее расстояние	214 × 148 мм	Датчики положения	—
Линейное поле зрения, В×Ш, на самом дальнем расстоянии	536 × 371 мм	Дисплей /сенсорный экран	Потоковая передача по USB через внешний компьютер
Угловое поле зрения, В× Ш	30 × 21°	Многоядерная обработка	На внешнем компьютере
Возможность захвата текстуры	ДА	Интерфейс	1 × USB 2.0, USB 3.0 совместимый

Полученные модели (пример приведён на рисунке 2.3) импортированы в Geomagic Design X — программное обеспечение для обработки данных 3D-сканирования, предназначенное для обратного проектирования (реверс-инжиниринга). На этой основе созданы габаритные модели, определяющие границы допустимого размещения рамы катков, ведущих колес и механизмов натяжения ТГМ. Такая технология позволила с высокой достоверностью увязать новую гусеничную ходовую систему со штатной конструкцией трактора, исключив риск геометрических коллизий.

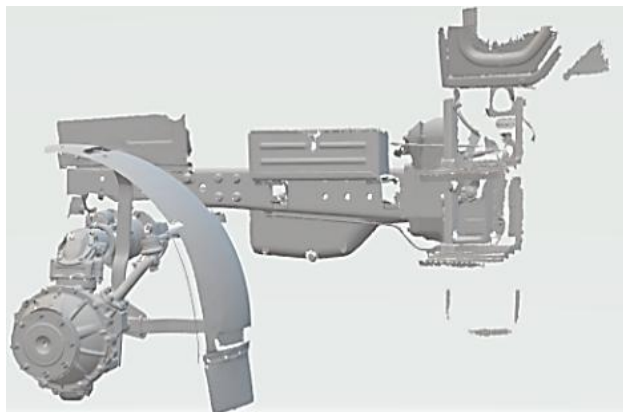


a)

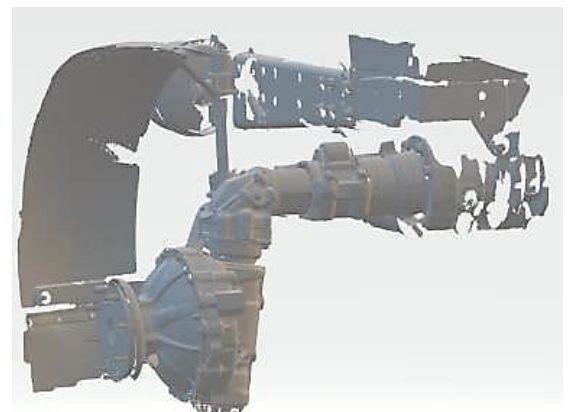


б)

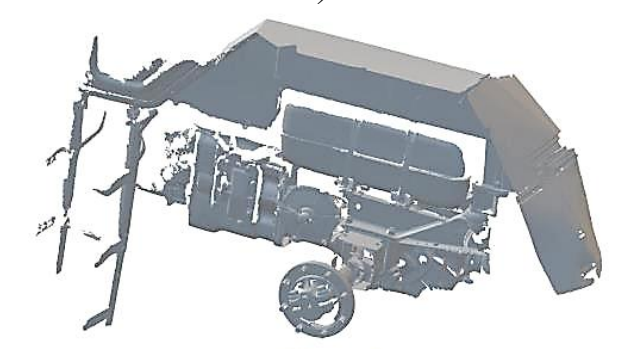
Рисунок 2.2 – Процесс подготовки и 3D-сканирования подкрыльного пространства: *a* - нанесение матирующего белого спрея; *б* - процесс сканирования



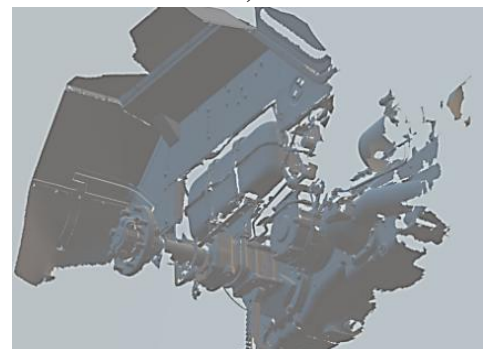
a)



б)



в)



г)

Рисунок 2.3 – Результирующие пространственные модели: *a* – передней левой полуоси; *б* – передней правой полуоси; *в* – задней левой полуоси; *г* – задней правой полуоси

2.1.2 Определение параметров опорной поверхности и предельных положений ветвей гусениц ТГМ

При переходе от традиционной колесной ходовой системы к гусеничным модулям с резиноармированной гусеницей ключевым проектным условием является обеспечение требуемого и при этом минимально возможного давления движителя на плодородный слой почвы [4, 32, 56, 59]. Иными словами, именно значение нормального напряжения в зоне пятна контакта «гусеница – почва» диктует необходимую ширину ($B_{гус}$) и длину (L_o) опорного участка гусеничной ветви.

Расчет этих двух параметров является отправной точкой для построения всей кинематической схемы модуля, поскольку от них впоследствии зависят расположение катков, компоновка балансирных кареток, выбор натяжного механизма.

Для количественной оценки исходных нагрузок была сформирована укрупненная схема базового трактора «Беларус-82.1», включающая следующие элементы:

- собственная эксплуатационная масса шасси с базовым набором рабочих жидкостей 4000 кг;
- балластные грузы, размещаемые на переднем кронштейне трактора – 200 кг;
- навешиваемое орудие – распределитель минеральных удобрений РУ-1000 массой 1500 кг (выбор именно этого агрегата оправдан тем, что он не передает свой вес на почву и тем самым создает максимально тяжелый случай для ходовой системы).

В результате моделируются два характерных случая эксплуатации:

1. Базовая масса с балластом (рисунок 2.4).
2. Эксплуатационная масса с максимальной нагрузкой – трактор в той же балластной конфигурации, дополнительно нагруженный навешиваемым распределителем минеральных удобрений РУ-1000 с полностью заполненным бункером (рисунок 2.5).

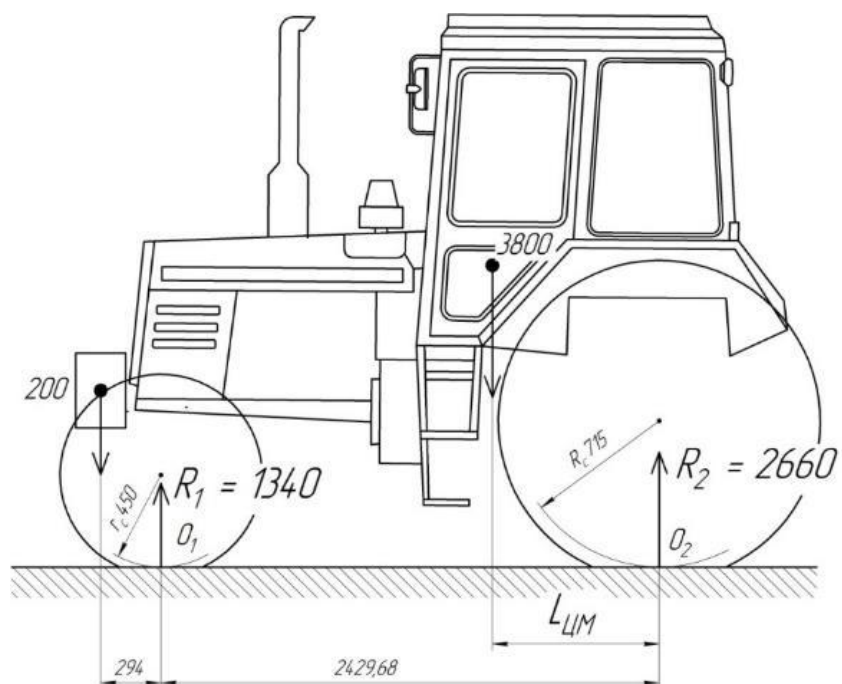


Рисунок 2.4 – Распределение эксплуатационной массы трактора Беларус 82.1

Для первого режима задача сводится к определению координаты продольного центра масс $L_{цм}$. При втором режиме дополнительно необходимо вычислить реакции опор (R_1 и R_2) под передними и задними колесами, поскольку на мосты действует суммарная масса «трактор + балласт + орудие».

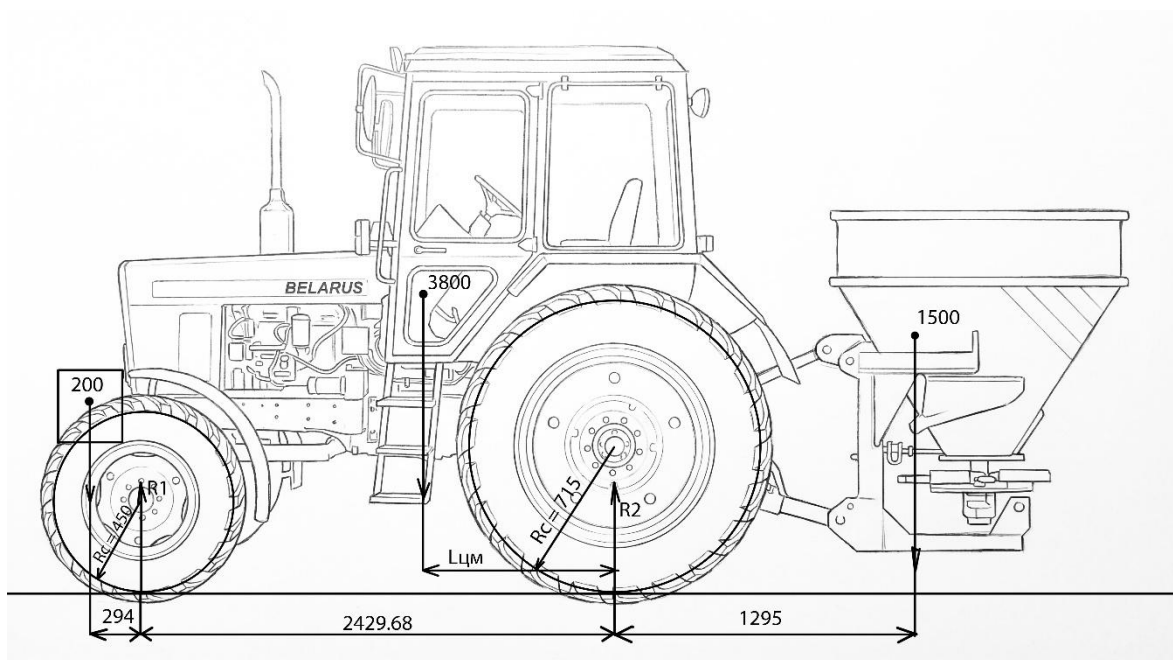


Рисунок 2.5 – Распределение массы трактора Беларус 82.1 с учетом массы орудия

Решение выполняется через равновесие моментов относительно опорной точки O_2 (ось заднего моста). Из уравнения получаем продольную координату центра масс $L_{ЦМ} = 713,4$ мм.

$$R_1 \cdot 2429,68 - 3800 \cdot L_{ЦМ} - 200 \cdot (294 + 2429,68) = 0$$

Далее система (2) позволяет найти реакции на мостах во втором режиме:

$$\begin{cases} R_1 + R_2 - 3800 - 1500 - 200 = 0; \\ R_2 \cdot 2429,68 - 3800(2429,68 - L_{ЦМ}) - 200 \cdot 294 - 1500(1295 + 2429,68) = 0. \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\text{Отсюда } R_2 = 5007,89 \text{ кг}, R_1 = 492,11 \text{ кг}$$

Так как каждый мост опирается на две полуоси, полученные значения делятся пополам (таблице 2.2).

Таблица 2.2 – Расчетное распределение массы по мостам и полуосям трактора

№, п/п	Зона приложения нагрузки	Приходящаяся масса в зависимости от комплектации, кг	
		Без орудия	С орудием
1.1.	Передний мост	1340	492,11
1.2.	Задний мост	2660	5007,89
2.1.	Полуось переднего моста	670	246,055
2.2.	Полуось заднего мост	1330	2503,95

В тяжелом варианте расчетные нагрузки составляют 670 кг для передней и 2503,9 кг для задней полуоси.

Нормативы ГОСТ 26955-86 регламентируют допустимое давление движителей на почву в диапазоне 0,04–0,06 МПа.

Поэтому для дальнейших расчетов принимаем: $p_{\min} = 0,040$ МПа; $p_{\max} = 0,060$ МПа. Далее проводится параметрический перебор комбинаций «длина опорной ветви L_o × ширина гусеницы $B_{гус}$ » по формуле:

$$B_{гус} = \frac{F_k}{p_k L_o}, \quad (2.2)$$

где F_k — сила, приходящаяся на колесо (Н), p_k — допускаемое среднее давление, L_o — задаваемая длина ветви.

Результаты сгруппированы в таблице 2.3. Для передней ходовой части обоснован диапазон ширины 300 мм, для задней — 400...420 мм.

Таблица 2.3 – Результат перебора возможных вариантов контакта

№, п/п	Давление в контакте, МПа	Ширина гусеницы $B_{гус}$ при длине опорного участка L_0 для полуоси, мм		
1. Передняя полуось				
		300	500	700
1.1.	0,040	547,73	328,64	234,74
1.2.	0,060	365,15	219,09	156,49
2. Задняя полуось				
		1000	1250	1500
2.1.	0,040	614,09	491,27	409,39
2.2.	0,060	409,39	327,52	272,93

Далее решаем обратную задачу: зная выбранную ширину $B_{гус}$ и варьируя давление в пределах нормы, оцениваем, какой фактической длины L_p потребует опорная ветвь. Используем следующее выражение:

$$L_p = \frac{F_k}{p_k B_{гус}}, \quad (2.3)$$

Полученные значения сводятся в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Расчетные величина опорных участков ветвей гусениц

№, п/п	Давление в контакте, МПа	Длина опорного участка L_p для случая, мм
1. Гусеница переднего моста шириной 300 мм		
1.1.	0,04	547,7
1.2.	0,06	365,15
2. Гусеница заднего моста шириной 400 мм		
2.1.	0,04	1535,23
2.2.	0,06	1023,49
3. Гусеница заднего моста шириной 420 мм		
3.1.	0,04	1462,13
3.2.	0,06	974,75

Минимальные величины L_p соответствуют «компактной» базовой конфигурации модуля, максимальные — предельному положению при трансформации (увеличении пятна контакта). Предельные размеры впоследствии конкретизируются под имеющиеся в промышленности типоразмеры резиноармированных гусениц (РАГ) [29].

Отдельного внимания требует влияние кастора (продольного наклона шкворня) управляемых колес. При штатных шинах угол α равен $\sim 6^\circ$, что увеличивает продольную составляющую сопротивления повороту. После установки ТГМ и роста длины пятна контакта этот эффект возрастет, следовательно, для его компенсации пятно контакта переднего модуля целесообразно сместить назад на 48 мм (рис. 7)

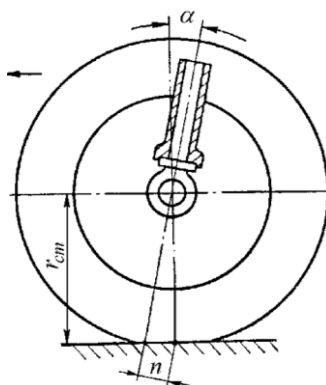


Рисунок 2.6 – Схема установки управляемых колес в продольной плоскости

Итоговая схема расположения пятен контакта и протяженности опорных ветвей в базовом и трансформированном состояниях представлена на рис. 8.

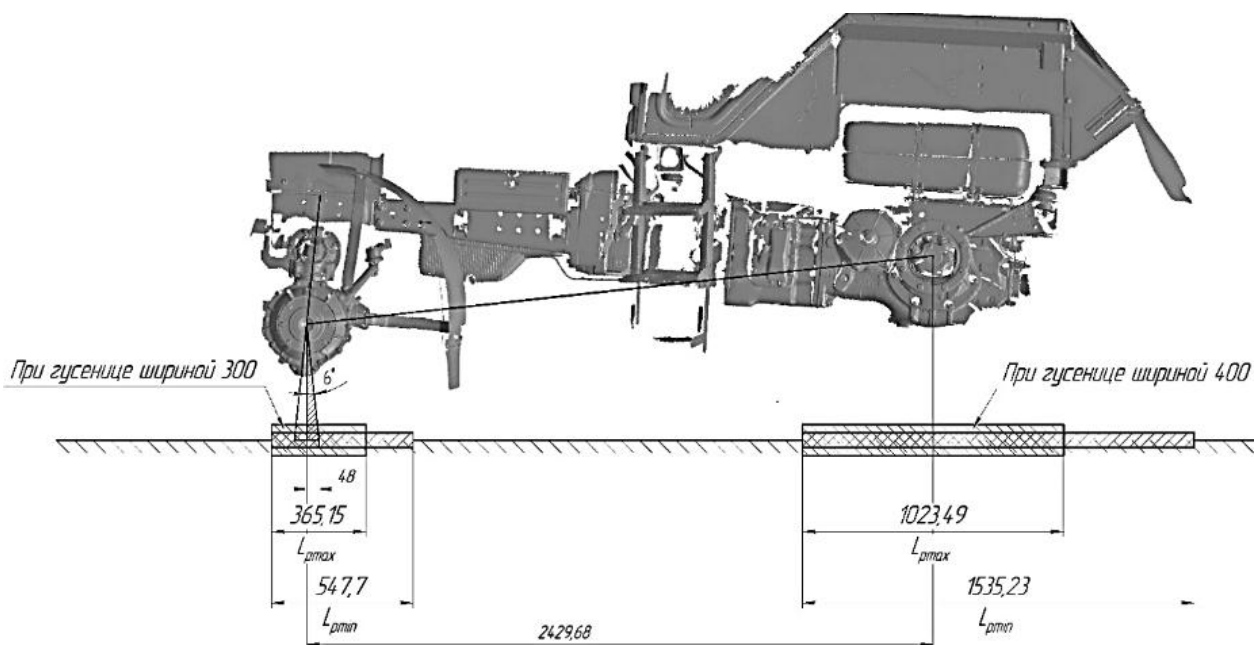


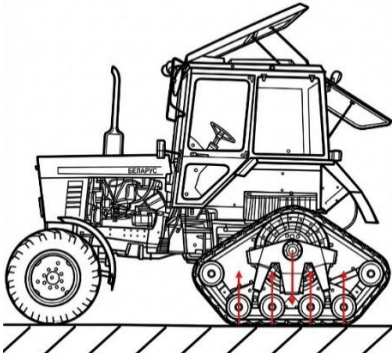
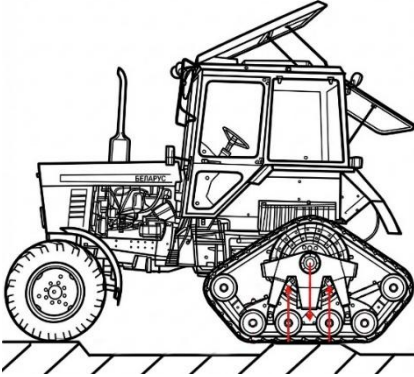
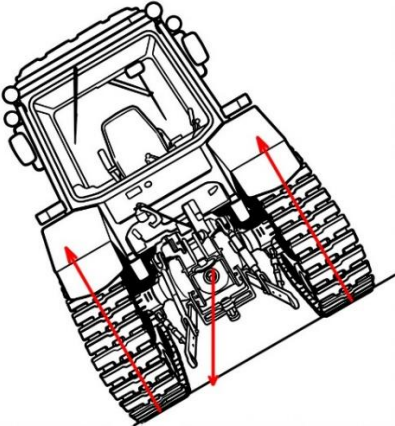
Рисунок 2.7 – Схема расположения пятен контакта

2.1.3. Расчетная схема действующих сил на ТГМ

Наибольшая часть нагрузки от веса трактора и ее динамические составляющие приходится на задние гусеничные модули. В этой связи расчетную схему сил целесообразно задать для заднего ТГМ [49, 60, 61, 63, 66, 67, 69].

Схема действующих сил представлена в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Схема действующих сил на ТГМ

№, п/п	Описание	Изображение	Условия нагружения
1	Стоянка трактора		Направление действия силы – вертикально вниз, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности.
2	Проезд препятствия		Направление приложения силы - вертикально вниз, касание опорной поверхности двумя центральными катками.
3	Стоянка поперек уклона в 30° для верхней СГХС		Направление приложения силы - 30° от вертикали по поперечной оси от центра машины, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности.

2.2. Обоснование параметров комбинированного гусеничного зацепления с резиноармированной гусеницей

2.2.1. Обоснование выбора начальной окружности ведущих колес ТГМ

Принципиальным моментом при установке ТГМ вместо колес трактора является неизбежное понижение линейной скорости движения. Это объясняется тем, что расчетная окружность ведущей звездочки (ведущего колеса) гусеничного модуля, как правило, имеет заметно меньший диаметр, чем наружная или статическая окружность штатного колеса с пневматической шиной. Уже одно лишь уменьшение радиуса приводит к пропорциональному снижению пути, проходимого трактором за один оборот коленчатого вала при неизменных передаточных числах трансмиссии [2, 25, 35, 50, 51, 64, 66, 67].

Чтобы минимизировать этот перепад скорости, целесообразно обеспечить максимально возможный диаметр начальной окружности ведущего колеса, позволяющий при этом разместить раму катков с системой подрессоривания и опорными катками. При больших значениях диаметра усложняется компоновка тележки и увеличивается масса модуля; при меньших — резко падает скорость и ухудшаются ходовые свойства на твердом покрытии.

Трактор «Беларус-82.1» в соответствии с представленными характеристиками обладает следующими величинами расчетных скоростей движения при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, на шинах основной комплектации [28]:

- а) переднего хода: наименьшая – 1,9 км/ч; наибольшая – 33,4 км/ч;
- б) заднего хода: наименьшая – 4,09 км/ч; наибольшая – 9,22 км/ч.

Диаграмма теоретических скоростей, реализуемых трактором с шинами базовой комплектации на всех передачах, представлена на рисунке 2.8 [28].

В базовой комплектации трактор укомплектован следующими шинами: задние колеса Voltyre 15,5-38 Ф-2АД (характеристики приведены в таблице 2.6) [31]; передние колеса Voltyre 11,2-20 (характеристики приведены в таблице 2.7) [32].

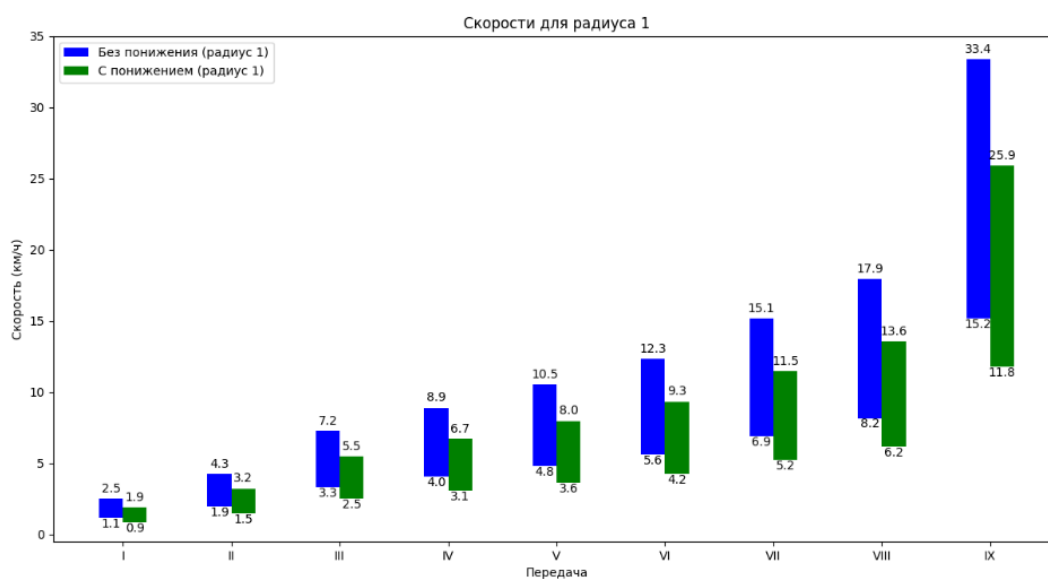


Рисунок 2.8 – Диаграмма теоретических скоростей движения трактора

Таблица 2.6 – Основные параметры колес Voltyre 15,5-38 Ф-2АД

Параметр	Значение
Типоразмер	15,5-38
Назначение	Сельскохозяйственные
Бренд	VOLTYRE
Наружный диаметр, мм	1570
Ширина профиля, мм	394
Посадочный диаметр, дюйм	38
Статический радиус, мм	738
Индекс нагрузки	137A6
Максимальная нагрузка, Н (кгс)	2320
Давление, кПа	230
Норма слойности	10
Максимальная скорость, км/ч (Индекс)	30
Модель	Ф-2АД
Тип вентиля	ТК
Артикул	82110124
Камера	13,6-38
Тип рисунка	Повышенной проходимости
Обод рекомендуемый/допускаемый	DW14L; W14L/ DW11
Объем загрузки шины, м ³	1,025
Применяемость	для тракторов, прицепной техники или сельхозорудий

Таблица 2.7 – Основные параметры колес Voltyre 11,2-20

Параметр	Значение
Типоразмер	11,2-20
Назначение	Сельскохозяйственные
Бренд	VOLTYRE
Наружный диаметр, мм	985
Ширина профиля, мм	284
Посадочный диаметр, дюйм	20
Статический радиус, мм	453
Индекс нагрузки	120A8
Максимальная нагрузка, Н (кгс)	1400
Давление, кПа	240
Норма слойности	8
Максимальная скорость, км/ч (Индекс)	40
Модель	VL-40
Тип вентиля	Д-13-260
Артикул	82110967
Камера	11,2-20
Тип рисунка	Повышенной проходимости
Обод рекомендуемый/допускаемый	W10 / W9, W7
Объем загрузки шины, м ³	0,273
Применяемость	для тракторов

Значение статических радиусов, непосредственно определяющих кинематические параметры движения колесного или гусеничного движителя, являются первостепенными исходными данными при разработке трансмиссии и выборе рабочих скоростей машины. Для оптимизации расчетов и дальнейшего сопоставления теоретических и натуральных характеристик трактора исходно были заданы номинальные размеры статических радиусов колес базовой колесной машины, принятые по справочным данным:

- для задних (ведущих) колес – 0,738 м;
- для передних (управляемых) колес – 0,453 м.

Следовательно, при идеальном (теоретическом) сопряжении передней и задней осей без учета проскальзывания, деформации шин, изменения давления в шинах и других эксплуатационных факторов относительное кинематическое соотношение между частотами вращения задних и передних колес будет равно

$$0,738 / 0,453 = 1,629 : 1.$$

Данное отношение характеризует требуемое передаточное число межосевого синхронизирующего механизма трактора и закладывается в конструктивные параметры трансмиссии при проектировании. Однако практика показывает, что в реальных условиях эксплуатации идеальная картина нарушается по ряду причин: это и неодинаковое изнашивание протектора, и изменение давления воздуха в шинах, и частичное деформирование боковин колеса под действием нагрузки, и температурные факторы, влияющие на модуль упругости резины. Кроме того, на величину статического радиуса заметно влияют особенности грунта (жесткое шоссе или мягкий рыхлый чернозем), а также суммарная масса навесного оборудования [40, 68].

С целью учета этих факторов были выполнены натурные (полевые) замеры фактических статических радиусов конкретного экземпляра серийного трактора, который в дальнейшем рассматривается как базовый для проектируемого тягового гусеничного модуля (ТГМ). Измерения проводились на ровной горизонтальной площадке с использованием лазерной рулетки, поверенного уровня и комплекта калиброванных подкладок, позволяющих исключить перекосы и неопределённости. В результате получены следующие усредненные значения:

- фактический статический радиус переднего (управляемого) колеса $r_c = 450$ мм;
- фактический статический радиус заднего (ведущего) колеса $R_c = 715$ мм.

Полученные числа меньше паспортных, что подтверждает влияние эксплуатационных факторов. Реальное кинематическое соотношение, определяющее взаимосвязь окружных скоростей передних и задних колес исследуемого трактора, соответственно составляет

$$R_c / r_c = 715 / 450 = 1,589 : 1. \quad (2.4)$$

Полученное отклонение от теоретического значения $1,629 : 1$ указывает на то, что при непосредственной установке ТГМ, сопрягаемого с ведущим мо-

стом, необходимо предусмотреть соответствующую корректировку передаточных чисел, чтобы исключить перегрузку отдельных элементов трансмиссии и обеспечить требуемую тягово-динамическую эффективность.

При выборе рабочего диаметра (а точнее, диаметра начальной окружности) ведущего колеса ТГМ следует ориентироваться не только на геометрию гусеницы и компоновочные ограничения, но и на достижение полного спектра эксплуатационных скоростей базовой машины. В современном сельскохозяйственном производстве выделяют несколько диапазонов агротехнически обусловленных скоростей:

- 9–12 км/ч – оптимальная скорость при выполнении первичной обработки почвы, в том числе плуга;
- 14–16 км/ч – рациональный диапазон при сплошной культивации и проведении предпосевных операций;
- до 15 км/ч – рабочая скорость при посеве с использованием высокопроизводительных скоростных сеялок различного типа.

В то же время для маневрирования по дорогам общего пользования, внутрихозяйственных переездов и транспортных операций желательна более высокая скорость движения машины. Поскольку при работе с гусеничным модулем наблюдается неизбежное снижение окружной скорости вращения ведущего колеса из-за внутренних потерь (деформация гусеницы, трение в шарнирах траков, проскальзывание) и возможного проскальзывания на почве, представляется целесообразным закладывать некоторый запас. Практика применения гусеничной техники показывает, что данный запас составляет не менее 15–20 % от номинальной окружной скорости.

Таким образом, логично принять условие: на высшей передаче трактора, оснащённого ТГМ, линейная скорость движения по твердому основанию должна быть не ниже 20 км/ч. Соответственно, диапазон указанных выше агротехнических скоростей должен быть реализован, как минимум, на одну передачу ниже, обеспечивая достаточный технологический «шаг» между соседними передачами и рациональную загрузку силового агрегата.

Для приближенной оценки необходимого диаметра начальной окружности ведущего колеса ТГМ воспользуемся пропорциональным пересчетом с учетом реально измеренного статического радиуса заднего колеса ($R_c = 715$ мм). Исходными величинами принимаем:

- линейную скорость $v = 20$ км/ч (или 5,55 м/с);
- угловую скорость ω заднего колеса при номинальных оборотах двигателя $n_{дв}$ и передаточном числе высшей передачи $i_{вп}$ (для базовой модели трактора она соответствует окружной скорости 33,4 км/ч).

При пропорциональной корректировке диаметра D_0 (диаметра начальной окружности ведущего колеса гусеничного модуля) получаем выражение

$$D_0 \approx 1430 \cdot 20 / 34,3 \approx 834 \text{ мм},$$

где 1430 мм – удвоенный измеренный статический радиус заднего колеса, соответствующий эффективному диаметру его качения; 33,3 км/ч – предельная транспортная скорость базовой машины на шинах; 20 км/ч – требуемая новая предельная скорость трактора с ТГМ. Итоговое значение 834 мм является геометрически и технологически обоснованным, поскольку укладывается в габариты стандартных гусениц шириной 400–450 мм и не приводит к существенному повышению центра тяжести агрегата.

Для наглядности ниже представлена диаграмма расчетных линейных скоростей трактора в диапазоне передач при установке ТГМ с рассчитанным диаметром $D_0 = 834$ мм (рисунок 2.9).

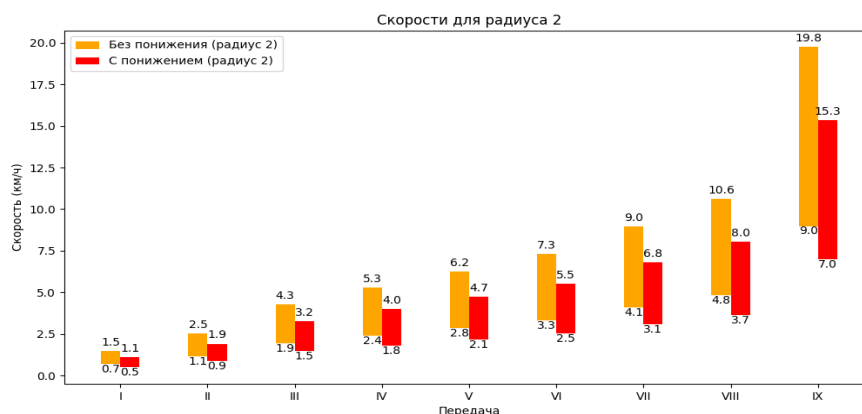


Рисунок 2.9 – Теоретические скорости движения при диаметре ведущего колеса 834 мм

По горизонтали отложены номера передач, по вертикали – линейная скорость машины. Штриховыми линиями выделены агротехнические зоны, соответствующие пахоте, культивации и посеву, а также зона транспортных скоростей. Видно, что:

- VII передача обеспечивает 4,1–9,0 км/ч – этого достаточно для тяжелых энергетически емких операций (предпахотное рыхление, дискование, боронование на небольших глубинах).

- VIII передача формирует 4,8–10,6 км/ч; верхняя граница 10–11 км/ч попадает в рекомендуемый интервал 9–12 км/ч для отвальной пахоты на легких и средних почвах.

- Нижний участок IX передачи (9,0–12 км/ч) также перекрывает пахоту, а диапазон 12–16 км/ч этой же передачи используется для культивации и скоростного посева.

- Верхняя граница IX передачи (19,8 км/ч) соответствует транспортным режимам трактора, обеспечивая требуемую скорость хозяйственных переездов вплоть до 20 км/ч.

Полный анализ результатов предварительного расчета показал, что при базовом диаметре начальной окружности ведущего колеса $D_0 = 834$ мм (рис. 10) диапазон эксплуатационных скоростей трактора оказывается «разорванным» и фактически концентрируется лишь на двух соседних передачах коробки передач — 16-й и 17-й. На транспортной (18-й) передаче машину удастся разогнать до 20 км/ч, то есть целевое значение достигается, однако внутри агротехнического диапазона 9...16 км/ч наблюдаются следующие интервалы (см. исходную диаграмму):

- VIII/H -я передача — 4,80...10,6 км/ч;
- IX/L-я передача — 7...15,3 км/ч.

Данный участок между 10,73 и 10,98 км/ч, хотя и невелик ($\approx 0,25$ км/ч), в реальных условиях пашни приводит к необходимости частых переключений: при легком увеличении нагрузки (например, переходе на более тяжелый участок почвы) трактористу придется возвратиться на VIII/H-ю передачу, а при

облегчении — снова включать IX/L-ю. Частое переключение передач снижает производительность на 4-6 % и повышает утомляемость оператора.

Для устранения нежелательной пробела в диапазоне целесообразно сдвинуть обе границы скоростей «вверх», то есть увеличить передаточный коэффициент трансмиссии за счет большего диаметра ведущего колеса тягового гусеничного модуля (ТГМ). Практическим критерием принято достижение 12 км/ч на верхней границе VIII/H -й передачи: именно при такой скорости традиционно выполняются основные операции по отвальной пахоте легких и средних почв [33]. Математически пересчет выполняется по простой пропорции:

$$D_{0к} = D_0 \cdot 12 / 10,73 \approx 932 \text{ мм.}$$

Отсюда видно, что увеличение диаметра всего на 98 мм ($\approx 11,7\%$) позволяет эффективно «сгладить» кинематическую характеристику без вмешательства в коробку передач или изменении передаточных чисел главной передачи.

На рисунке 2.10 представлена откорректированная диаграмма теоретических скоростей трактора при новом значении $D_{0к} = 932$ мм.

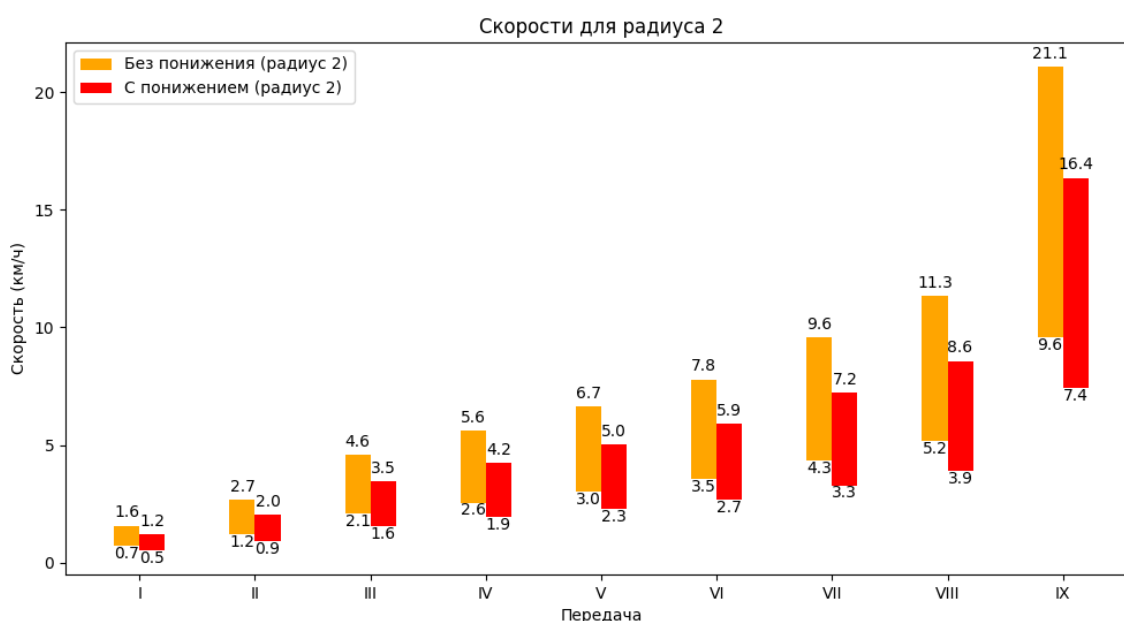


Рисунок 2.10 – Теоретические скорости движения при диаметре ведущего колеса 932 мм

Из анализа графика можно сделать несколько принципиальных выводов, а именно:

1. VIII передача: рабочий диапазон 5,2...11,3 км/ч; верхняя граница 11–12 км/ч полностью перекрывает рекомендуемые 9...12 км/ч для отвальной пахоты.
2. IX передача: участок 12,0...16,4 км/ч закрывает требуемую зону 14...16 км/ч, характерную для культивации и скоростного посева; тем же диапазоном начинается выход на транспортные режимы.
3. IX передача (верхняя часть): максимальная скорость достигает 21,1 км/ч, что обеспечивает быстрые внутривладельческие переезды без перегрузки двигателя.

Тем не менее, увеличение диаметра колеса до 932 мм влечет за собой ряд конструктивных ограничений

Получающийся наружный диаметр ведущего колеса составит не менее 65 % диаметра штатного пневматического колеса ($\approx 1\,430$ мм), что может повлечь конструктивные ограничения на его применение в конструкции.

С другой стороны, результаты расчета показали, что эксплуатационно допустим и вариант с $D_0 = 834$ мм. В связи с этим окончательный выбор диаметра ведущего колеса ТГМ следует оставлять за конструкторской проработкой, ограничив диапазон 834...932 мм.

Так же пропорционально увеличивается и размер переднего (управляющего) ведущего колеса ТГМ (напомним, оно устанавливается в месте переднего колеса трактора, если формируется полугусеничный вариант). Исходя из ранее установившегося реального кинематического коэффициента между задней и передней осями (формула (5): 1,589), получаем диапазон для переднего колеса:

$$D_{0п} = (834...932) / 1,589 \approx 525...587 \text{ мм.} \quad (2.4)$$

При этом также необходимо исходить из конструктивных соображений при необходимости меняя диаметры начальных окружностей и передних и задних колес.

2.2.2. Проектирование и расчет ведущих колес ТГМ

Проектировочный расчет ведущих колес осуществлялся с помощью ранее разработанной графоаналитической методики построения профильной поверхности зубьев и других конструктивных параметров ведущих колес для надежного поверхностного контакта в зацеплении именно с РАГ [37, 54].

Данная методика подробно изложена в статье [71]. Результат этого расчета приведен на рисунок 2.11, 2.12.

Программная реализация графоаналитической методики. В целях воспроизводимого проектировочного расчета был разработан прототип вычислительного инструмента на Python, реализующий ключевые шаги графоаналитической методики построения профильной поверхности зуба ведущего колеса для надежного поверхностного контакта с РАГ. Программа автоматизирует расчет вспомогательных радиусов и углов, а также построение опорной геометрии зуба (центральный многоугольник по числу впадин/зубьев, базовые окружности и эквидистанты) и формирует графические и DXF выходные данные. На текущем этапе реализовано построение одного зуба (как базового фрагмента профиля), достаточного для отработки параметрических зависимостей и контроля зацепления; расширение до полного венца предусмотрено.

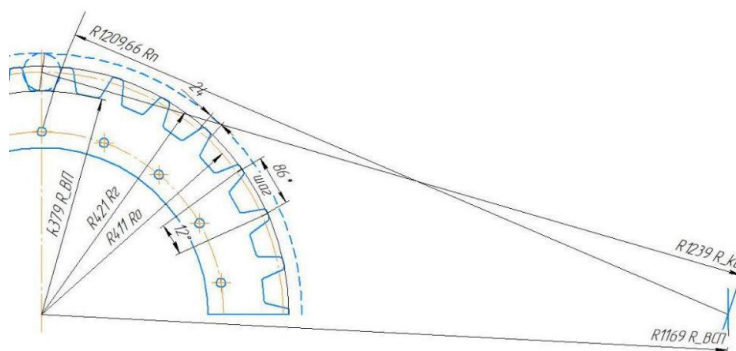


Рисунок 2.11 – Результат расчета зубьев ведущего колеса:

R_0 – радиус делительной окружности; $R_{BП}$ – радиус окружности впадин; $R_{BЦП}$ – радиус вспомогательной окружности; R_{Γ} – радиус головок зубьев; R_{K0} – радиус центральной дуги; R_{Π} – радиус профильной дуги окружности зуба

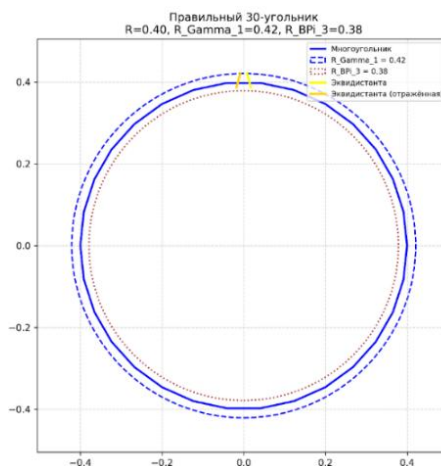


Рисунок 2.12 – Программная реализация расчета зубьев ведущего колеса

Стоит отметить, что наличие податливости РАГ в различных направлениях действующих нагрузок, а также принципиальные конструктивные отличия цевки РАГ от цевок гусениц других типов, в том числе стальных гусениц с резинометаллическим шарниром, не позволяют применить стандартные методики расчета параметров зацепления [72].

Для оценки прочности зубьев, развитой спицевой части ведущих колес, а также тормозных барабанов проведена оценка напряженно-деформированного состояния при действующих нагрузках с учетом коэффициента динамичности. Осуществлена проверка прочности зубчатого венца ведущего колеса по максимальным контактными и изгибающим напряжениям, действующим на зуб со стороны тягового усилия (рисунок 2.13, а). Также проведена на изгибную прочность в направлении перпендикулярном движению трактора, что в реальных условиях может быть вызвано воздействием гребней, стремящихся выйти из зацепления, при повороте машины или движении вдоль склона (рисунок 2.13, б).

Наибольшие напряжения, действующие в зубе от силы тяги, составляют 104,359 МПа. Минимальное значение запаса прочности по пределу текучести составляет 2,645. Максимальное значение напряжений при изгибающем моменте на часть зубчатого венца от выламывающих сил со стороны гребней гусеницы составляет 23.22 Мпа. Максимальное же перемещение в плоскости UY

составило 0,164 мм. (рисунок 2.14, а), а максимальное суммарное перемещение составило 0,184 мм. (рисунок 2.14, б). Коэффициент запаса прочности составил 1,945.

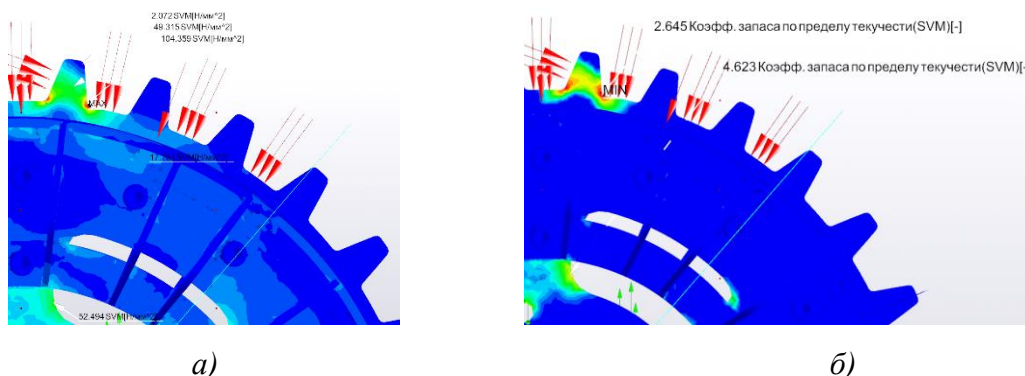


Рисунок 2.13 – Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих колес: а) – нагружение зубьев силой тяги трактора; б) – нагружение части венца зубьев осевой силой сползания гусениц

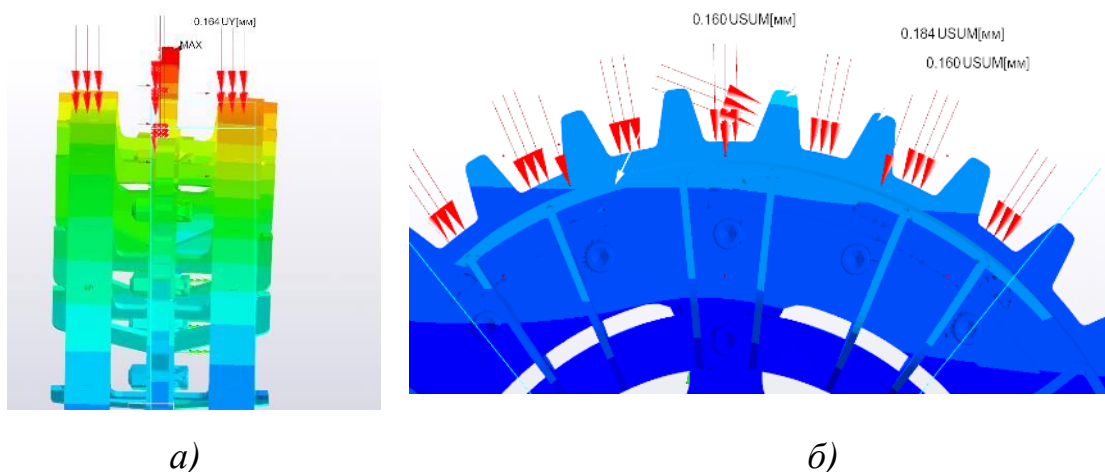
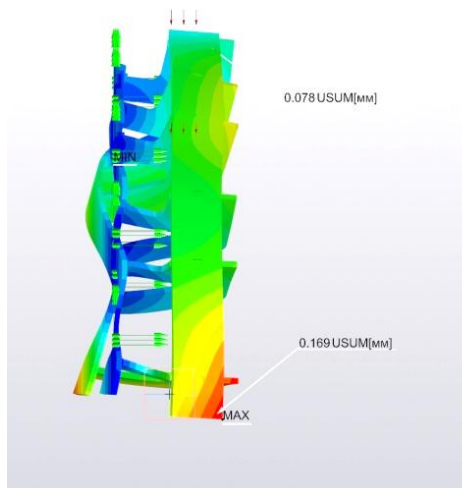
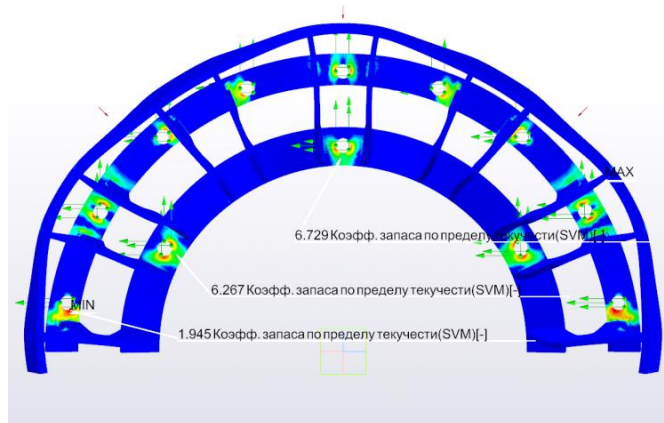


Рисунок 2.14 – Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих колес нагружение части венца зубьев осевой силой сползания: а – Перемещения в плоскости UY гусениц; б – Суммарные перемещения

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) отдельно для элементов подпора траков приведены на рисунках 2.15 и 2.16.

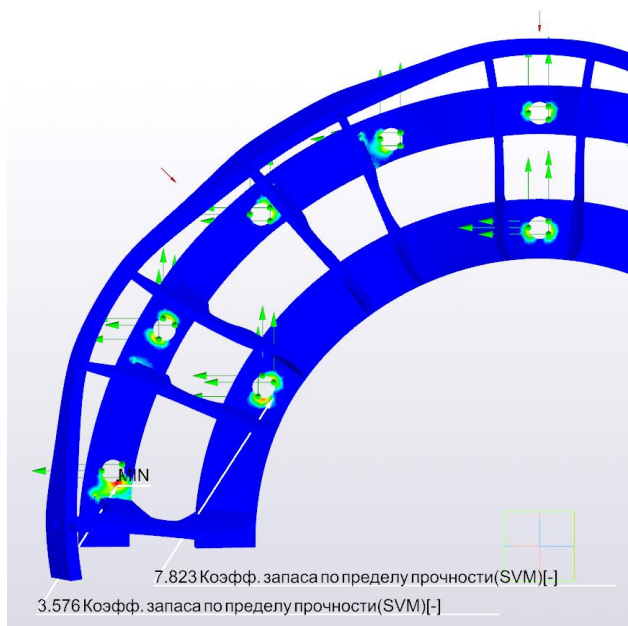


a)

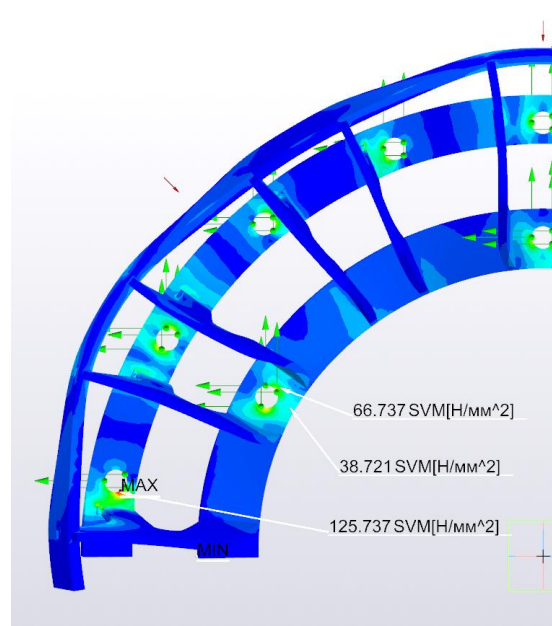


б)

Рисунок 2.15 – Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих колес нагружение части венца зубьев осевой силой сползания:
a – Суммарные перемещения гусениц; *б* – Коэффициент запаса по пределу текучести



a)



б)

Рисунок 2.16 – Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих колес нагружение части венца зубьев осевой силой сползания:
a – Коэффициент запаса по пределу прочности; *б* – Суммарные напряжения

2.3 Разработка системы поддрессоривания опорных катков и балансирных кареток

Система поддрессоривания опорных катков ТГМ состоит из следующих элементов. На заднем ТГМ установлены балансирные каретки, связывающие по паре катков. Они установлены на упругом элементе, реализующем вертикальную и угловую (тангенциальную) податливость пары катков. Каждая ось, на которую попарно установлены катки переднего и заднего ТГМ, установлены в каретке через упругий элемент (сайлент-блок), реализующий продольную и вертикальную податливость, а также позволяющий оси совершать угловое перемещение. Последнее обеспечивает возможность копирования неровностей опорной поверхности при движении трактора с ТГМ. Кроме того, дополнительного упругого хода предполагается достичь за счет податливости шин опорных катков и РАГ [26, 62, 70, 73].

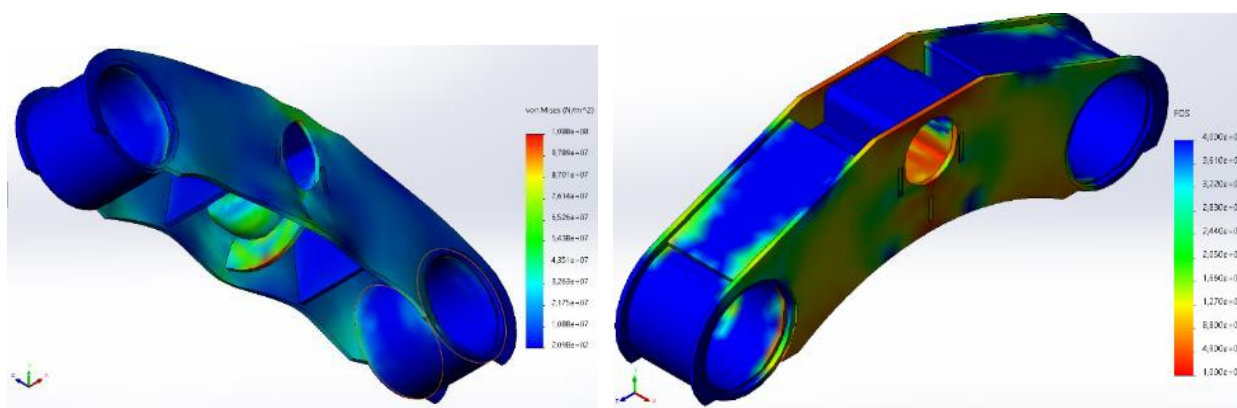
Основным элементом конструкции балансирных кареток, воспринимающим статические и динамические нагрузки, является балансир.

Расчет НДС балансира представлен на рис. 2.17.

Наименьшие напряжения 210 Па (узел: 4074), а наибольшие 109 МПа (узел: 15857, рисунок 2.23, а). Запас прочности балансира обеспечен на уровне 2,03 минимум (рисунок 2.23, б). А перемещения – менее 1 мм.

Среди основных элементов конструкции также рассчитывалась сборочная единица каретки с опорными катками и упругими элементами. При нагружении учитывалась, что на ось будет приходиться вес задней части трактора – 2 т. Ось закрепляем по краям (по посадочным диаметрам катков).

Силы от веса трактора по 10 000 Н прикладываем с каждой стороны от центрального бортика. Максимальное напряжение 312 МПа. Максимальные перемещение 0,37 мм.



а)

б)

Рисунок 2.17 – Расчет напряженно-деформированного состояния балансира:

а – эпюра напряжений; б – эпюра запаса прочности

Для расчета узла подвески принимаем 3 вида нагружения: при наезде на препятствие одним опорным катком, при наезде на препятствие двумя катками и нагрузка от поперечной силы, действующей на повороте.

При таком нагружении рабочая постоянно действующая сила будет равна по 2500 Н на сторону, если вес трактора приходится на один движитель. Максимальные напряжения 31 МПа. Максимальные перемещения 0,76 мм.

Максимально возможная нагрузка, приходящаяся на узел подвески при этом виде нагружения возникает, когда весь вес задней части трактора приходит на один каток. По 10000 Н на сторону. Максимальное напряжение 125 МПа. Максимальное перемещение 3 мм.

Расчет подвески при наезде на препятствие одним катком. При действии максимально возможной силы в 20000 Н, деформация полиуретана составляет 9 мм, а напряжения 210 МПа на валу в концентраторах напряжения. Расчет подвески от действия осевой силы. Режим нагружения – приложение силы вдоль оси катка. Для нагрузки 9000 Н при той же схеме нагружения. Предельное напряжение 4,3 МПа при предельно допустимом значении 37 МПа, перемещения 4,1 мм.

По известным аналитическим зависимостям проведен расчет прочности сварных соединений по максимальным нагрузкам. В результате теоретически

все соединения обладают достаточной для возможных случаев нагружения несущей способностью.

Опорные катки для конструкции ТГМ являются покупными компонентами. Однако для них также необходимо провести оценку напряженно-деформированного состояния и разработать эскиз для поставщиков и производителей. Большинство компаний осуществляют изготовление опорных катков по эскизам. На рисунок 2.18 представлены наработки по конструкции опорного катка с оценкой напряженно-деформированного состояния. На рисунке 2.19 представлен вариант конструкции опорного катка с цельнолитой конструкцией диска.

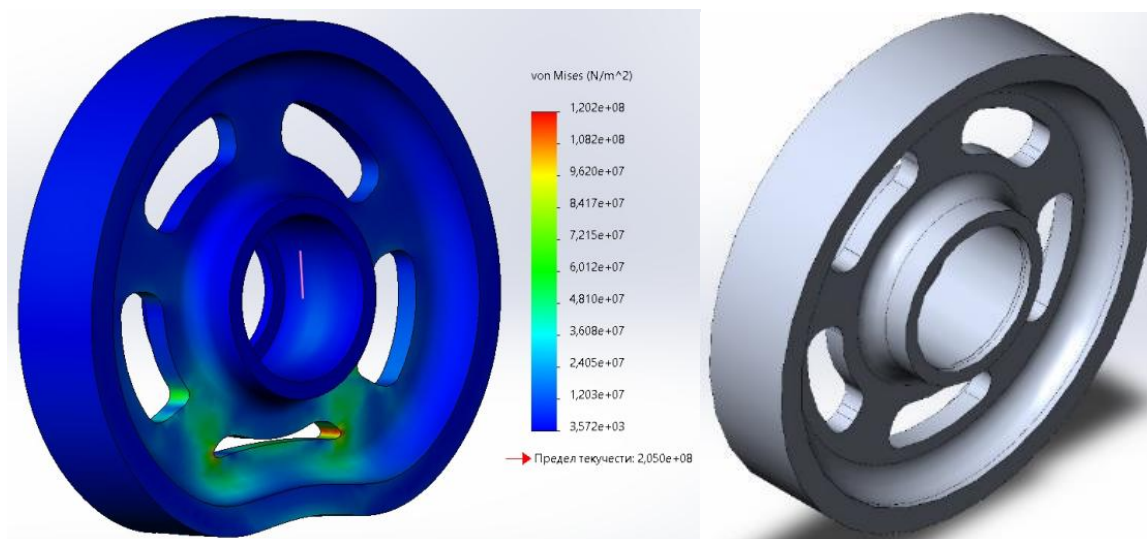


Рисунок 2.18 – Конструкция опорного катка и оценка его НДС

Для поставщиков и производителей разработан эскиз опорного катка (рисунок 2.20) с указанием геометрических и силовых параметров для переднего и заднего ТГМ.

Среди отечественных компаний, с которыми проводилась работа по приобретению опорных катков представлены следующие: ООО «ПОЛИПЛАСТ», ООО «Коломенская полимерная компания», ООО «НПФ «ПЛАСТИКОН» и др.

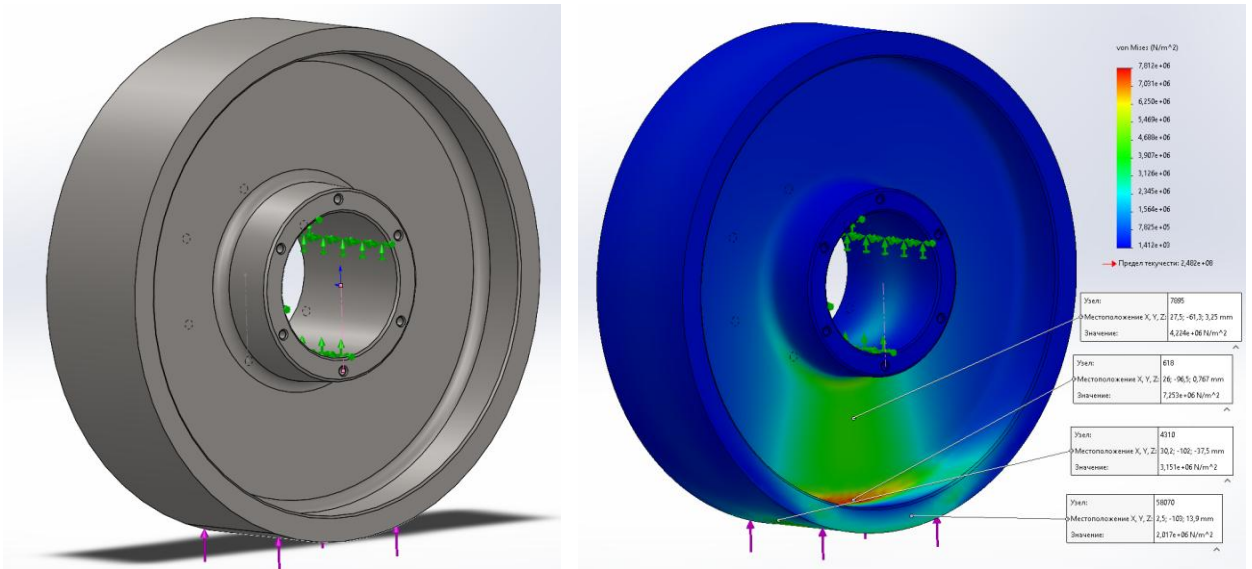


Рисунок 2.19 – Конструкция опорного катка с цельнолитым диском и оценка его НДС

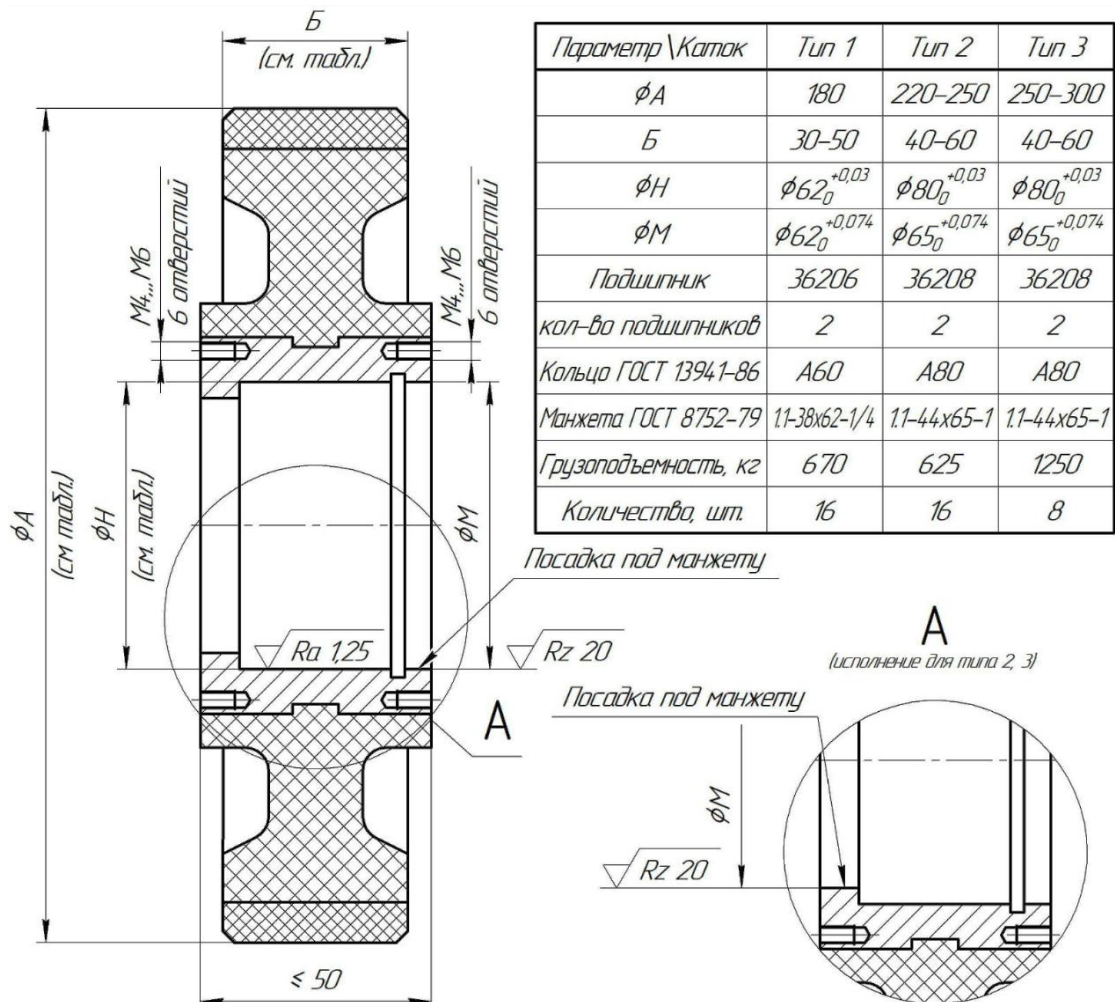


Рисунок 2.20 – Рабочий эскиз опорного катка

На рисунке 2.21 представлена узел балансирующей каретки в сборе катками

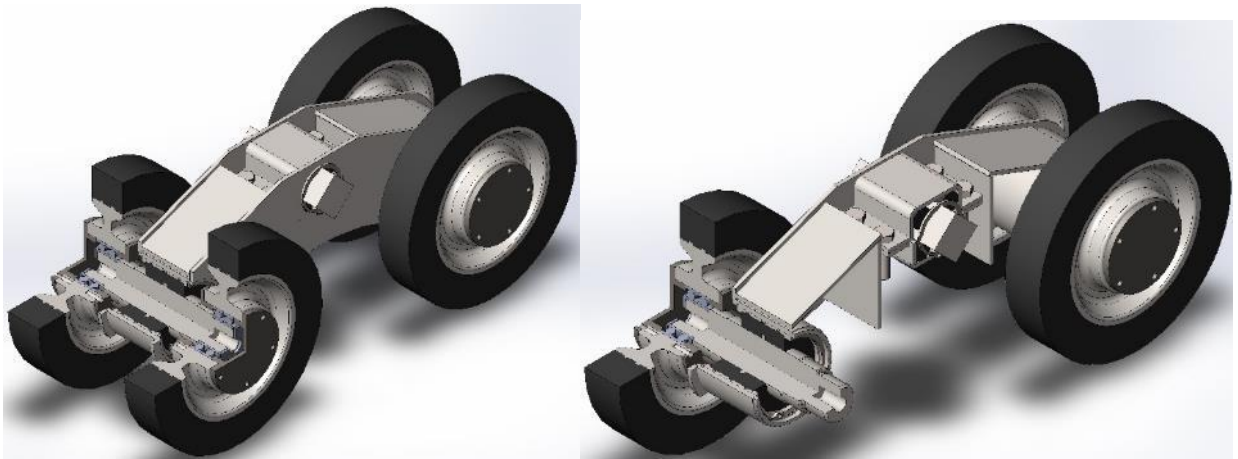


Рисунок 2.21 – Балансирные каретки ТГМ

Конструкция опорных катков для передних и задних ТГМ идентичная. Данные конструктивные решения позволили реализовать систему микроподрессоривания и виброизоляции для смягчения и поглощения высокочастотных вибраций при движении трактора по неровностям пути. Кроме того, достигается эффект приспособления ТГМ под рельеф местности за счет податливости сайлент-блока оси катков и возможности независимого перемещения каждого ролика.

2.4 Разработка системы натяжения гусениц и изменения площади контакта гусениц с опорной поверхностью

Механизм натяжения гусеницы и механизм изменения площади контакта – это регулирующие устройства, воздействующие на передний и задний кривошипы соответственно. В каждом из них в простом случае может использоваться винтовая пара, или гидроцилиндр, электромеханический цилиндр в качестве исполнительного элемента. В разработанном съемном тягово-гусеничном модуле предпочтительно применение компактных гидроцилиндров двухстороннего действия, поскольку они обеспечивают плавное управление и могут быть легко интегрированы в существующую гидросистему трактора. Гидроцилиндр механизма изменения площади контакта крепится к раме и заднему кривошипу. Его задача – опускать или поднимать заднее направляющее колесо, изменяя конфигурацию гусеничного обвода. Оба гидроцилиндра позволяют

надежно удерживать установленные кривошпы в выбранном положении (номинальном или увеличенном контакте) без постоянной подачи давления [6, 22, 24, 58].

Механизм изменения площади контакта позволяет трансформировать гусеничный модуль из режима с укороченным пятном контакта (номинальный) в режим с максимально удлиненной опорной поверхностью гусеницы. На рисунке 2.22 показано положение гусеницы и колес модуля при номинальной (уменьшенной) площади контакта, а на рисунке 6 – при максимальной.

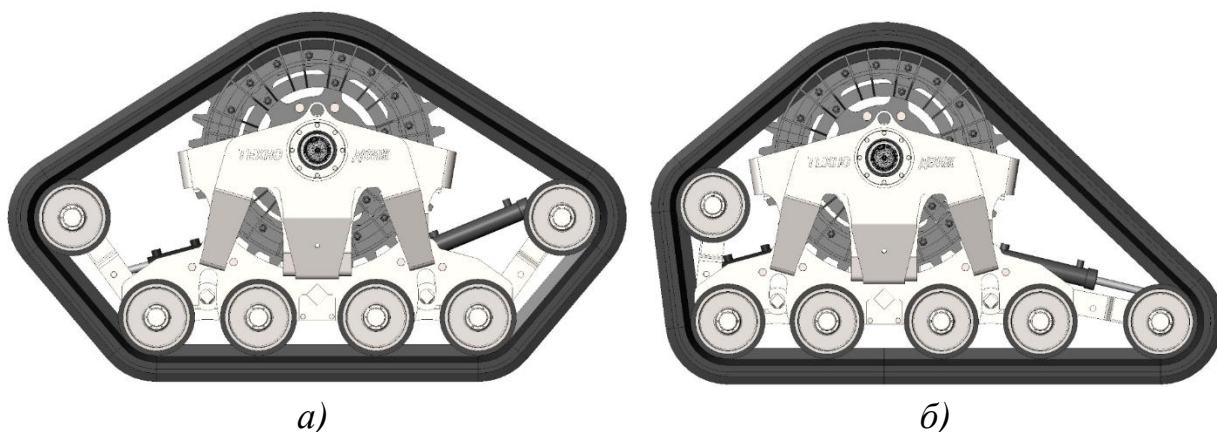


Рисунок 2.22 – Принцип изменения пятна контакта заднего съемного тягово-гусеничного модуля: *а)* – базовое положение ТГМ; *б)* – увеличенное пятно контакта ТГМ

В номинальном режиме задний ленивец приподнят (кривошип повернут вверх), из-за чего задняя часть гусеницы не касается почвы, и опирание осуществляется на передний ленивец и опорные катки (гусеничная ветвь короче полной длины). В максимальном режиме – напротив, задний ленивец опущен в крайнее нижнее положение, так что вся длина гусеницы от переднего до заднего колеса лежит на опоре.

Переход из одного режима в другой осуществляется следующим образом. Например, при необходимости увеличить площадь опоры на почве с низкой несущей способностью тракторист переводит рычаг управления в режим «увеличение пятна контакта». При этом сначала автоматически снижается натяжение гусеницы (гидроцилиндр натяжения немного втягивает шток, ослабляя по-

лотно). Затем гидроцилиндр механизма изменения площади контакта выдвигает шток, поворачивая задний кривошип вниз до опорного положения или до нужного угла (можно установить промежуточное положение, увеличив площадь контакта ровно на требуемую величину). После опускания ленивца гидроцилиндр натяжения вновь натягивает полотно, обеспечивая нормальное натяжение гусеницы в новом положении. В результате изменения геометрии обвода изменяются углы атаки гусеницы спереди и сзади, удлинив опорную базу. Обратный перевод модуля в номинальное состояние (например, перед выездом на твердое покрытие) выполняется в обратной последовательности.

2.5 Разработка стабилизатора тангенциальной устойчивости

Передний ограничитель переворота состоит из соединяемых колен. Каждое колено имеет сварное соединение по контуру контакта, и дополнительно усилено ребрами жесткости из листового металла [28].

Конструкция предусматривает сборку и регулирование размещения крепежных частей по 3 осям, для возможности настройки и оптимального расположения при креплении к переднему гусеничному модулю и трактору МТЗ-82.1.

Наиболее требовательным с точки зрения прочностных качеств ограничителя переворота, сказывающийся на его общей работоспособности является кронштейн крепления ограничителя к трактору. Кронштейн является связующим звеном с трактором и остальными деталями ограничителя. Ради целостности конструкции кронштейна в конструкции изготовлена с применением пространственной гибки листового металла, усиленная ребром жесткости для дополнительного сопротивления изгибающего момента [28, 47]. На рисунке 2.23 представлен общий вид узла ограничителя переворота и кронштейном.

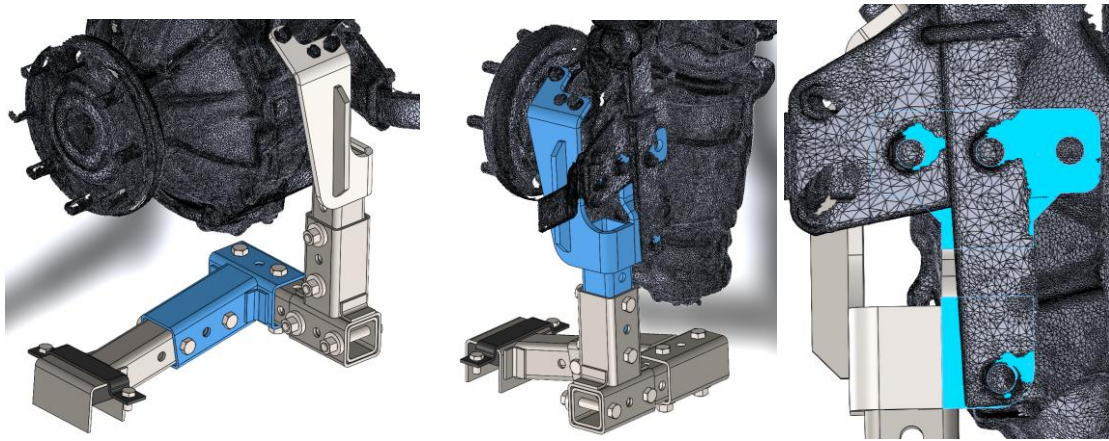


Рисунок 2.23 – Внешний вид переднего ограничителя переворота в сборе с узлом трактора

Общая сборочная конструкция позволяет регулировать положения ограничителя переворота в 3 осях, что предусматривает элемент универсальности и самостоятельности конструкции в применении разных вариантах автотракторной техники.

Конструкция заднего ограничителя переворота отличается от переднего в связи с отличием конструкции, габаритов заднего и переднего гусеничного модуля (рисунок 2.24).

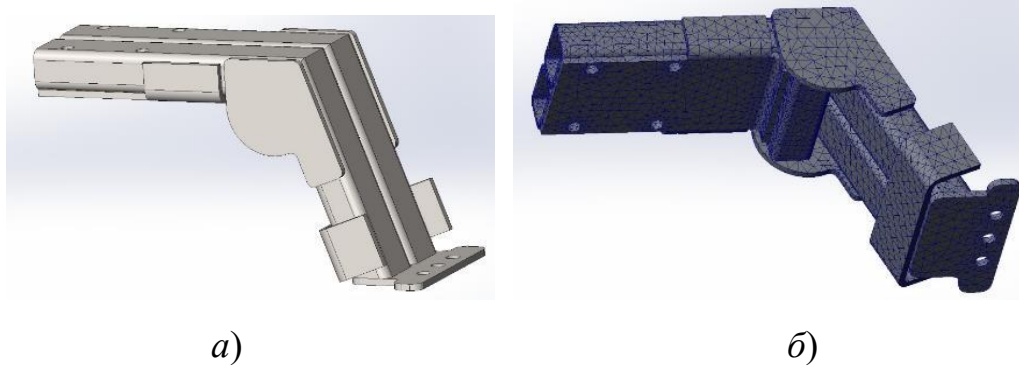


Рисунок 2.24 – Внешний вид заднего ограничителя переворота и построение сетки: *а* – общий вид конструкции; *б* – построенная сетка

Фиксация заднего ограничителя переворота осуществлялась по точкам болтовых соединений. Для имитации болтового соединения была использована фиксированная геометрия в модели (рисунок 2.25).

450x86x56 составляет 248 кг, общая длина 4816 мм. Масса РАГ типоразмера 280x80x34 составляет 36 кг, общая длина 2720 мм.



а)



б)

Рисунок 2.27 – РАГ типоразмера 450x86x56 (КНР) для заднего ТГМ:

а – вид протектора; *б* – размещение на паллете



Рисунок 2.28 - РАГ типоразмера 450x86x56 (КНР) для заднего ТГМ (вид сверху)



а)



б)

Рисунок 2.29 – РАГ типоразмера 280x80x34 (КНР):

а – вид протектора; б – вид гусеницы сбоку

На рисунке 2.30 представлены выбранные катки Tellure Rota 051 для переднего гусеничного модуля внешним диаметром 180 мм с полиуретановой беговой дорожкой и грузоподъемностью не менее 350 кг (рисунок 2.30, а) и выбранные для заднего гусеничного модуля катки Tellure Rota 642157 внешним диаметром 250 мм с полиуретановой беговой дорожкой и грузоподъемностью не менее 1500 кг (рисунок 2.30, б). Упаковка катков представлена на рисунке 2.31.

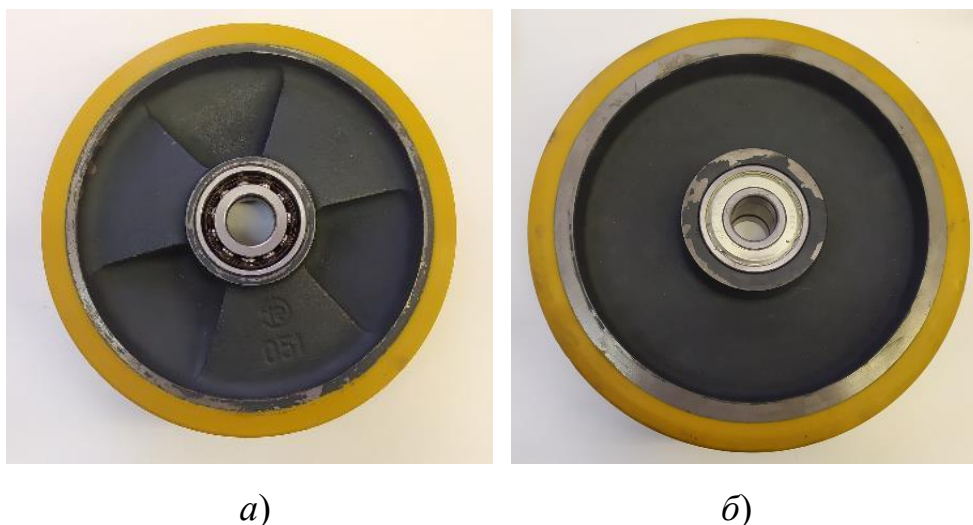


Рисунок 2.30 – Внешний вид выбранных катков Tellure Rota (Италия):

а – диаметром 180 мм; б – диаметром 250 мм

Выбор гидроцилиндров основывался на следующих параметрах: рабочее давление не менее 20 МПа; рабочая полость необходима одна - поршневая, но можно вариант с поршневой и штоковой полостью; внутренний диаметр поршневой полости от 55 до 65 мм; первый цилиндр: в сложенном состоянии длина не более 300, в выдвинутом - не менее 415; второй цилиндр: в сложенном состоянии длина не более 400 мм, в выдвинутом - не менее 560; законцовки на сферических подшипниках. Усилие создаваемое гидроцилиндрами должно быть не менее 650 кг для гидроцилиндра натяжения и 1200 кг для гидроцилиндра механизма изменения площади контакта с опорной поверхностью. В итоге был приобретен гидроцилиндры ГЦ 40.25.70.260.020 (ШС) (рисунок 2.31, а) в качестве гидроцилиндров натяжения – 4 шт., и гидроцилиндры Ц50-

3405215А (ЦГ-50.25x200.11) (рисунок 2.32, б) в качестве гидроцилиндров механизма изменения площади контакта с опорной поверхностью – 2 шт. Для переднего модуля также был приобретен талрепы SP M 20 U+U DIN 1478 – 2 шт. (рисунок 2.32, в).



Рисунок 2.31 – Упаковка катков из 16 шт. диаметром 180 мм и 24 шт. диаметром 250 мм

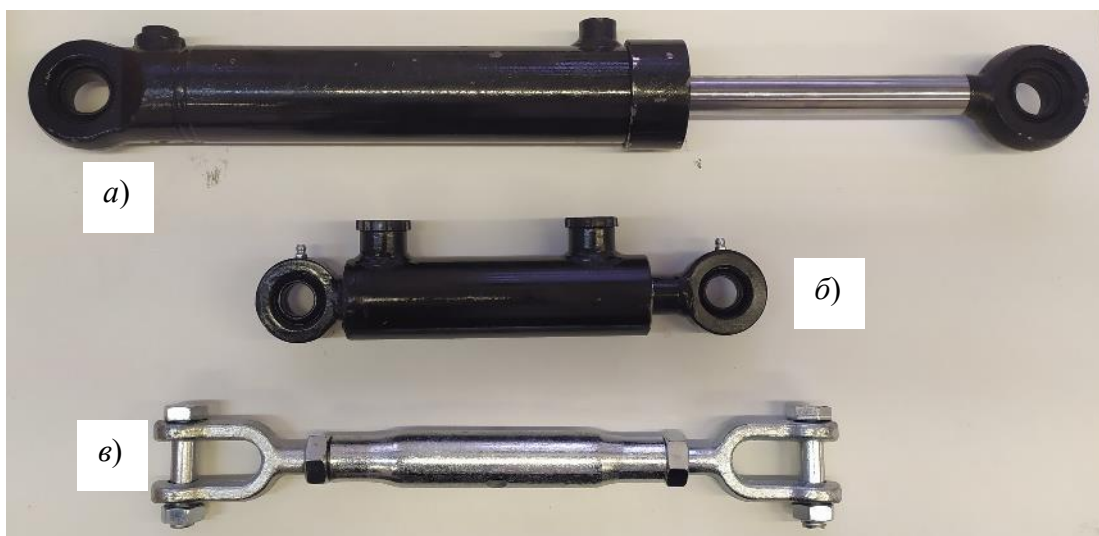


Рисунок 2.32 – Основные узлы механизмов натяжения и изменения площади опоры:

а – гидроцилиндр изменения площади опоры; б – гидроцилиндр механизма натяжения; в – талреп натяжения

Выбранные подшипники, применяющиеся в конструкциях узлов привода и при установке катков переднего модуля показаны на рисунок 2.33,

среди которых EBF 7204 B-TN (рисунок 2.40, *a*) – радиально-упорный подшипник для установки в катки, подшипник 97510 ГОСТ 6364-78 (рисунок 2.33, *б*), устанавливаемый в узлы привода передних гусеничных модулей и подшипник 3007722А ГОСТ 27365-87 (рисунок 2.33, *в*), применяемый в узле привода задних ТГМ.

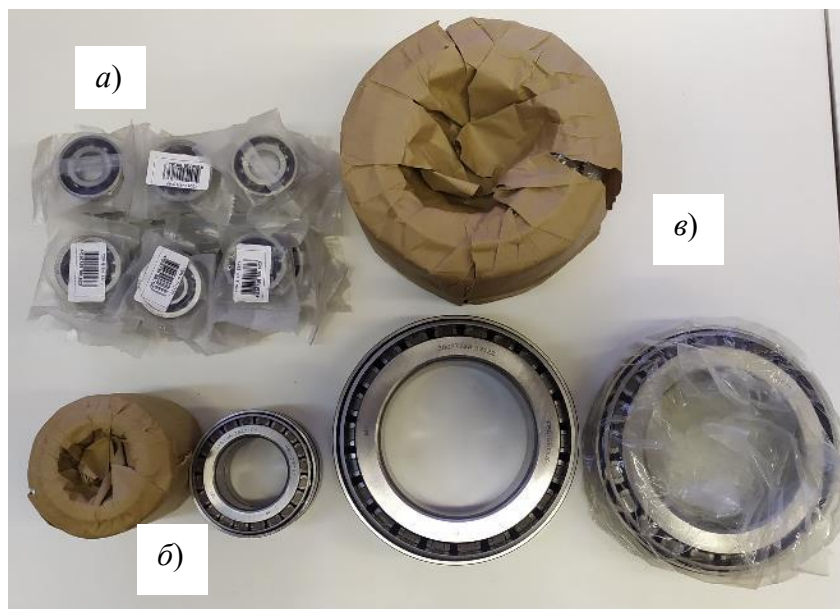


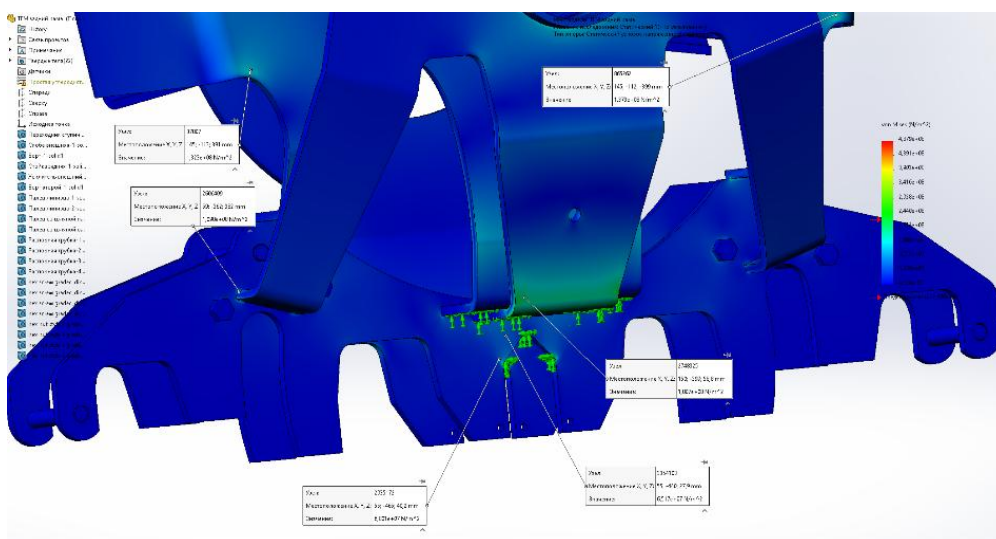
Рисунок 2.33 – Основные применяемые в конструкции ТГМ подшипники:
a – катков переднего модуля; *б* – узлах привода переднего модуля; *в* – узлах привода задних модулей

Для достижения наилучших экономических показателей ТГМ без потери их функциональных параметров и эксплуатационных качеств при выборе материалов отдавалось предпочтение средней ценовой категории, но при этом не без внимания к уровню качества исходных заготовок, особенно из сортового проката. При отработке геометрических характеристик элементов конструкции отдавалось предпочтение такому варианту, при котором допустимо было использование серийного и находящегося в массовом производстве сортового проката, что гарантировало сохранение химического состава материалов и механических свойств конечного изделия.

Перед окончательным выбором материала проводился анализ конструкции на изгибную прочность методом конечно-элементного анализа. В качестве

основного материала в этом случае для оценки роста внутренних напряжений выбирался материал сталь 10 или его равноценный аналог, после чего оценивались прочностные качества конструкции и выбирался материал, соответствующий требованиям запаса прочности.

На рисунке 2.34 приведен анализ методом конечных элементов несущей рамы заднего ТГМ.



прочности и низкой свариваемостью, таких как труба, выступающая основной осью адаптера.

Расчет ступичного адаптера (рисунок 2.35) показал, что значительные напряжения накапливаются в месте перехода от фланцевой части к оси. В этом случае требуемый запас прочности обеспечивается применением только сталей повышенной прочности и легированных сталей, допускающих сваривание, таких как сталь 45 и сталь 40X. Видимые краевые эффекты возникают в месте перехода на канавке для выхода шлифовального круга и являются недостатком метода конечных элементов и способа построения сетки, а не отражением действительных напряжений, возникающих в месте перехода. Диски фланцевой части можно изготавливать из стали 20 или стали аналогичного качества. В конечном итоге было принято решение изготавливать всю конструкцию из стали 45.

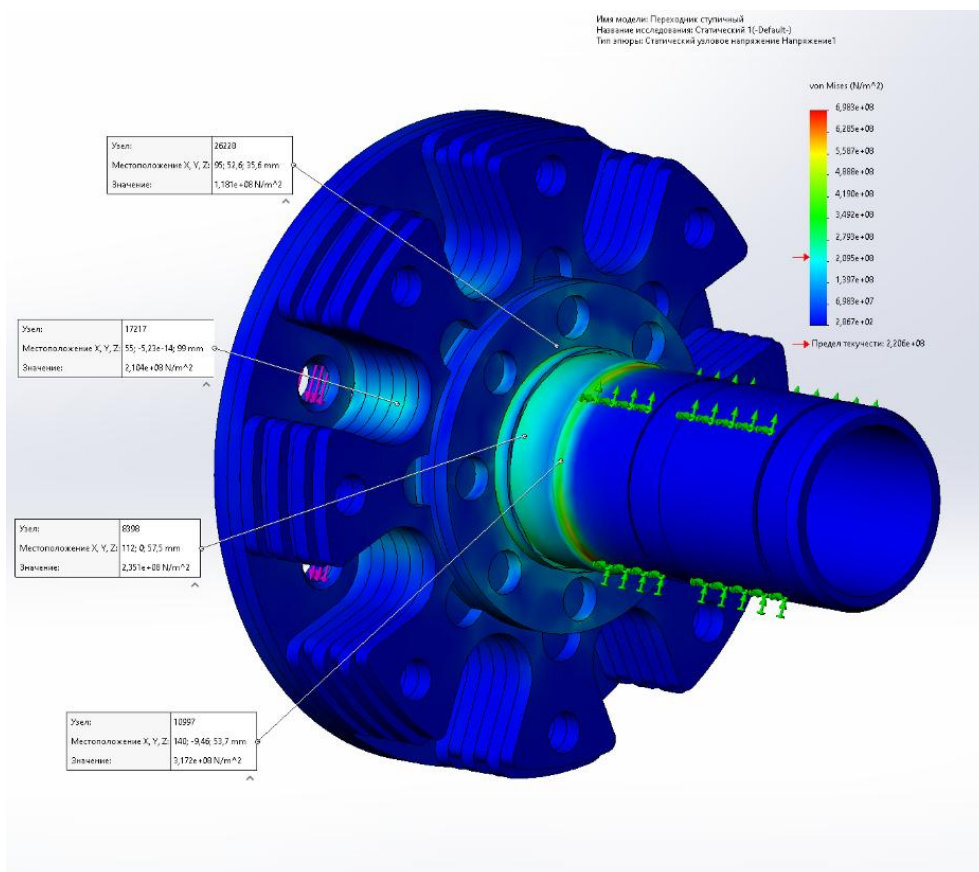
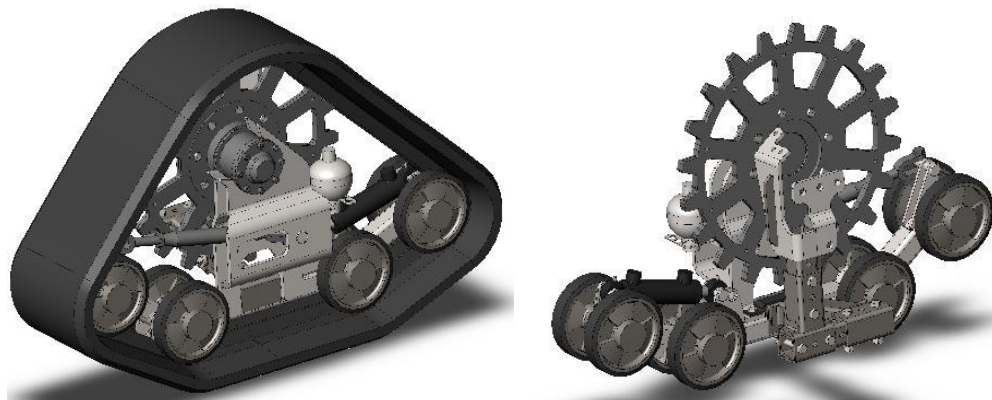


Рисунок 2.35 – Расчет методом конечных элементов ступичного адаптера заднего ТГМ под нагрузкой 2660 кг с зондированием

2.7. Разработка электронных моделей ТГМ

В результате были разработаны 3D-модели переднего и заднего ТГМ и их основных узлов. Общий вид ТГМ передней оси трактора представлен на рисунок 2.36, задней оси трактора – на рис. 2.37.

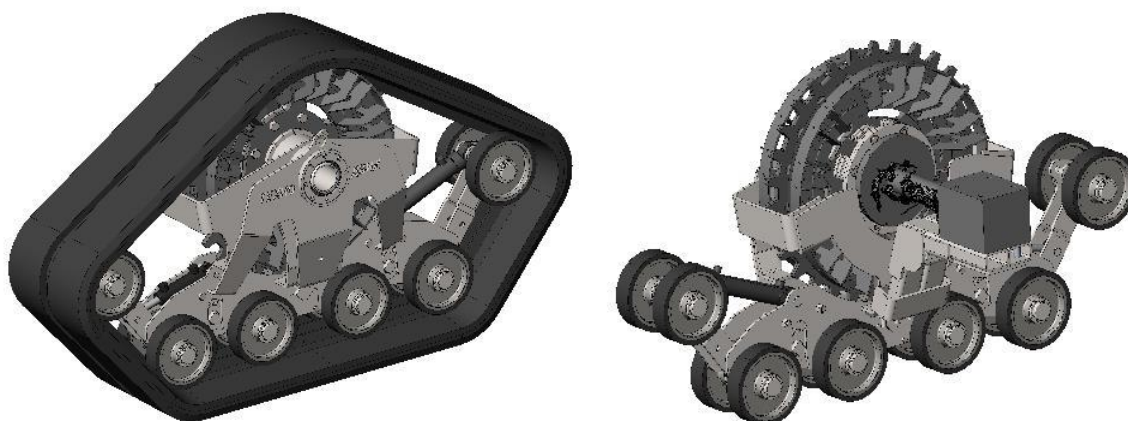


а)

б)

Рисунок 2.36 – ТГМ передней оси трактора:

а – вид спереди; *б* – вид сзади на ограничитель переворота



а)

б)

Рисунок 2.37 – ТГМ задней оси трактора:

а – вид спереди; *б* – вид сзади на ограничитель переворота

Каждый ТГМ содержит:

- узел привода в сборе ведущей звездочкой и барабанами подпора траков, предназначенный для передачи крутящего момента от трансмиссии на гусеницу;

- резиноармированную гусеницу, представляющую собой массив из резиновых смесей с продольным и поперечным армированием, предназначенную для создания касательной силы тяги в зоне пятна контакта с опорной поверхностью и приведения трактора в движение;

- ответную ступицу, изготовленную из стали и предназначенную для установки ведущего колеса и крепления к ступице трактора;

- раму катков с кронштейном крепления подшипникового узла ведущего колеса, выполненную из стали в виде конструкции, предназначенную для объединения всех элементов гусеничного обвода и передачи части веса трактора на опорные катки;

- оси катков, выполненные из стали, предназначенные для установки на них опорных катков, также содержащие сайлент-блоки (виброизоляторы);

- опорные катки, выполненные из металло-полимерных материалов, предназначенные для передачи приходящей к ним от осей нагрузки на опорную ветвь гусеницы и обеспечения ее перематывания по гусеничному обводу;

- направляющие катки, схожие по конструкции с опорными катками, также выполненные из металло-полимерных материалов, предназначенные для обеспечения преодоления ТГМ препятствий, фиксации формы гусеничного обвода и обеспечения перематывания гусеницы по гусеничному обводу;

- амортизационно-натяжное устройство гидро-механического типа, состоящее из гидроцилиндров, подключаемых к общей гидросистеме трактора, и содержащее упруго-демпфирующие элементы, предназначенное для создания и поддержания усилия натяжения гусеницы и ее предохранения от многократных перегрузок, а для работы в качестве механизма изменения площади опорной поверхности и угла атаки гусеничного обвода для приспособления ТГМ и трактора в целом к различным условиям движения;

- стабилизатор тангенциальной устойчивости, содержащий силовые конструктивные элементы, выполненные из стали, предназначенный для исключения переворота ТГМ в целом относительно остова трактора вокруг оси ведущего колеса;

- систему поддрессоривания с полимерными упруго-демпфирующими элементами, предназначенную для смягчения и поглощения толчков, ударов и вибраций, возникающих при движении трактора по неровностям пути.

Для передачи крутящего момента от трансмиссии трактора на гусеницы ТГМ разработаны узлы привода и ведущие колеса (рисунок 2.38). Ведущие колеса – звездочки цевочного зацепления с РАГ выполнены из листовой стали. Содержат фланцевые отверстия для крепления к ступице колес трактора. Главной особенностью конструкции узлов привода является наличие барабанов подпора траков гусениц. Подпор траков обеспечивает равномерность передачи крутящего момента на гусеницу, исключая импульсы и удары в зацеплении. Обеспечивается постоянный контакт зубьев с цевками гусеницы – исключается динамический перекус гусениц при движении по обводу. Дополнительно обеспечивается разгрузка зубьев, т.е. часть крутящего момента передается барабанами. Последнее обеспечивает комбинированное фрикционно-цевочное зацепление ведущих колес с РАГ.

С внешней стороны через ступицу к звездочкам крепится подшипниковый узел. Корпус подшипникового узла впоследствии соединяется с несущей системой ТГМ.



Рисунок 2.38 – Ведущие колеса: *a* – переднего ТГМ; *б* – заднего ТГМ

2.8 Выводы по главе

В разработанном варианте, исходя из расчетно-теоретических исследований, включая расчет напряженно-деформированного состояния конструкции, ТГМ обеспечивают конструкционную прочность ходовой системы при восприятии нагрузок от трактора и машинно-тракторного агрегата; имеют возможность установки вместо колес трактора на штатные ступицы колес, а также их демонтаж и обратную замену на колеса с применением стандартного ручного инструмента, грузоподъемного оборудования, приспособлений и инвентаря, типовых для сервисной службы любого предприятия; обеспечивают возможность передвижения трактора в порожнем режиме или в агрегате с технологическими машинами и оборудованием, находящимися в транспортном положении, по дорогам общего пользования и с усовершенствованным покрытием без его разрушения. Для достижения этих показателей проведены следующие мероприятия:

1. Уточнены компоновочно-габаритные ограничения установки ТГМ на базовый трактор на основе оптической оцифровки крыльевых ниш и бортовых редукторов; обеспечена увязка гусеничного обвода и узлов модуля с габаритами шасси без вмешательства в конструкцию трактора. Сформирован состав расчетно-аналитических разделов главы.

2. Разработан и применен метод определения параметров опорной поверхности и предельных положений ветвей гусеничного обвода, позволяющий задавать длину опорной ветви, расположение катков и выбирать ширину гусеницы с учетом конструктивных ограничивающих факторов со стороны машины.

3. Определены режимы нагружения и выбрана расчетная схема действующих сил на ТГМ, что обеспечило формирование корректной схемы ограничений для проведения прочностных расчетов.

4. Выполнена CAD/CAE-верификация ключевых узлов ходовой системы: для балансира получены $\sigma_{\max} \approx 109$ МПа при запасе прочности $\sim 2,03$

и перемещениях < 1 мм; для сборочной единицы каретки с катками при эквивалентной нагрузке ~ 20 кН на сторону оси – $\sigma_{\max} \approx 312$ МПа и перемещение $\sim 0,37$ мм. Результаты подтверждают несущую способность принятых сечений и кинематику качания кареток.

5. Обоснованы параметры ведущих колес ТГМ (профиль зубьев, поверхность контакта с резиноармированной гусеницей) с построением профиля зуба по графо-аналитической методике с программной реализацией на Python; обеспечена надежность поверхностного контакта и технологичность изготовления.

6. Обоснованы параметры рамы катков и разработан стабилизатор тангенциальной устойчивости, воспринимающий реактивный момент и удерживающий модуль в устойчивом положении при наезде на препятствия и в тяговых режимах.

7. Выполнен подбор материалов силовых элементов по критерию прочности и подбор комплектующих (катки, подшипниковые узлы, гидроцилиндры натяжения, элементы подвески), что сформировало спецификации для изготовления опытных образцов.

ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Лабораторный этап экспериментальных исследований был нацелен на подготовку трактора к полевым испытаниям и первичную оценку его параметров в статических условиях. Испытания проводились на базе Российского государственного аграрного университета – МСХА им. К. А. Тимирязева. В качестве помещения для лабораторных работ использована мастерская (ауд. 116 уч.корп. 26), где осуществлялась установка т (ТГМ) на трактор и измерение его массогабаритных параметров. Лабораторные испытания включали проверку и настройку всех систем трактора с установленными модулями, а также сбор исходных данных перед выездом на полигон.

Проведена проверка самих гусеничных модулей – контроль их комплектности и дефектов, а также оценка подвижности основных узлов (вращение опорных катков, шарнирных соединений и т.д.). Одновременно трактор в базовой комплектации (с штатными колесами) прошел технический осмотр для удостоверения исправности основных систем. Далее выполнены базовые измерения параметров трактора с колесами: определены его внешние габаритные размеры, колея и база, а также расстояния до характерных точек навесного оборудования. Измерено распределение массы трактора по осям – путем взвешивания передней и задней оси по очереди на автомобильных весах. Кроме того, на ровной площадке замерен наименьший радиус поворота трактора в колесном исполнении. Полученные данные зафиксировали исходное состояние машины без ТГМ.

После базовых замеров трактор был переоборудован – осуществлена установка тяговых гусеничных модулей на ведущие оси. Затем аналогичные измерения повторены уже для трактора с гусеничным движителем: определены габаритные размеры с установленными модулями и новая величина колеи, а также масса, приходящаяся на каждый гусеничный модуль (поочередное взвешивание). Это позволило оценить изменения центровки и нагрузок на оси

после монтажа ТГМ. На данном этапе также проверено, что геометрия модулей согласована с базовой машиной – зазоры между гусеницами и элементами трактора соответствуют расчетным, никаких контактов или помех не возникло.

Лабораторные испытания завершались контрольными проверками и подготовкой к полевому этапу. Перед выездом из мастерской проведена тщательная техническая проверка трактора с ТГМ: проконтролировано натяжение гусениц, затяжка всех резьбовых соединений, работоспособность узлов подвески модулей и тормозной системы трактора. Также протестирована и откалибрована система сбора данных – беспроводной измерительный комплекс, установленный на трактор. Проверка показала корректную работу канала передачи данных и датчиков скорости. Для проверки работоспособности переоборудованной машины трактор выполнил пробные движения вперед и назад на малой передаче по ровному полу мастерской. Убедившись в исправности, трактор с установленными гусеничными модулями был допущен к полевым испытаниям.

Испытания в лабораторных условиях заняли два дня из общего цикла эксперимента. На первый день проводились статические измерения, а на второй день – финальные настройки, калибровка измерительной аппаратуры и отработка методики предстоящих выездных тестов. Условия внутри помещения поддерживались близкими к нормальным: температура около +20 °С, отсутствовали внешние погодные воздействия. Все полученные на лабораторном этапе данные были зафиксированы и послужили отправной точкой для сравнительного анализа с результатами полевых испытаний.

3.1 Описание лабораторного оборудования

Для выполнения экспериментальной части исследования использовано следующее оборудование:

1) Измерительные инструменты: для геометрических измерений и сбора данных использовались общепринятые контрольно-измерительные инструменты. Измерение линейных размеров до 5 м выполнялось стальной рулеткой

(длина 5,5 м, погрешность ± 1 мм). Длины до 100 м измерялись лазерным дальномером RGK D100 (зав. № 18A075036) с погрешностью ± 2 мм. Для измерения диаметральных размеров (колес, звездочек) применялся электронный штангенциркуль Micron ШЦЦБ-1-150 (погрешностью $\pm 0,02$ мм). Хронометраж времени движения осуществлялся с помощью цифрового секундомера (специализированное приложение на смартфоне).

2) Оборудование для взвешивания: распределение массы трактора по осям и изменение веса после установки модулей определялись с помощью переносных автомобильных весов CAS RW-15-2 (две весовые платформы под колеса/модули, зав. № 022223744/743, измерительный блок № 022223709). Данные весы имеют предел взвешивания 15 т на платформу. Основные технические и метрологические характеристики приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Технические и метрологические характеристики автомобильные весы CAS RW-10P

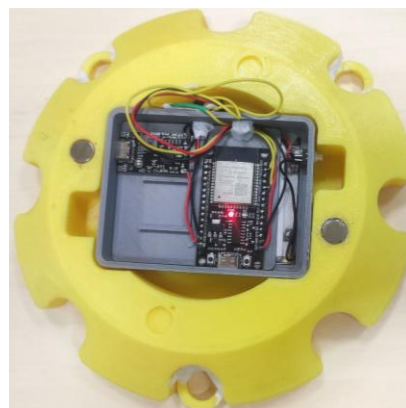
Показатель	Значение
Разрядность индикатора	5 знаков высотой 25 мм
Тип индикатора	Жидкокристаллический
Тип измерения	Тензометрический
Диапазон рабочих температур: - для грузоподъемного устройства: - для весоизмерительного устройства:	-40 ~ +40 °C -10 ~ +40 °C
Влажность, %, не более	90
Питание от сети через адаптер или от АКБ	напряжение 187 ~ 242 В
Потребляемая мощность, ВА	0,8
Продолжительность работы от батарей, час	20
Размеры платформы, мм	900 x 500 x 39
Размеры весоизмерительного устройства, мм	417 x 223 x 20,9
Масса, кг, не более	30,2
Максимальная нагрузка, т	30
Минимальная нагрузка, т	0,4
Поверочное деление e , и действительная цена деления, d , ($e=d$), кг	20
Число поверочных делений (n)	1500
Пределы допускаемой погрешности, mpe , при поверке $0 < m \leq 500e$ $500e < m \leq 2000e$ $2000e < m \leq 3000e$	$\pm 0,5e$ $\pm 1e$ $\pm 1,5e$

3) Динамометрическое оборудование: для оценки тягового усилия трактора применялся электронный тензодинамометр «ПетВес» ДЭП/6-1Д-100Р-2 с измерительным блоком UNIGRAM WI-19 (заводской № 085854). Динамометр рассчитан на усилия до 100 кН и позволяет регистрировать буксировочное (тяговое) усилие в режиме реального времени. Он подключался между испытуемым трактором и тормозным устройством при проведении тяговых испытаний, передавая данные на регистраторе по интерфейсу RS-232.

4) Измерительный комплекс для скорости и пройденного пути. Разработана специализированная система бесконтактного измерения поступательной скорости и проскальзывания гусениц. На трактор установлен комплект из двух магнитных инкрементных энкодеров AS5600 (разрешение 4096 импульсов/об): один датчик монтируется на валу ведущей звездочки ТГМ и измеряет угловую скорость ω_z (рисунок 3.1), второй – на холостом опорном катке (рисунок 3.2), прокатывающемся по поверхности, измеряя ω_k .



a)



б)

Рисунок 3.1 – Внешний вид первого датчика измерения буксования:

a) – Место датчика к ТГМ; *б)* – Внешний вид структуры датчика



а)

б)

Рисунок 3.2 – Внешний вид второго датчика измерения буксования:

а) – Место датчика к ТГМ; *б)* – Внешний вид структуры датчика

Каждый энкодер подключён к отдельному микроконтроллерному модулю на базе ESP-32. Модули образуют одноранговую Wi-Fi-сеть (стандарт IEEE 802.11n) с синхронизацией таймеров по протоколу NTP-Peer. Частота опроса датчиков составляет 200 Гц, а задержка беспроводной передачи не превышает 5–7 мс. Питание автономных узлов осуществляется от литий-ионных аккумуляторов (ёмкостью ~12 Вт·ч), обеспечивающих не менее 4 часов непрерывной работы. Специально разработанное ПО (Arduino IDE) выполняет первичную обработку сигналов: пересчитывает угловые скорости в линейные значения с учетом радиусов (для звездочки $r_z = 0,421$ м, для катка $r'_k = 0,180$ м) и выполняет скользящее усреднение с окном ~0,5 с. В результате формируются потоки данных $v_{\text{теор}}$ (теоретическая скорость по звездочке) и $v_{\text{факт}}$ (фактическая скорость по катку), которые транслируются пользователю через веб-интерфейс на ПК или смартфон.

5) Контроль условий испытаний: в ходе полевых экспериментов осуществлялся мониторинг метеоусловий. Для измерения текущей температуры воздуха и относительной влажности применялся цифровой термогигрометр ИВА-6Н-КП-Д (зав. № 20761). Атмосферное давление контролировалось по барометру-анероиду М-110 (зав. № 26).

3.2 Характеристика объекта исследования

Базовый трактор. Объектом исследования служит колесный трактор общего назначения «Беларус 82.1» производства ОАО «Минский тракторный завод» (тяговый класс 1,4) (рисунок 3.3), заводской № 08103650, двигатель Д-243 (без турбонаддува) мощностью 59,6 кВт.



Рисунок 3.3 – Внешний вид трактора «Беларус 82.1»

Основные технические характеристики базового трактора приведены в таблице 3.2.

Выбор трактора «Беларус 82.1» в качестве базы обусловлен его широкой распространенностью и типичностью для класса 1.4 – это самый массовый в России трактор данного тягового класса. Вместе с тем его ходовая часть на стандартных шинах оказывает удельное давление на грунт, превышающее агротехнически допустимое. В связи с чем, модернизация трактора Беларус 82.1 путем установки гусеничных модулей представляет большой практический интерес: по расчетам, переоборудование трактора в гусеничное исполнение приближает тяговые характеристики к тяговому классу 2.0, позволяя без приобретения нового трактора повысить тяговое усилие и снизить давление на почву.

Таблица 3.2. Основные технические характеристики трактора Беларус 82.1

Показатель	Значение
Длина, мм	3835
Ширина, мм	1970
Высота, мм	2780
База трактора, мм	2450
Дорожный просвет, мм	465
Колея по передним колесам, мм	1400-1600
Колея по задним колесам, мм	1800-2100
Наименьший радиус поворота, м	4,5
Размерность шин:	
а) передних колес	11.2-20
б) задних колес	15.5-38
Наружный диаметр (пер./зад.), мм	985/1570
Статический радиус (пер./зад.), мм	460/730
Двигатель	Д-243, без турбонаддува
Мощность двигателя, кВт	59,6
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	2200
Удельный расход топлива при эксплуатационной мощности, г/кВт*ч	235
Скорость движения:	
а) переднего хода (мин./макс.), км/ч	1,94/34,3
б) заднего хода (мин./макс.), км/ч	4,09/9,22
Масса трактора, кг	
а) конструкционная	3720±100
б) эксплуатационная максимальная	6500
Распределение эксплуатационной массы по мостам, кг	
а) на передний	1340
б) на задний	2660

Экспериментальные образцы (ТГМ) для трактора тягового класса 1,4 (рисунок 3.4). Модули изготовлены специально для данного исследования в рамках опытно-конструкторских работ (грант, договор № 4683ГС1/78275). Конструктивно каждый модуль представляет собой гусеничную ходовую тележку, устанавливаемую вместо штатного колеса трактора без доработки несущих узлов. В состав ТГМ входят: резиноармированная гусеница шириной 0,4 м, огибающая ведущую звездочку и направляющие колёса; опорные катки (объединённых в балансирные каретки с упругими элементами подвески); механизм натяжения гусеницы гидромеханического типа; а также ограничитель

переворота (стабилизатор тангенциальной устойчивости), крепящий модуль к корпусу моста трактора.



Рисунок 3.4 – Внешний вид съемного тягово-гусеничного модуля

3.3 Описание монтажа и пуск-наладки

Перед началом монтажа гусеничных модулей трактор был установлен в помещении мастерской на ровной площадке. Для удобства сборки и обеспечения безопасности были задействованы подъемные средства: заднюю часть трактора приподняли гаражным краном (талью) и зафиксировали на подпорах так, чтобы разгрузить колеса. Затем штатные задние колеса были демонтированы со ступиц ведущих редукторов. Операция проводилась с соблюдением техники безопасности, колесные гайки ослаблены заранее, трактор заторможен стояночным тормозом.

До установки модулей на трактор выполнена их предварительная стендовая сборка и проверка:

- собрана ведущая звездочка (рисунок 3.5 а), установлен фланец (рисунок 3.5 б), нанесены фиксирующие составы на резьбы, выполнена затяжка крепежа с протоколированием моментов.



a)

б)

Рисунок 3.5 – Внешний вид звездочки и фланца:

a) – Ведущая звездочка в сборе; *б)* – Фланец крепления в сборе с подшипником

- собраны и установлены оси опорных катков (рисунок 3.6 *a)*), смонтированы подшипниковые узлы (рисунок 3.6 *б)*), заложена смазка, проверены соосность и плавность вращения катков, установлены стопорные элементы, установлены пары катков, упругие элементы. Проверен свободный ход и отсутствие закусываний по всему диапазону качания.



a)

б)

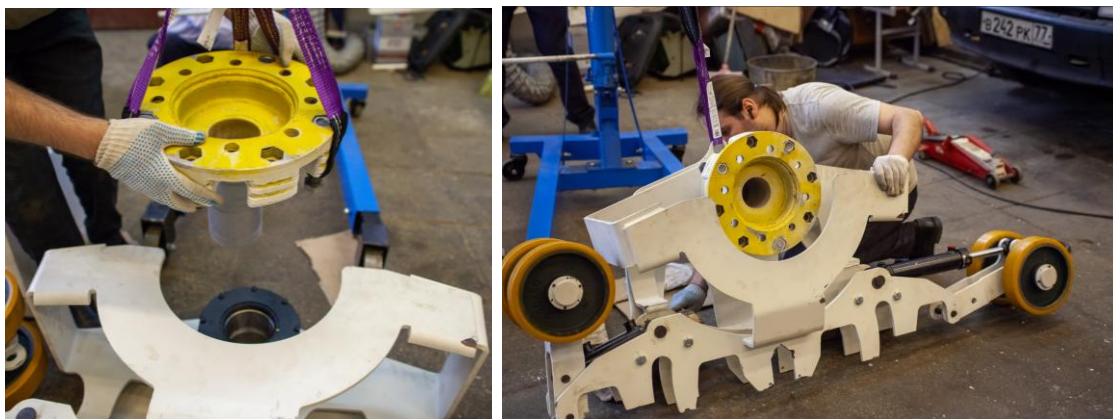
в)

Рисунок 3.6 – Процесс кареток ТГМ:

a) – Оси катков в сборе с корпусом каретки ; *б)* – Колесо в сборе с подшипником качения; *в)* – Каретка ТГМ

После снятия колес было произведена установка тяговых гусеничных модулей. Каждый модуль поднимали к месту установки с помощью гидравлического крана (рисунок 3.7 *б)*), а контроль массы модуля выполнялся крановыми весами ВСК-1000А перед монтажом. Совмещение модуля с трактором

осуществлялось через специальный ступичный адаптер (рисунок 3.7 *а*): фланец ведущей звездочки ТГМ совпадает по расположению отверстий с посадочным местом штатного колесного диска трактора. Модуль плавно надвигали на шпильки ступицы; после совмещения установочных штифтов адаптера с отверстиями на ступице модуль был придвинут вплотную к фланцу редуктора. Затем гайки крепления ступичного адаптера затянуты с требуемым моментом, надежно фиксируя ведущую звездочку (и весь модуль) на полуоси трактора.



а)

б)

Рисунок 3.7 – Процесс сборки рамы заднего тягово-гусеничного модуля:

а) – Процесс сборки ступицы с рамой ТГМ; *б)* – Общий вид ТГМ с установленной ступицей

Далее осуществлено крепление ограничителя переворота. Конструкцией предусмотрен рычаг, выходящая от рамы модуля к точке на корпусе заднего моста трактора (рисунок 3.8) Этот элемент был прикреплен к трактору с помощью болтов к заранее подготовленным отверстиям.



Рисунок 3.8 – Внешний вид заднего ограничителя переворота

Ограничитель переворота отрегулирован таким образом, чтобы при нормальной работе зазор между ним и точкой опоры на тракторе был минимальным, но без жёсткого пережатия – то есть модуль в штатном режиме свободно качается в небольших пределах, а при попытке проворота опирается на ограничитель, передавая ему нагрузку.

После механического крепления модулей произведена их пуск-наладка. В тракторе подсоединили гидравлические шланги от натяжных гидроцилиндров модулей к штатной гидросистеме. Плавной подачей рабочей жидкости гусеницам задали необходимое натяжение – до расчетного значения, обеспечивающего зацепление без пробуксовки и с учетом теплового расширения гусеницы при работе (рисунок 3.9). Давление в цилиндрах контролировалось по манометру, а величина провисающей ветви гусеницы – визуально и линейкой (сопоставлялась с нормативной). Одновременно проверили работу подвески катков: приподниманием трактора и опусканием наблюдали ход балансирных кареток и сжатие упругих элементов, убеждаясь, что подвеска функционирует и не заклинена.



а)

б)

Рисунок 3.9 – Внешний вид свободного и натянутого состояния резиноармированной гусеницы:

а) – Свободное состояние; *б)* – Натянутое состояние

На следующем шаге была проведена настройка и отладка измерительной системы на модуле. Магнитные энкодеры были закреплены: один – на валу ведущей звездочки, другой – на одном из опорных катков.

Беспроводные модули ESP-32 с батареями закрепили на раме модуля и в кабине трактора, после чего произвели их спаривание (создание сети) и синхронизацию. Через ноутбук и смартфон был открыт веб-интерфейс системы сбора данных, позволивший в реальном времени наблюдать показания датчиков (угловые и линейные скорости). В статическом положении энкодеры откалиброваны: условные нулевые точки соответствовали неподвижному состоянию.

После полной сборки и подключения всех систем трактор с гусеничными модулями прошел заключительный осмотр и обкатку на месте, пусконаладочные работы обеспечили готовность экспериментальной установки к полевым испытаниям.

3.4 Программа-методика испытаний по оценке функциональных качеств опытного образца ТГМ в составе трактора класса 1,4

Полевые (ходовые) испытания трактора с гусеничными модулями проводились на открытой испытательной площадке, расположенной на территории университета. В качестве полигона выбрана ровная асфальтированная площадка за учебными корпусами № 26 и №24 Института механики и энергетики имени В.П. Горячкина.

1) Чтобы обеспечить возможность кругового беспрепятственного движения с радиусом не менее 6 м. Испытательная площадка должна размещаться на относительно ровном участке асфальтового покрытия (отсутствие рытвин и выступов более 20 мм и с уклонами не более 1 % - рисунок 3.10, б).

Периметр площадки равен 70,2, что соответствует стороне квадрата длиной 17,5, достаточной для осуществления полного разворота по кругу.

2) Выбор места для проведения испытаний на подвижность, измерение скорости движения и работы на передачах осуществляется исходя из необходимости свободного проезда по прямой линии от начала движения до точки начала торможения – 120 м. При этом ширина пространства должна составлять минимум 4 метра для выполнения маневрирования. Испытательная площадка

должна размещаться на относительно ровном участке асфальтового покрытия (отсутствие рытвин и выступов более 20 мм и с уклонами не более 1 %).

При этом для проведения испытаний на скорость и движение на передаче, площадка допускает установку следующих контрольных отметок дистанции:

- начальная отметка (0 м) – место установки проекции центра переднего колеса перед началом движения;
- отметка начала измерения (20 м) – место прохождения проекции центра переднего колеса в процессе движения в момент начала измерения;
- отметка завершения измерения и начала торможения (120 м) – место прохождения проекции центра переднего колеса в процессе движения, после которого измерение прекращается и можно начинать торможение.

3) Проверка ходовых возможностей на малых скоростях.

На этом этапе трактор с установленными ТГМ выполнил пробные движения вперед и назад на первой передаче по ровному асфальту. Цель – убедиться в способности трактора трогаться с места и двигаться прямолинейно с гусеничным движителем, а также оценить плавность хода на малой скорости.

Испытание подтвердило работоспособность трансмиссии и отсутствие неконтролируемого увода трактора в сторону. Также измерено буксование при трогании: сравнив показания датчиков скорости.

4) Измерение минимального радиуса поворота с ТГМ.

Испытание проводилось следующим образом: трактор разогнался на второй передаче по кругу с полностью вывернутым рулем (максимальный угол поворота передних колес) – сначала вправо, затем влево. По отпечатку гусениц на покрытии и с помощью измерительной рулетки замерен диаметр описанной окружности, из которого вычислен радиус поворота. Минимальный радиус поворота внутреннего гусеничного модуля возрастает на 2,7 метра, что усложняет применение трактора с тяговыми гусеничными модулями в условиях ограниченного пространства.

5) Определение диапазона реальных поступательных скоростей.

На прямолинейном участке 120 м (контрольные отметки 0–20–120 м) трактор с ТГМ последовательно проходил заезды

Разгон выполнялся до устойчивого режима; среднюю реальную скорость на каждом заезде считали по времени прохождения участка 20–120 м, а также параллельно фиксировали мгновенную скорость по энкодеру опорного катка. На каждую передачу — не менее трёх повторов, в итог заносили среднее значение и разброс.

б) Сравнительная оценка тягового усилия трактора класса 1,4 со штатными колесами и с установленными тяговыми гусеничными модулями;

Для оценки тягового усилия – динамометр электронный растяжения ПетВес ДЭП/6-1Д-100Р-2 с измерительным блоком UNIGRAM WI-19, зав. № 085854, наибольший предел измерения 100 кН.

. Подсоединение колесного трактора к нагрузке за прицепную скобу заднего навесного устройства через датчик динамометра. Определение величины предельного тягового усилия до перехода в буксование на первой передаче (I диап., 1, пон). Регистрация показаний.

Подсоединение трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями к нагрузке за прицепную скобу заднего навесного устройства через датчик динамометра. Проверка достижения тягового усилия не менее 1,4 т (13,73 кН) для демонстрации диапазона изменения тягового усилия при установке тяговых гусеничных модулей на уровне колесного трактора.

3.5 Выводы по главе

Сформирована и реализована программа лабораторных и полевых испытаний, ориентированная на проверку работоспособности тяговых гусеничных модулей (ТГМ) для трактора класса 1,4 и сопоставление их влияния с базовым колесным исполнением.

Организационно обеспечены условия воспроизводимых измерений: подготовлены круговая площадка (для поворотных манёвров) и прямолинейный

участок 0–20–120 м (для скоростных замеров), монтаж и статические измерения выполнены в мастерской. Зафиксирован метеофон испытаний сертифицированными средствами (температура, влажность, давление).

Выполнен монтаж ТГМ на трактор «Беларус 82.1», проведена пусконаладка (натяжение гусениц, настройка датчиков, пробные перемещения); опытная установка подтверждена к полевым испытаниям. Проведены лабораторные измерения «до/после» установки ТГМ: габариты, колея и база, распределение массы по осям, минимальный радиус поворота – сформированы сопоставимые пары исходных и преобразованных параметров.

В полевых условиях реализован комплекс функциональных испытаний: трогание и движение на малых передачах, круговые и криволинейные манёвры, замеры реальных поступательных скоростей по передачам, тяговые пробы с регистрацией усилия.

Собран достаточный массив первичных данных (массогабаритные параметры, радиусы поворота, скоростные ряды, тяговые усилия, метеопараметры), обеспечивающий последующую количественную оценку влияния ТГМ на характеристики трактора

ГЛАВА 4 ОБРАБОТКА И ИНТЕРПРЕТАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

4.1 Результаты оценки функциональных и скоростных качеств

В рамках исследований были определены диапазоны реальных поступательных скоростей переоборудованной машины, определены основные функциональные свойства – тяговых гусеничных модулей, установленных на сельскохозяйственном тракторе класса 1,4, определены основные показатели работоспособность сельскохозяйственного трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями.

В качестве объектов сравнения использовались как традиционные эластичные пневматические колёса, так и тяговый гусеничный модуль, установленный на заднюю ось трактора МТЗ-82.1 вместо штатных шин.

Результаты подготовительных этапов выполнены без замечаний и приведены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Результаты определения внешних габаритных размеров трактора тягового класса 1,4 с установленными передними и задними колесами

Вид испытания	Значение, мм
Габаритная длина трактора по внешним диаметрам колес	3779
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки без учета заднего навесного устройства	3779
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки с учетом заднего навесного устройства	3994
Колея трактора по передним колесам	1610
Колея трактора по задним колесам	1608
Передний поперечный габарит по внешним границам передних колес	1957
Задний поперечный габарит по внешним границам задних колес	2026
Наибольший поперечный габарит по крайним точкам	2490

Определение массовых показателей трактора класса 1,4, приходящихся на передние и задние движители приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Определение массовых показателей трактора класса 1,4, приходящихся на передние и задние колеса

Тип двигателя	Передний мост, кг		Задний мост, кг	
	Правая полуось	Левая полуось	Правая полуось	Левая полуось
Колесный	595,33	652,74	1228,37	1271,52
Суммарная масса			3747,9 кг	

Результаты определения расстояний до точек крепления нижних рычагов заднего навесного устройства в нижнем и верхнем положениях приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Измерение расстояний до точек крепления нижних рычагов заднего навесного устройства в нижнем и верхнем положениях трактора класса 1,4 со штатной колесной ходовой системой

Тип двигателя	Крайнее нижнее положение, мм	Крайнее верхнее положение, мм
Колесный	78	875

Измерение значения минимального радиуса поворота трактора со штатными колесами приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Значения минимального радиуса поворота для трактора класса 1,4 со штатными колесами

Тип двигателя	Минимальный радиус поворота по внутреннему следу, м	Минимальный радиус поворота по внешнему следу, м	Минимальный радиус поворота по центру масс, м
Колесный	4,3	5,9	5,1

В процессе оснащения трактора тяговыми гусеничными модулями возникли сложности со сборкой подшипниковых узлов из-за необходимости запрессовки осей в неподготовленных условиях. Кроме того, обнаружен недостаток, заключающийся в необходимости установки гусеницы при снятых опорных катках и последующей их установкой при накинута гусенице. Результаты замеров массы собранных рам тяговых гусеничных модулей и отдельно гусениц приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Замер массово-габаритных показателей отдельных элементов конструкции ТГМ

Наименование элемента	Значение, кг	
	Правый модуль	Левый модуль
Рама переднего модуля	72,3	73,5
Резиноармированная гусеница переднего модуля 280x80x34	38,1	39,4
Суммарно:	110,4	112,9
Рама заднего модуля	392,5	389,7
Резиноармированная гусеница заднего модуля 450x86x56	246,8	248,2
Суммарно	639,3	637,9

Результаты определения массы трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями приведены в таблица 4.6.

Таблица 4.6 – Результаты определения внешних габаритных размеров трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями

Вид испытания	Значение, мм
Габаритная длина трактора по крайним перегибам ветвей гусениц	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки без учета заднего навесного устройства	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки с учетом заднего навесного устройства	4001
Колея трактора по средним линиям передних гусениц	1754
Колея трактора по средним линиям задних гусениц	1968
Передний поперечный габарит по внешним границам передних гусеничных модулей	2044
Задний поперечный габарит по внешним границам задних гусеничных модулей	2418
Наибольший поперечный габарит по крайним точкам	2490

Результаты определения внешних габаритных размеров трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями представлены в таблице 4.7.

Результаты определения массы трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями, измеряемой под тяговыми гусеничными модулями передней и задней оси представлены в таблице 4.8.

По определению возможности перемещения вперед-назад на малых передачах по ровному асфальтовому покрытию – трактор проехал своим ходом по 10 м вперед и назад и выехал на площадку для проведения последующих

испытаний. В процессе движения было отмечено некоторое подергивание переднего правого гусеничного модуля при перематывании гусеницы в процессе переключивания звеньев по ведущему колесу.

Таблица 4.7 – Определение массовых показателей трактора класса 1,4, приходящихся на передние и задние колеса

Тип двигателя	Передний мост, кг		Задний мост, кг	
	Правая полуось	Левая полуось	Правая полуось	Левая полуось
Штатный колесный	634,8	694,74	1693,40	1735,44
Суммарная масса				4758,4 кг

Таблица 4.8 – Измерение расстояний до точек крепления нижних рычагов заднего навесного устройства в нижнем и верхнем положениях для трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями

Тип двигателя	Крайнее нижнее положение, мм	Крайнее верхнее положение, мм
Тяговые гусеничные модули	86	902

Результат по проверке движения трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями по круговой траектории – измерение минимального радиуса поворота с ТГМ получен без нареканий и сведен в таблицу 4.9. Как и в случае с колесным трактором осуществлялась помощь повороту путем подтормаживания внутреннего гусеничного модуля.

Таблица 4.9 – Значения минимального радиуса поворота для трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями

Тип двигателя	Минимальный радиус поворота по внутреннему следу, м	Минимальный радиус поворота по внешнему следу, м	Минимальный радиус поворота по центру масс, м
ТГМ	6,8	8,6	7,8

Испытание по движению трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями по криволинейной траектории в направлении вперед - движение в повороте направо и затем в повороте налево по ровному асфальтовому

покрытию пройдено успешно. При этом следует отметить, что наблюдается стабильно вхождение в поворот никаких рывков рулевого колеса замечено не было.

По проведению испытания на движение трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями по криволинейной траектории в направлении вперед - движение в повороте направо и затем в повороте налево по ровному асфальтовому покрытию отмечается визуально заметное, осязаемое и значительное падение скорости движения по сравнению с трактором со штатными колесами. Результаты испытания приведены в таблице 4.10, где (А) – значения датчика на звездочке, (В) – значения датчика на дополнительном колесе. Частота вращения двигателя по тахометру поддерживалась на уровне 2200 мин⁻¹, а также на диаграмме скоростей движения трактора.

Таблица 4.10 – Замер скоростей движения трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями на всех передачах

Передача	Диапазон	максимум км/ч (А)	Среднее км/ч (А)	максимум км/ч (В)	Среднее км/ч (В)
1	Н	1,44	1,43	1,44	1,47
1	L	1,11	1,11	1,14	1,12
2	Н	2,47	2,47	2,47	1,50
2	L	1,84	1,83	1,90	1,88
3	Н	4,23	4,16	4,25	6,08
3	L	3,10	3,09	3,23	3,18
4	Н	5,62	5,55	5,58	5,52
4	L	3,85	3,81	3,95	3,91
5	Н	6,00	5,96	6,15	6,10
5	L	4,50	4,48	4,63	4,59
6	Н	7,19	7,15	7,26	6,62
6	L	5,29	5,26	5,45	5,41
7	Н	8,65	8,60	8,88	8,84
7	L	6,50	6,48	6,67	6,62
8	Н	10,48	10,30	10,70	10,58
8	L	7,99	7,94	8,07	7,92
9	Н	18,71	18,68	19,25	19,19
9	L	14,25	14,21	14,66	14,61

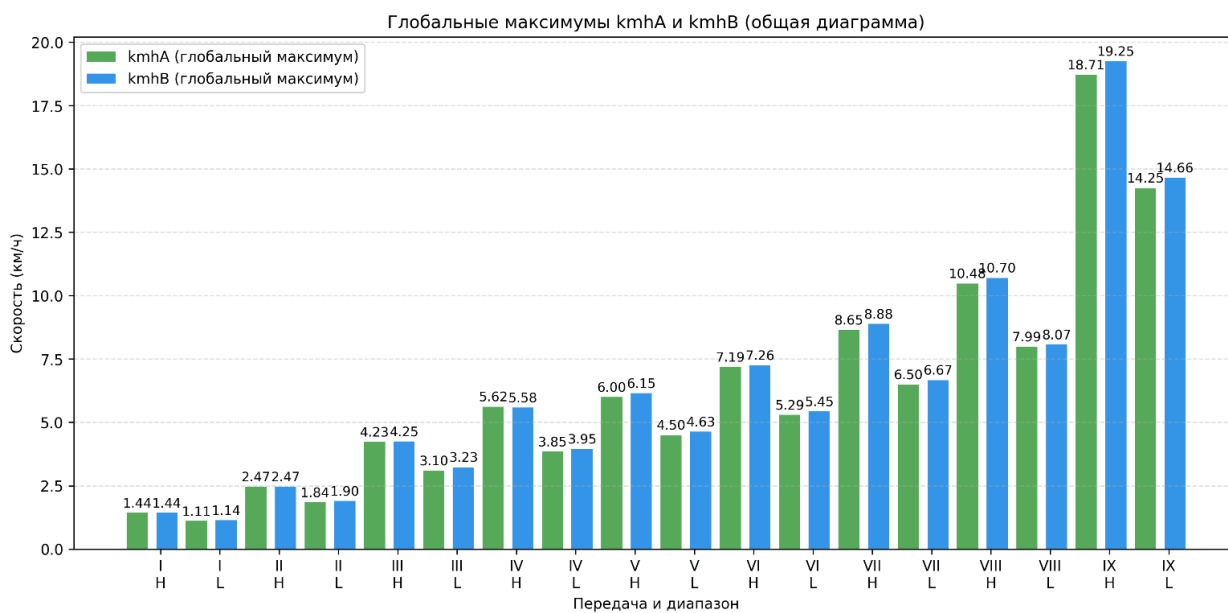


Рисунок 4.1 – Диаграмма скоростей движения трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями на всех передачах

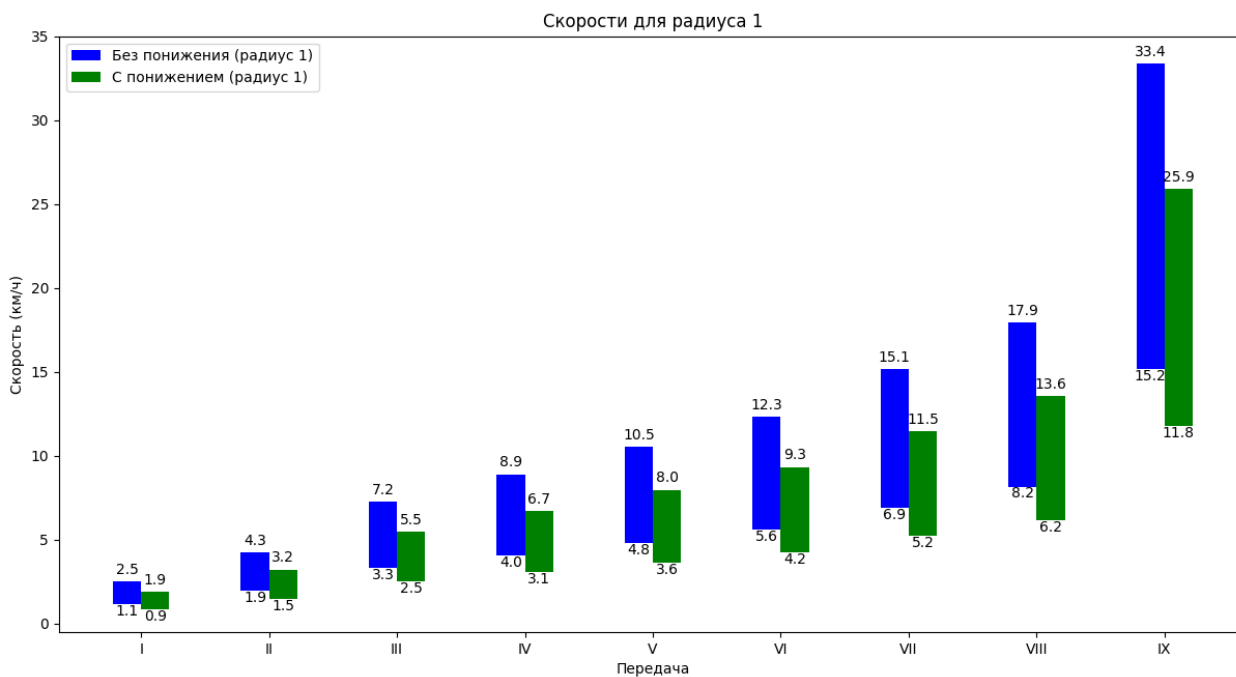


Рисунок 4.2 – Диаграмма теоретических скоростей движения трактора на штатных колесах

Установка тяговых гусеничных модулей снижает скорости на всех передачах примерно на 42–43% относительно колес.

Рабочий полевой диапазон при этом сохраняется, но смещается вниз: на колесах это примерно 4–9 км/ч (III/L–VI/H передачи), на гусеницах — около

3–8,6 км/ч (III/Н–VII/Н). В транспортных режимах максимальная скорость падает примерно на 42,3–44% (например, IX: ~33,4 против ~19,25 км/ч), из-за чего возрастут время перегонов и расход. Практически это означает, что гусеничные модули оправданы на рыхлых и влажных полях, на склонах и в тяговых работах.

4.2 Результаты оценки тягово-сцепных свойств

Испытания по измерению тягово-сцепных свойств выполнены в полном объеме. В качестве стоповой нагрузки был выбран трактор более высокого тягового класса Terrion АТМ 4200 производства ЗАО «Агротехмаш», зав. № 1040000012.

Было осуществлено 3 замера величины тягового усилия для колесного трактора. Схема подсоединения трактора и один из результатов измерения приведены на рисунке 4.3. Результаты замеров величины предельного тягового усилия представлены в таблице 4.11.

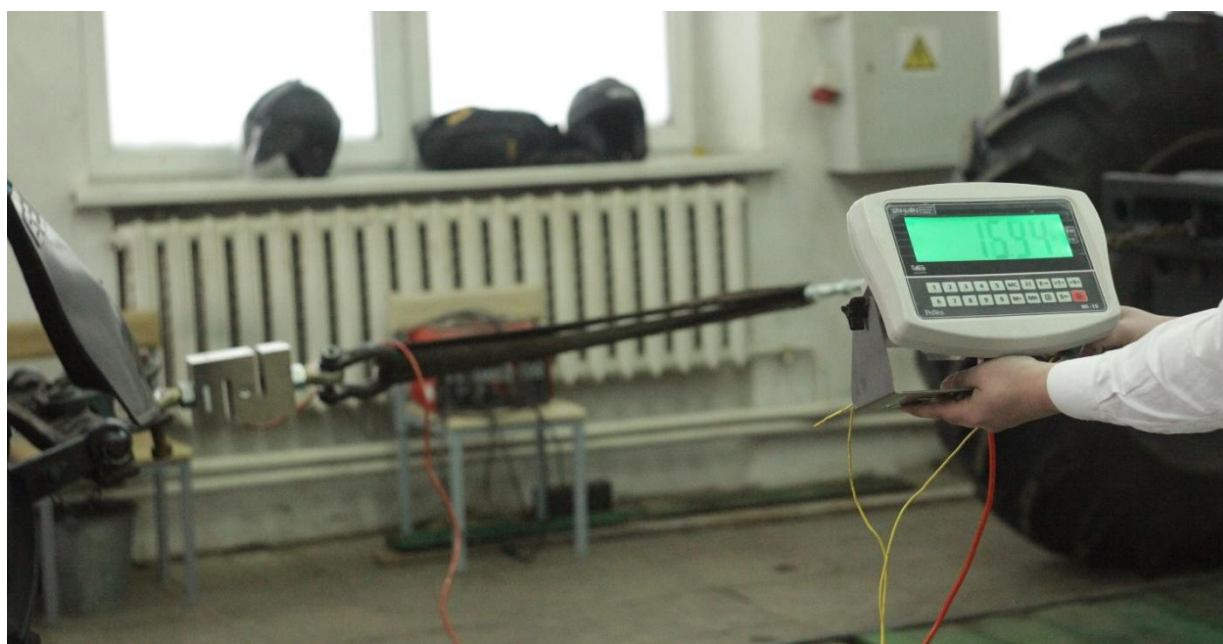


Рисунок 4.3 – Измерение тягового усилия колесного трактора

Таблица 4.11 – Замеренное предельное тяговое усилие трактора со штатными колесами

№ замера, п/п	Измеренная величина, кН (тс)
1	15,30 (1,559)
2	15,44 (1,574)
3	15,37 (1,567)
Среднее	15,37 (1,567)

Измерения по определению величины предельного тягового усилия до перехода в буксование на четвертой передаче. Регистрация показаний, вычисление прироста тягового усилия по сравнению с колесным трактором. осуществлено 3 замера величины тягового усилия для трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями. Один из результатов измерения приведен на рисунке 4.4. Результаты замеров величины предельного тягового усилия представлены в таблице 4.12.

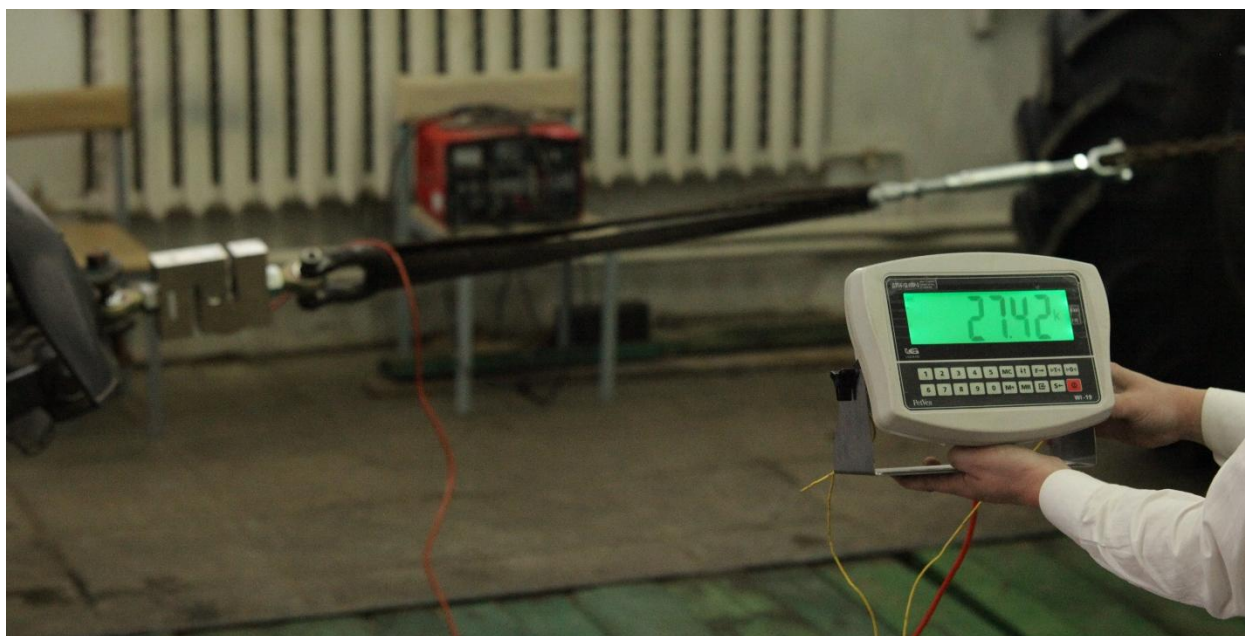


Рисунок 4.4 – Измерение тягового усилия трактора с тяговыми гусеничными модулями

Таблица 4.12 – Замеренное предельное тяговое усилие трактора с тяговыми гусеничными модулями

№ замера, п/п	Измеренная величина, кН (тс)
1	27,42 (2,795)
2	24,58 (2,505)
3	26,78 (2,729)
Среднее	26,26 (2,676)

Испытания по определению дополнительных скоростных качеств трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями проводились на пониженных частотах вращения вала двигателя в виду отсутствия предварительного проведения мероприятий по усилению конструкции тяговых гусеничных модулей с соблюдением необходимых мер безопасности, учитывающих появление возможных отказов.

Сравнительные данные сведены в таблицах 4.13-4.17.

Таблица 4.13 – Результат сравнения замеров внешних габаритных размеров трактора

Вид испытания	Значения, мм	
	Колесный движитель	Тяговые гусеничные модули
Габаритная длина трактора по внешним диаметрам колес / крайним перегибам ветвей гусениц	3779	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки без учета заднего навесного устройства	3779	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки с учетом заднего навесного устройства	3994	4001
Колея трактора по передним колесам / по средним линиям передних гусениц	1610	1754
Колея трактора по задним колесам / по средним линиям задних гусениц	1608	1968
Передний поперечный габарит по внешним границам передних колес / передних гусеничных модулей	1957	2044
Задний поперечный габарит по внешним границам задних колес / задних гусеничных модулей	2026	2418
Наибольший поперечный габарит по крайним точкам	2490	2490

Таблица 4.14 – Результат сравнения массовых показателей трактора

Тип двигателя	Передний мост, кг		Задний мост, кг	
	Правая полуось	Левая полуось	Правая полуось	Левая полуось
Штатные колеса	595,33	652,74	1228,37	1271,52
Тяговые гусеничные модули	634,8	694,74	1693,40	1735,44

Таблица 4.15 – Результат сравнения расстояний до точек рычагов заднего навесного устройства

Тип двигателя	Крайнее нижнее положение, мм	Крайнее верхнее положение, мм
Штатные колеса	78	875
Тяговые гусеничные модули	86	902

Таблица 4.16 – Результат сравнения показателей минимального радиуса поворота

Тип двигателя	Минимальный радиус поворота по внутреннему следу	Минимальный радиус поворота по внешнему следу	Минимальный радиус поворота по центру масс
Штатные колеса	4,3	5,9	5,1
Тяговые гусеничные модули	6,8	8,6	7,8

Таблица 4.17 – Результат сравнения средних значения предельных тяговых усилий трактора со штатными колесами и с установленными тяговыми гусеничными модулями

Величина среднего значения предельного тягового усилия, кН (тс)		
Трактор со штатными колесами	Трактор с тяговыми гусеничными модулями	Прирост тягового усилия Δ
15,37 (1,567)	26,26 (2,676)	10,89 (1,109)

Отмечены следующие негативные проявления в процессе работы:

При движении с рабочими скоростями движения выше 10 км/ч (2,8 м/с) отмечена повышенная вибрация правого заднего гусеничного модуля, вызванная, предположительно, нарушением геометрических параметров.

Отмечена недостаточная эластичность подвески, снижающая ее эффективность при работе.

4.3 Выводы по главе

Выполненная обработка экспериментальных данных подтвердила корректность расчётных предпосылок и компоновочных решений, заложенных в главе 2: фактические режимы нагружения и кинематика обвода соответствуют принятой расчётной схеме действующих сил для ТГМ и обеспечивают требуемую несущую способность узлов.

Установлено, что переоборудование трактора «Беларус 82.1» в гусеничный ход приводит к росту тягово-сцепных свойств на слабонесущих и влажных покрытиях при сохранении управляемости и устойчивости; отмеченный эффект соответствует ожидаемому снижению удельного давления на почву до агротехнически допустимых уровней для резиноармированных гусениц.

По результатам сопоставления до установки гусеничного модуля и после подтверждено, что изменения массогабаритных параметров и перераспределение нагрузок по осям находятся в пределах, учтённых при проектировании опорной поверхности (длины ветви и ширины гусениц), что гарантирует отсутствие конструктивных конфликтов и сохранение дорожного просвета.

Ходовые проверки на малых скоростях подтвердили устойчивое трогание и прямолинейность движения агрегата с ТГМ; по данным энкодеров при трогании зафиксировано снижение пробуксовки относительно колесного исполнения, что коррелирует с ростом реализуемого тягового усилия.

Сопоставление с результатами САЕ-проверки узлов (балансир, каретки, подвеска катков) показывает, что эксплуатационные напряжённо-деформированные состояния лежат в диапазоне, полученных в расчетах, а требуемые запасы прочности обеспечены; признаков перегрева, разбортовки или усталостных дефектов при серии испытаний не выявлено.

Манёвренность несколько ухудшается: минимальный радиус поворота внутреннего гусеничного модуля увеличен на 2,7 м, что следует учитывать при планировании технологических разворотов на ограниченных площадках.

5 ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТАННЫХ РЕШЕНИЙ

Цель расчета – получить итоговый годовой экономический эффект от применения ТГМ на тракторе класса 1,4 по сравнению с тем же трактором в колесном исполнении, а также определить срок окупаемости капитальных вложений в ТГМ в соответствии с требованиями ГОСТ 34393-2018.

В качестве примера для расчета выбрана технологическая операция, при которой проявляются различия по тягово-сцепным свойствам и воздействию на почву, предпосевная культивация.

Стоимость разработанных ТГМ (капитальные вложения) принимается в расчете:

$$K_{\text{ТГМ}} = 4,5 \cdot 10^6 \text{ руб.} \quad (5.1)$$

Испытания, приведенные в тексте диссертации, подтверждают, что установка ТГМ на трактор класса 1,4 существенно повышает реализуемое тяговое усилие: среднее максимальное тяговое усилие на крюке увеличилось с 15,37 кН (колесный ход) до 26,26 кН (с ТГМ), то есть на 10,89 кН (71%), что эквивалентно повышению тягового усилия трактора Беларус-82.1 примерно с 1,567 тс до 2,676 тс.

Ранее отмечено, что применение ТГМ позволяет уменьшить удельное давление на почву до 50-60 кПа, что является ключевым фактором снижения переуплотнения и связанных с ним потерь урожая.

5.1 Исходные данные для расчета экономической эффективности

Эксплуатационные показатели для выбранной операции:

Для предпосевной культивации принимается (за час сменного времени).

Базовый вариант (Белорус-82.1)

Производительность:

$$W_k = \frac{B \cdot V \cdot \eta}{10} \quad (5.2)$$

где B – рабочая ширина захвата агрегата, м, для колесного трактора принимаем культиватор универсальный КПМ-4, с шириной захвата $B = 4$ м, для полугусеничного хода принимаем культиватор для сплошной обработки почвы КПС-5,0, с шириной захвата $B = 5$ м; V – рабочая скорость движения трактора, для обоих вариантов принимаем $V = 6,6$; η – коэффициент использования времени и ширины захвата (учет разворотов, перекрытий, регулировок и т.п.), принимаем $\eta = 0,85$.

$$W_k = \frac{4 \cdot 6,6 \cdot 0,85}{10} = 2,244 \text{ га/ч}$$

$$W_r = \frac{5 \cdot 6,6 \cdot 0,85}{10} = 2,8 \text{ га/ч}$$

Часовой расход топлива рассчитывается по формуле:

$$G_{\text{ч}} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot \beta}{1000} \quad (5.3)$$

где g_e – удельный расход топлива, $g_e = 235$ г/(кВт·ч) (принимаем по таблице 3.2); N_e – мощность двигателя, 59,6 кВт (принимаем по таблице 3.2); β – коэффициент использования мощности двигателя, $\beta = 0,882$.

$$G_{\text{ч}} = \frac{235 \cdot 59,6 \cdot 0,882}{1000} = 12,35 \text{ кг/ч}$$

Удельный расход топлива на 1 гектар рассчитывается по формуле:

$$q = \frac{G_{\text{ч}}}{W} \quad (5.4)$$

$$q_k = \frac{12,35}{2,244} = 5,5 \text{ кг/га}$$

$$q_r = \frac{12,35}{2,8} = 4,4 \text{ кг/га}$$

Стоимость топлива:

Средняя цена дизельного топлива принята: $P_{\ell} = 77,33$ руб/л.

Плотность дизельного топлива ρ (для пересчета литров в массу) принимается как: $\rho = 0,84$ кг/л (840 кг/м³), что соответствует нормируемым значениям плотности по ГОСТ 305-82 «Топливо дизельное».

Тогда расчетная цена топлива в руб./кг:

$$P_m = \frac{P_{\ell}}{\rho} = \frac{77,33}{0,84} = 92,06 \text{ руб/кг} \quad (5.6)$$

Затраты на оплату труда:

Для сопоставимости и воспроизводимости принята среднемесячная начисленная оплата труда в сельском хозяйстве РФ за 2024 г.:

$$Z_{\text{мес}} = 63\,638 \text{ руб/мес.}$$

Переход к часовой ставке выполнен при условной норме 168 ч/мес (21 рабочий день по 8 ч):

$$C_{\text{час}} = \frac{63\,638}{168} = 378,80 \text{ руб/ч.}$$

Чтобы корректно учесть ТГМ в структуре прямых эксплуатационных затрат, необходимы ресурс и норма затрат на ремонт и ТО.

Для близких по конструкции гусеничных модулей приводится заявленный гарантийный ресурс узла не менее 6000 ч [103].

Норматив удельных отчислений на ТО и Р принимается по рекомендованным в ГОСТ значениям для гусеничных тракторов тягового класса 3 (как ближайшего аналога по конструкции узлов движителя): 1,26% от цены за каждые 100 ч работы.

5.2 Расчет годового экономического эффекта и срока окупаемости

Расчет проведен на условный годовой объем работ: $F = 1000$ га/год.

Расчет времени потраченного на обработку 1 гектара базовым трактором рассчитывается по формуле:

$$t_{\text{к}} = \frac{1}{W_{\text{к}}} \quad (5.7)$$
$$t_{\text{к}} = \frac{1}{2,244} = 0,4456 \text{ ч/га.}$$

Расчет времени потраченного на обработку 1 гектара трактором с ТГМ рассчитывается по формуле:

$$t_{\text{г}} = \frac{1}{W_{\text{г}}} \quad (5.8)$$
$$t_{\text{г}} = \frac{1}{2,8} = 0,3571 \text{ ч/га.}$$

Экономия времени рассчитывается как:

$$\Delta t = t_{\text{к}} - t_{\text{г}} \quad (5.9)$$
$$\Delta t = 0,0885 \text{ ч/га.}$$

Затраты на топливо рассчитываются по формуле:

$$C_{\text{топл}} = q \cdot P_m \quad (5.10)$$
$$C_{\text{топл,к}} = 5,5 \cdot 92,06 = 506,33 \text{ руб/га,}$$
$$C_{\text{топл,г}} = 4,4 \cdot 92,06 = 405,06 \text{ руб/га.}$$

Экономия на топливе рассчитывается как:

$$\Delta C_{\text{топл}} = C_{\text{топл,к}} - C_{\text{топл,г}} \quad (5.11)$$
$$\Delta C_{\text{топл}} = 101,27 \text{ руб/га.}$$

Затраты на оплату труда рассчитывается по формуле:

$$C_{\text{тр}} = t \cdot C_{\text{час}} \quad (5.12)$$

где t - время потраченное на обработку 1 гектара базовым трактором и трактором с задними ТГМ.

$$C_{\text{тр,к}} = 0,4456 \cdot 378,80 = 168,79 \text{ руб/га,}$$
$$C_{\text{тр,г}} = 0,3571 \cdot 378,80 = 135,27 \text{ руб/га.}$$

Экономия на оплате труда:

$$\Delta C_{\text{тр}} = C_{\text{тр,к}} - C_{\text{тр,г}} \quad (5.13)$$
$$\Delta C_{\text{тр}} = 33,52 \text{ руб/га.}$$

Итого прямой экономический эффект рассчитывается по формуле:

$$\Delta C_{\text{прям}} = \Delta C_{\text{топл}} + \Delta C_{\text{тр}} \quad (5.14)$$
$$\Delta C_{\text{прям}} = 134,79 \text{ руб/га}$$

Затраты на амортизационные отчисления и на ТО и Р ТГМ:

Стоимость ТГМ принимаем как $B_{\text{ТГМ}} = 4\,500\,000$, руб.

Тогда при ресурсе ТГМ в 4 000 ч, $R_{\text{ТГМ}} = 4\,000$, ч.

Амортизационные расходы на 1 час:

$$A_{\text{ч}} = \frac{B_{\text{ТГМ}}}{R_{\text{ТГМ}}} \quad (5.15)$$
$$A_{\text{ч}} = \frac{4\,500\,000}{4\,000} = 1125, \text{ руб/ч}$$

Ремонт и ТО на 1 час (1,26% от цены на 100 ч):

$$R_{\text{ч}} = \frac{0,0126 \cdot B_{\text{ТГМ}}}{100} \quad (5.16)$$

$$R_{\text{ч}} = \frac{0,0126 \cdot 4\,500\,000}{100} = 567 \text{ руб/ч}$$

Тогда стоимость содержания ТГМ на 1 га:

$$C_{\text{ТГМ/га}} = (A_{\text{ч}} + R_{\text{ч}}) \cdot t_{\text{г}} \quad (5.17)$$

$$C_{\text{ТГМ/га}} = (1125 + 567) \cdot 0,3571 = 604,21 \text{ руб/га.}$$

Если учитывать только топливо, заработную плату, амортизацию, ремонт ТГМ, то:

$$\Delta C_{\text{итог, без урожая}} = \Delta C_{\text{прям}} - C_{\text{ТГМ/га}} \quad (5.18)$$

$$\Delta C_{\text{итог, без урожая}} = 134,79 - 604,21 = -469,42 \text{ руб/га}$$

То есть без стоимостного учета предотвращенных потерь урожая прямые эксплуатационные затраты возрастают (экономического эффекта нет), однако, положительная эффективность достигается тогда, когда суммарная экономия по всем составляющим превышает затраты на владение новой техникой. Необходимо включить в совокупные затраты стоимости потерь продукции, обусловленных техногенным воздействием движителя на почву.

Для воспроизводимого расчета использованы зависимости: для колесных тракторов коэффициент увеличения плотности (в зависимости от числа проходов) выше, чем для гусеничных; при одном проходе разница в приращении плотности составляет $\approx 0,03 \text{ г/см}^3$ [102]; увеличение плотности на $0,1 \text{ г/см}^3$ снижает урожай зерновых в среднем на 5 ц/га [102].

Отсюда предотвращенный недобор урожая зерновых при снижении приращения плотности на $0,03 \text{ г/см}^3$:

$$\Delta Y = 5 \cdot \frac{0,03}{0,1} = 1,5 \text{ ц/га} = 0,15 \text{ т/га}$$

Цена производителей на пшеницу в РФ (сентябрь 2025 г.) – 12 680 руб./т [104].

Тогда предотвращенные потери в денежном эквиваленте:

$$C_{\text{урожай}} = \Delta Y \cdot P_{\text{пш}} \quad (5.19)$$

$$C_{\text{урожай}} = 0,15 \cdot 12\,680 = 1\,902 \text{ руб/га.}$$

Итоговый эффект на 1 га и на годовой объем работ

Итоговая годовая экономия совокупных затрат на 1 га рассчитывается по формуле:

$$E_{\text{га}} = C_{\text{урожай}} + \Delta C_{\text{прям}} - C_{\text{ТГМ/га}} \quad (5.20)$$

$$E_{\text{га}} = 1\,902 + 134,79 - 604,21 = 1\,432,58 \text{ руб./га.}$$

На годовой объем $F=1000$ га получим итоговую экономию затрат:

$$E_{\text{год}} = E_{\text{га}} \cdot F \quad (5.21)$$

$$E_{\text{год}} = 1\,432,58 \cdot 1000 = 1\,432\,580 \text{ руб./год.}$$

Срок окупаемости

Срок окупаемости рассчитывается по формуле:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{ТГМ}}}{E_{\text{год}}} \quad (5.22)$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{4\,500\,000}{1\,432\,580} \approx 3,14 \text{ года.}$$

Итого при годовом объеме 1000 га и при учете предотвращенного недобора урожая (через снижение переуплотнения) срок окупаемости составляет $\approx 3,14$ года.

Сводные данные результатов расчета представлены в таблице 5.1.

При стоимости съемных ТГМ 4,5 млн руб. итог расчета по ГОСТ 34393 – 2018 дает два результата:

1) Если учитывать только прямые эксплуатационные затраты (топливо + труд) и добавлять владение ТГМ (амортизация + ремонт), то для выбранной операции (предпосевная культивация) получается отрицательный эффект $-406,21$ руб./га. Срок окупаемости не определяется при отрицательном годовом эффекте.

2) Если включить в совокупные затраты стоимостную оценку потерь урожая, возникающих из-за переуплотнения почвы, то при предотвращаемом недоборе в $0,20$ т/га (2 ц/га) итоговый экономический эффект составляет 2306 тыс. руб./га, или 1,432 млн руб./год на 1000 га, и тогда срок окупаемости капитальных вложений в ТГМ составляет:

$$T_{\text{ок}} \approx 3,14 \text{ года.}$$

Таблица 5.1 – Данные расчетов экономической эффективности

Показатель	Колёсный вариант	ТГМ	Poluzzi TR1212, 4 модуля	Poluzzi TR1616, 4 модуля	Model Tractor Assist 5050	Soucy ST-600
Стоимость комплекта, млн.руб	0	4,5	5,62	6,15	3,94	9,51
Производительность W, га/ч	2,244	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8
Время на 1 га t, ч/га	0,4456	0,3571	0,3571	0,3571	0,3571	0,3571
Расход топлива q, кг/га	5,5	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
Топливо, руб/га	506	405	405	405	405	405
Затраты на оплату труда, руб/га	169	135	135	135	135	135
Аморт.+ремонт ТГМ, руб/га	0	604	755	827	530	1277
Предотвращенные потери урожая, руб/га	1902	0*	1902	1902	1902	1902
Итоговый эффект, руб/га	—	1433	1282	1210	1507	759
Итоговый эффект на 1000 га, руб/год	—	1432500	1282053	1209681	1506964	759426
Срок окупаемости, лет	—	3,14	4,38	5,09	2,62	12,53

* Потери урожая от переуплотнения в таблице показаны как «добавочная нагрузка» колесного варианта относительно ТГМ. Методически это эквивалентно учету разницы в совокупных затратах, допускаемому по ГОСТ 34393 – 2018.

В связи с чем, при стоимости ТГМ 4,5 млн руб. экономическая эффективность становится положительной и окупаемость достигается за счет предотвращения потерь урожая от переуплотнения.

5.3 Выводы по главе

В главе выполнен расчёт годового экономического эффекта от применения съёмных тяговых гусеничных модулей (ТГМ) на тракторе класса 1,4 (на

примере Беларус-82.1) и определен срок окупаемости капитальных вложений по ГОСТ 34393–2018.

Для расчета выбрана технологическая операция – предпосевная культивация. Как операция, где наиболее заметны различия по тягово-сцепным свойствам и воздействию на почву; расчёт выполнен на условный годовой объем работ 1000 га/год.

По результатам сопоставления эксплуатационных показателей установлено, что применение ТГМ дает рост производительности на 0,556 га/ч, снижает время на обработку 1 га на 0,0885 ч/га, и уменьшает расход топлива на 1,0 кг/га. Это формирует экономию порядка 86,08 руб./га.

Одновременно показано, что при учете владения ТГМ (амортизация + ТО и Р) прямой эффект становится отрицательным: затраты на содержание ТГМ составляют 406,21 руб./га (при ресурсе 4 000 ч), и итог по прямым статьям равен – 271,42 руб./га.

Положительная экономическая эффективность достигается при включении в совокупные затраты стоимостной оценки предотвращённых потерь урожая из-за переуплотнения. При предотвращаемом недоборе 0,15 т/га (1,5 ц/га) получен итоговый эффект 1432,58 тыс. руб./га, или 1,432 млн руб./год на 1000 га.

Для стоимости ТГМ 4,5 млн руб., срок окупаемости составил $\approx 3,14$ года. Следовательно, в принятой постановке задачи окупаемость обеспечивается за счёт предотвращения потерь урожая от переуплотнения, а не за счет экономии топлива или снижения затрат на ТО и Р.

Следует отметить, что переход от опытного образца к серийному производству ТГМ существенно уменьшит себестоимость их изготовления. Это соответственно приведёт к пропорциональному уменьшению срока окупаемости для конечного потребителя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе предложено решение актуальной научно-практической проблемы – снижение уплотняющего воздействия колёсного трактора класса 1,4 на почву при одновременном повышении его тягово-сцепных свойств за счёт создания тяговых гусеничных модулей с регулируемой геометрией обвода, регулируемой площадью контакта гусениц с опорной поверхностью.

По итогам диссертационного исследования были достигнуты следующие результаты:

1. Отмечено, что уплотнение почвы движителями колесных тракторов остается ключевой проблемой сельскохозяйственного производства, напрямую влияющей на репродуктивные свойства почвы и урожайность сельскохозяйственных культур. Проведен анализ способов и технических средств снижения уплотняющего воздействия тракторной техники на почву. Рассмотрены такие способы, как сдваивание и страивание колес, применение арочных шин, шин сверхнизкого давления, систем регулирования давления воздуха в шинах, полимерных армированных гусениц и пр. А также вопросы оптимизации передвижения тракторов, снижения количества проходов. Выявлено, что применение ТГМ позволяет снизить давление техники на почву до допустимых величин, что подтверждается зарубежным опытом.
2. Обоснована целесообразность применения ТГМ для трактора тягового класса 1,4. Они позволяют уменьшить удельное давление на почву до 50...60 кПа и повысить тягово-сцепные свойства при сопоставимых осевых нагрузках. Кроме того, повышение тягово-сцепных свойств позволяет перевести базовый трактор «Беларус-82.1» из тягового класса 1,4 в тяговый класс 2 и тем самым восполнить дефицит таких тракторов для отдельно взятого хозяйства без закупки новых тракторов.
3. Разработана конструкция опытного образца ТГМ для трактора тягового класса 1,4, включая общую компоновочную и кинематическую схемы ТГМ с

механизмом изменения площади контакта гусениц с опорной поверхностью; комбинированное гусеничное зацепление ведущего колеса с резиноармированной гусеницей с диапазоном начальных окружностей ведущих колес $D_{\text{зад}} = 834 \dots 932$ мм; систему микроподдрессоривания и виброизоляции с балансирами каретками и опорными катками, обеспечивающую копирование микрорельефа опорной поверхности и снижение пиковых нагрузок; гидрофицированную систему натяжения гусениц (амортизационно-натяжное устройство), входящий в состав системы регулирования площади контакта гусениц с опорной поверхностью, обеспечивающей изменение длины опорной ветви от 1,0 до 1,5 м; систему стабилизации тангенциальной устойчивости ТГМ – ограничители переворота. Разработаны электронные модели и силовая модель нагружения ТГМ; проведены расчеты напряженно-деформированного состояния конструкций ТГМ с обеспечением необходимых запасов прочности.

4. Осуществлена подготовка и проведение испытаний по оценке функциональных качеств опытного образца ТГМ в составе трактора класса 1,4. Сформирована и реализована программа и методика функциональных испытаний, ориентированная на проверку работоспособности ТГМ. Обеспечены условия воспроизводимых измерений. Выполнен монтаж ТГМ на трактор «Беларус 82.1». Реализован комплекс функциональных испытаний: трогание с места и движение на передачах, круговые и криволинейные манёвры, замеры реальных поступательных скоростей по передачам, преодоление тягового сопротивления.

5. Осуществлена оценка функциональных качеств опытного образца ТГМ по результатам испытаний. Получены экспериментальные подтверждения снижения буксования, роста реализуемого тягового усилия и перехода базовой машины в более высокий фактический тяговый класс по ГОСТ 27021-86. Для базового трактора «Беларус 82.1» зафиксировано увеличение тяги с 1,57 до 2,68 тс при росте площади пятна контакта с опорной поверхностью с 0,15 до 0,45 м².

6. Выполнена оценка экономической эффективности разработанных технических решений в соответствии с ГОСТ 34393-2018 «Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки». Экономическая эффективность от применения ТГМ в составе серийного колесного трактора достигается за счет снижения затрат от потерь урожая, связанных с переуплотнением почвы. При предотвращаемом недоборе 0,15 т/га получен итоговый экономический эффект в 1,43 млн руб./год на 1000 га. Для стоимости ТГМ в 4,5 млн руб. срок окупаемости составил около 3,14 года. При уменьшении себестоимости изготовления ТГМ при переходе к серийным образцам срок окупаемости также будет уменьшаться.

Таким образом, дополнительно показано, что применение ТГМ на серийном колесном тракторе позволяет обеспечить: переменный тяговый класс машины по сцеплению, повышенные тягово-сцепные свойства и навесоспособность – агрегатируемость с широким шлейфом сельскохозяйственных машин и орудий; снижение удельного давления движителей на почву до допустимых нормативов и ниже – возможность круглогодичной работы трактора в любых почвенно-климатических условиях и в целом снижение потерь урожая за счет щадящего воздействия на почву, растительный покров и корневую систему растений, а также снижения буксования и исключения срыва плодородного слоя почвы.

В дальнейшей работе предполагается продолжить исследования в части расширенных эксплуатационных испытаний ТГМ задней оси трактора с их доработкой и доводкой по результатам. Это необходимо для получения надежной конструкции, интересной с точки зрения серийного производства и обеспечения сельхозтоваропроизводителей страны.

Особый интерес для дальнейших исследований представляет автоматизация и роботизация регулировочных процессов ТГМ, что позволит перейти к созданию адаптивных ходовых систем, самостоятельно приспособляющихся к любым дорожным и почвенно-климатическим условиям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анализ технического уровня современных сельскохозяйственных тракторов тягового класса 1,4 / А. С. Дорохов, С. А. Давыдова, И. А. Старостин, В. Я. Гольдяпин // Техника и оборудование для села. – 2020. – № 12(282). – С. 8-13. – DOI 10.33267/2072-9642-2020-12-8-13. – EDN RHGZAS.
2. Богданов, К. А. Проектирование профиля зубьев ведущих колес цепочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин / К. А. Богданов, В. А. Крючков, Р. С. Федоткин // Будущее машиностроения России : Сборник докладов Десятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с международным участием), Москва, 25–28 сентября 2017 года. – Москва: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2017. – С. 487-490. – EDN UXXIFA.
3. Будущее тракторостроения в России / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы : Сборник статей 26-ой Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых, Москва, 12–13 мая 2022 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2022. – С. 15-21. – EDN МУЈЕКО.
4. Веселов Н.Б., Антонец В.А. Определение продольной жесткости упругих лент в движителях гусеничных машин // Торфяная промышленность. – 1980.
5. Влияние параметров ходовых систем колесных машин на изменение плотности почвы / И. Н. Шило, Н. Н. Романюк, И. С. Крук [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2021. – Т. 88, № 5. – С. 30-37. – DOI 10.31992/0321-4443-2021-5-30-37. – EDN RGTAOG.

6. Гидрофицированное амортизационно-натяжное устройство с автоматизированной системой управления для гусеничных ходовых систем тракторов / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко, К. А. Богданов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2018. – Т. 18, № 4. – С. 17-28. – DOI 10.14529/engin180402. – EDN YRJLZJ.

7. Городецкий К.И., Шарипов В.М., Каргальский А.А., Корольков Е.Ю. Тяговые характеристики тракторов с резиновыми гусеницами//Сборник материалов V Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2007. С. 49-51.

8. Дидманидзе, О. Н. Перспективы развития технического уровня отечественных тракторов / О. Н. Дидманидзе, А. С. Гузалов, Н. А. Большаков // Чтения академика В. Н. Болтинского : Сборник статей, Москва, 25–26 января 2022 года. Том Часть 1. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Сам Полиграфист", 2022. – С. 83-88. – EDN RDMBMI.

9. Зырянов А. П., Пятаев М. В., Кузнецов Н. А. Снижение воздействия колес трактора на почву // Вестник КрасГАУ. 2014. №4.

10. Испытания съемной гусеничной ходовой системы сельскохозяйственного трактора класса 0,9 / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Аграрный научный журнал. – 2025. – № 8. – С. 111-120. – DOI 10.28983/asj.y2025i8pp111-120. – EDN TXTUPH.

11. Исследование жесткости резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов при растяжении и изгибе / Р. С. Федоткин, В. Д. Бейненсон, В. А. Крючков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 12. – С. 9-14. – EDN VBFMDH.

12. Исследование причин и способов снижения буксования колес трактора / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, Д. М. Дудин, Н. И. Дегтярев // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2025. – № 1. – С. 12-17. – DOI 10.33920/sel-10-2501-02. – EDN VNSZWU.

13. К вопросу создания всесезонной экологически безопасной ходовой системы современного сельскохозяйственного гусеничного трактора / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко [и др.] // Адаптивно-ландшафтные системы земледелия - основа эффективного использования мелиорированных земель : Материалы Международной научно-практической конференции ФГБНУ ВНИИМЗ, Тверь, 27 сентября 2017 года / Федеральное агентство научных организаций; Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Всероссийский научно-исследовательский институт мелиорированных земель»; ответственные за выпуск: О.Н. Анциферова, Т.Н. Пантелеева. Том Книга 2. – Тверь: Тверской государственный университет, 2017. – С. 126-128. – EDN ХТМТТР.

14. Канделя М.В., Липкань А.В., Рябченко В.Н., Самуйло В.В. К обоснованию применения гусеничных машин в условиях дальнего востока // Дальневосточный аграрный вестник. 2018. № 2(46). С. 159-167.

15. Канделя, М.В. Повышение проходимости колесных уборочных машин и тракторов / М.В. Канделя // Сельский механизатор. - 2012. - № 7. - С. 6.

16. Карелина, М. Ю. Комплексный подход к повышению эффективности сельскохозяйственной техники в условиях реализации задачи достижения технологического суверенитета Российской Федерации / М. Ю. Карелина, О. Н. Дидманидзе, А. В. Бугаев // Известия Международной академии аграрного образования. – 2023. – № 67. – С. 55-60. – EDN RBJKUC.

17. Колмогоров, С. Г. К вопросу уплотнения переувлажненных глинистых грунтов / С. Г. Колмогоров, П. Л. Клемяционок, С. С. Колмогорова // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2022. – Т. 24, № 5. – С. 145-150. – DOI 10.31675/1607-1859-2022-24-5-145-150. – EDN PGFPEL.

18. Косенко, В. В. Расчетный анализ воздействия на почву трактора ХТЗ-150К-09 на штатных, сдвоенных и широкопрофильных шинах / В. В. Косенко // Автомобилестроение: проектирование, конструирование, расчет и тех-

нологии ремонта и производства : Материалы VI Всероссийской научно-практической конференции, Ижевск, 28–29 апреля 2022 года / Под редакцией Н.М. Филькина; Председатель оргкомитета Н. М. Филькин, Члены оргкомитета А. В. Щенятский, Р. С. Музафаров. – Ижевск: Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, 2022. – С. 101-106. – EDN UIVHMO.

19. Кравченко В. А., Кравченко Л. В., Меликов И. М. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СДВАИВАНИЯ КОЛЁС ТРАКТОРОВ ТЯГОВОГО КЛАССА 5 //Вестник аграрной науки Дона. – 2021. – №. 1 (53). – С. 4-12.

20. Крючков, В.А. К вопросу оптимизации трансмиссии колесных тракторов для установки съемных гусеничных ходовых систем / В.А. Крючков // Инновации в сельском хозяйстве. - 2018. - № 3 (28). - С. 364-374.

21. Кузьмин, В. А. Искусственная нейронная сеть для обоснования параметров ходовых систем тракторов / В. А. Кузьмин, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2017. – № 4. – С. 24-30. – DOI 10.22314/207375992017.4.2430. – EDN ZEHDF.

22. Кузьмин, В. А. Разработка имитационной модели для оценки эффективности виброзащиты системы подрессоривания колесного сельскохозяйственного трактора класса 4 / В. А. Кузьмин, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков // Инновации в сельском хозяйстве. – 2018. – № 2(27). – С. 340-347. – EDN YASXVB.

23. Купрюнин Д.Г. и др. Сравнение основных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. - 2013, №9.

24. Методика определения рациональных конструкционных параметров четырехвальных несоосных преселекторных коробок передач сельскохозяйственных тракторов / В. М. Шарипов, Б. Н. Нюнин, В. А. Крючков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 10. – С. 13-18. – EDN WWHVSJ.

25. Методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, В. Д. Бейненсон, В. Л. Парфенов // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – № 3. – С. 24-32. – EDN YTBGRH.

26. Ниткин А. А. Теоретические аспекты повышения эффективности эксплуатации колесных тракторов на основе изменения тягово-сцепных характеристик шины и установки спаренных колес на почвах с низкой несущей способностью //Аграрный научный журнал. – 2018. – №. 4. – С. 52-54.

27. Ниткин А. А., Коцарь Ю. А., Кочегарова О. С. Повышение эффективности эксплуатации сельскохозяйственных тракторов на сдвоенных шинах //Аграрный научный журнал. – 2021. – №. 3. – С. 78-81.

28. Обзор конструкций стабилизаторов тангенциальной устойчивости ТГМ сельскохозяйственных тракторов / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. А. Федоткина [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22–23 января 2025 года. – Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2025. – С. 362-372. – EDN DQWYHI.

29. Окунев Г. А., Кузнецов Н. А., Андрианов А. В. Техничко-экономические показатели использования трактора ХТЗ-150К-09 на одинарных и сдвоенных шинах //Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии. – 2013. – Т. 66. – С. 58-67.

30. Особенности воздействия на почву колесным движителем сельскохозяйственных тракторов / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22–23 января 2025 года. – Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2025. – С. 348-354. – EDN LWDZKI.

31. Особенности применения систем автоматизированного регулирования давления в шинах сельскохозяйственной техники переменной массы / Р. С. Федоткин, В. Н. Андреев, В. А. Крючков [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22–23 января 2025 года. – Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2025. – С. 341-347. – EDN OZPLXN.

32. Оценка возможности применения гибких филамеров для изготовления упруго-демпфирующих элементов системы поддрессирования и виброизоляции сельскохозяйственной техники / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, Д. М. Дудин, Н. И. Дегтярев // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2025. – № 2. – С. 25-30. – DOI 10.33920/sel-10-2502-04. – EDN TIDZFG.

33. Перспективы развития тракторостроения в России / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев, М. М. Прокофьев // Техника и оборудование для села. – 2023. – № 5(311). – С. 2-7. – DOI 10.33267/2072-9642-2023-5-2-7. – EDN UKRERY.

34. Перспективы развития тракторостроения в России / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев, М. М. Прокофьев // Техника и оборудование для села. – 2023. – № 5(311). – С. 2-7. – DOI 10.33267/2072-9642-2023-5-2-7. – EDN UKRERY.

35. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. - М.: Машиностроение, 1973.

36. Повышение проходимости сельскохозяйственных тракторов по грунтам с низкой несущей способностью / П. В. Потапов, М. В. Морсков, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 4(49). – С. 62-70. – DOI 10.35211/2500-0586-2024-4-49-62-70. – EDN DUSCAM.

37. Пути повышения срока службы резиноармированных гусениц / В. Д. Бейненсон, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Каучук и резина. – 2015. – № 6. – С. 28-31. – EDN VDUWLH.

38. Ревенко В. Ю. и др. Увеличение площади опорной поверхности ведущих колес трактора как способ повышения тягово-сцепных и агротехнических показателей // Мобильная и стационарная энергетика, сельскохозяйственный транспорт, использование топлива в растениеводстве. – 2003. – С. 12-22.

39. Ревенко В. Ю., Русанов А. В., Крюковская Н. С. Эксплуатационные исследования изменения тягово-энергетических показателей тракторов при

использовании сдвоенных шин // Агротехника и энергообеспечение. – 2019. – №. 4 (25). – С. 53-60.

40. Резиноармированные гусеницы сельскохозяйственных тракторов. Жесткость при растяжении и изгибе / Р. С. Федоткин, В. Д. Бейненсон, В. А. Крючков [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. – 2016. – № 2(28). – С. 32-38. – EDN WAXMOD.

41. Роботизированное транспортное средство с минимальным воздействием на окружающую среду / Р. С. Федоткин, Н. И. Дегтярев, К. С. Дмитриев, А. С. Овчаренко // Экология промышленного производства. – 2021. – № 4(116). – С. 59-63. – DOI 10.52190/2073-2589_2021_4_59. – EDN HYNHUS.

42. Селиванов, Н. И. Эффективность использования колесных тракторов в технологиях почвообработки / Н. И. Селиванов, Ю. Н. Макеева // Вестник КрасГАУ. – 2015. – № 6(105). – С. 49-57. – EDN UDTLWT.

43. Скоркин, А. С. Преимущества гусеничных тракторов / А. С. Скоркин, Н. М. Королева // Наука и Образование. – 2020. – Т. 3, № 4. – С. 94. – EDN DXSOZA.

44. Скоркин, А. С. Преимущества гусеничных тракторов / А. С. Скоркин, Н. М. Королева // Наука и Образование. – 2020. – Т. 3, № 4. – С. 94. – EDN DXSOZA.

45. Современная агроинженерия / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, М. Н. Ерохин [и др.]. – Москва : ООО «Мегаполис», 2022. – 413 с. – ISBN 978-5-6049928-2-1. – EDN RSFSFK.

46. Сравнение тяговых показателей и долговечности гусеничных двигателей сельскохозяйственных тракторов / Н. А. Щельцын, В. Д. Бейненсон, Р. С. Федоткин [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. – 2017. – № 4(34). – С. 81-88. – EDN VTBTYL.

47. Стабилизатор тангенциальной устойчивости для тракторов тягового класса 1,4 / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : Сборник статей научно-практической конференции, посвященный 90-летию Шарова Николая Михайловича,

Москва, 23–24 октября 2024 года. – Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2024. – С. 13-20.

48. Съемная гусеничная ходовая система ведущего моста сельскохозяйственного трактора класса 0,9 / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, Н. И. Дегтярев // Аграрный научный журнал. – 2023. – № 12. – С. 142-148. – DOI 10.28983/asj.y2023i12pp142-148. – EDN BZMQFV.

49. Толстов А.М., Юрцев Л.Н., Соколов С.Л., Веселов И.В. Исследование напряженно-деформированного состояния резиноармированных гусениц (РАГ) методом конечных элементов. Часть 2. Результаты исследования // Каучук и резина. - 2013. - №2. - С.38-42.

50. Тракторы. Конструкция / В. М. Шарипов [и др.]. - М.: Машиностроение, 2012. - 790 с.

51. Тракторы. Конструкция : учебник для студентов вузов (УМО) / В. М. Шарипов, Д. В. Апельинский, Л. Х. Арустамов [и др.] ; под общей редакцией В.М. Шарипова. – 2-е издание, исправленное и дополненное. – Москва : Научно-техническое издательство "Машиностроение", 2012. – 790 с. – EDN RFDSAB.

52. Трухачев, В. И. Развитие автотракторного машиностроения на современном этапе / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин // Чтения академика В. Н. Болтинского : Сборник статей, Москва, 17–18 января 2024 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет, ООО «Сам Полиграфист», 2024. – С. 32-42. – EDN YMCREG.

53. Унификация технологических процессов ремонта автомобильной техники / О. Н. Дидманидзе, Л. Л. Зиманов, В. И. Карагодин, А. А. Солнцев // Транспортное дело России. – 2024. – № 2. – С. 203-206. – EDN XLZCAУ.

54. Уточнение геометрических параметров зубьев ведущих колес цепочного зацепления с резиноармированными гусеницами ходовой системы трактора / Р. С. Федоткин, К. А. Богданов, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2018. – № 9. – С. 21-29. – EDN YAUVML.

55. Федосеев, Н. А. Обзор теоретических предпосылок к уплотнению грунта / Н. А. Федосеев, С. В. Алексеев, С. М. Шевченко // Инновационные транспортные системы и технологии. – 2024. – Т. 10, № 2. – С. 200-214. – DOI 10.17816/transsyst627482. – EDN CPJXTW.

56. Федоткин, Р. С. Выбор движителя для тракторов и комбайнов / Р. С. Федоткин // Сельский механизатор. – 2019. – № 4. – С. 2-3. – EDN YUYOJB.

57. Федоткин, Р. С. О выборе типа ходовой системы для сельскохозяйственных тракторов и комбайнов / Р. С. Федоткин // Научно-техническое обеспечение агропромышленного комплекса в реализации Государственной программы развития сельского хозяйства до 2020 года : Сборник статей по материалам международной научно-практической конференции, посвященной 75-летию Курганской ГСХА имени Т.С. Мальцева, Курган, 18–19 апреля 2019 года / Под общей редакцией С.Ф. Сухановой. – Курган: Курганская государственная сельскохозяйственная академия им. Т.С. Мальцева, 2019. – С. 357-363. – EDN ISSYWR.

58. Федоткин, Р. С. О создании конструкции амортизационно-натяжного устройства гидравлического типа с автоматизированной системой управления для гусеничных ходовых систем / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2019. – № 8(231). – С. 47-50. – EDN MMLSSO.

59. Федоткин, Р. С. Перспективы применения резиноармированных гусениц на транспортных и тяговых машинах различного назначения / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков // Будущее машиностроения России : Сборник докладов Восьмой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов, Москва, 23–26 сентября 2015 года. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2015. – С. 903-906. – EDN WEQUIJ.

60. Федоткин, Р. С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяй-

ственных тракторов : специальность 05.05.00 "Транспортное, горное и строительное машиностроение" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Федоткин Роман Сергеевич. – Москва, 2015. – 24 с. – EDN XGGZLN.

61. Федоткин, Р. С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов : специальность 05.05.00 "Транспортное, горное и строительное машиностроение" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Федоткин Роман Сергеевич. – Москва, 2015. – 204 с. – EDN XGGZLX.

62. Федоткин, Р. С. Трение и износ в ходовых системах тяговых и транспортных машин с резиноармированными гусеницами. Обзор проблем / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. А. Федоткина // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2020. – Т. 26, № 3. – С. 362-370. – DOI 10.33113/mkmk.ras.2020.26.03.362_370.05. – EDN GGAPMS.

63. Федоткин, Р. С. Уточненное исследование силовых и геометрических факторов в цевочном зацеплении ведущих колес с резиноармированными гусеницами / Р. С. Федоткин, К. А. Богданов // Инновации в сельском хозяйстве. – 2018. – № 3(28). – С. 530-540. – EDN YLTAEN.

64. Федоткин, Р. С. Экспериментальное исследование силовых и геометрических факторов в цевочном зацеплении ведущих колес с резиноармированными гусеницами сельскохозяйственного транспортно- технологического средства / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, К. А. Богданов // Чтения академика В.Н. Болтинского (115 лет со дня рождения) : Сборник статей семинара, Москва, 22–24 января 2019 года / Под редакцией М.Н. Ерохина. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Мегаполис", 2019. – С. 205-212. – EDN ZYMUIN.

65. Фейгин, Г. А. Способы определения пятна контакта автотракторной техники / Г. А. Фейгин, Д. М. Дудин // Научный форум: Экономика, управ-

ление и цифровые технологии в АПК-2024 : СБОРНИК ТРУДОВ, приуроченных к Международной научно-практической студенческой конференции, Москва, 20 ноября 2024 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет, 2024. – С. 332-337. – EDN TROXZX.

66. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.

67. Шарипов В.М., Дмитриева Л.А., Сергеев А.И., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Проектирование ходовых систем тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 82 с.

68. Щельцын, Н.А. Сравнение тяговых показателей и долговечности гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов / Н.А. Щельцын [и др.] // Известия МГТУ "МАМИ". - 2017. - № 4 (34). - С. 81-88.

69. Щитов С. В. и др. Использование многоосных энергетических средств класса 1, 4. – 2013.

70. Щитов С. В. и др. Повышение продольно-поперечной устойчивости и снижение техногенного воздействия на почву колесных мобильных энергетических средств // Благовещенск: Изд-во Дальневост. гос. аграр. ун-та. – 2020.

71. Экспериментальная проверка достоверности методики проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами / В. М. Шарипов, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. – 2017. – № 3(33). – С. 76-81. – EDN ZMJKNZ.

72. Экспериментальное исследование сравнительных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов / Д. Г. Купрюнин, Н. А. Щельцын, В. Д. Бейненсон [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. – 2016. – № 3(29). – С. 16-24. – EDN WMNEXP.

73. Энергоэффективность и ресурсосбережение автотракторной техники / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев, Н. А. Большаков // Известия Международной академии аграрного образования. – 2023. – № 67. – С. 38-43. – EDN YVFPZL.

74. Soil structure response to field traffic: Effects of traction and repeated wheeling / L. ten Damme, P. Schjønning, L. J. Munkholm, O. Green, S. K. Nielsen, M. Lamandé. *Soil & Tillage Research*. 2021;(213):105128.

75. Akker J. J. H., Schjønning P. Subsoil compaction and ways to prevent it // *Managing soil quality: Challenges in modern agriculture*. – Wallingford UK : CABI Publishing, 2004. – C. 163-184.

76. Antille D. L., Bennett J. M. L., Jensen T. A. Soil compaction and controlled traffic considerations in Australian cotton-farming systems // *Crop and Pasture Science*. – 2016. – T. 67. – №. 1. – C. 1-28.

77. Chamen W. C. T. The effects of low and controlled traffic systems on soil physical properties, yields and the profitability of cereal crops on a range of soil types. – 2011.

78. Construction of modern wide, low-inflation pressure tires per se does not affect soil stress. [L. ten Damme, M. Stettler, F. Pinet, P. Vervaet, T. Keller, L. J. Munkholm, M. Lamandé. *Soil & Tillage Research*. 2020;(204):104708].

79. Dwyer M. J., Okello J. A., Scarlett A. J. A theoretical and experimental investigation of rubber tracks for agriculture. *Journal of Terramechanics*. 1993;30(4):285-298.

80. Gasso V. et al. Controlled traffic farming: A review of the environmental impacts // *European Journal of Agronomy*. – 2013. – T. 48. – C. 66-73.

81. Greve M. H. et al. Driver-Pressure-State-Impact-Response (DPSIR) Analysis and Risk Assessment for Soil Compaction: A European Perspective // *Advances in Agronomy*. – 2015. – T. 133. – C. 183.

82. Hamza M. A., Anderson W. K. Soil compaction in cropping systems: A review of the nature, causes and possible solutions // *Soil and tillage research*. – 2005. – T. 82. – №. 2. – C. 121-145.

83. Harris B. J. Increased deflection agricultural radial tires following the tire and rim association IF, VF, and IF/CFO load and inflation standards. – 2017.

84. Hemmat A. et al. Relationships between rut depth and soil mechanical properties in a calcareous soil with unstable structure //biosystems engineering. – 2014. – T. 118. – C. 147-155.
85. Horn R., Vossbrink J., Becker S. Modern forestry vehicles and their impacts on soil physical properties //Soil and Tillage Research. – 2004. – T. 79. – №. 2. – C. 207-219.
86. Juselius T. Investigation of the energy efficiency and environmental impact of central tire inflation systems for commercial vehicles focusing on agriculture and forestry. – 2020.
87. Karaçay O., Kılıç S. The Effects of Agricultural Tire Technologies on Soil Compaction, Traction Performance and Agricultural Productivity //Scientific Journal of Mehmet Akif Ersoy University.-2024- – T. 7. – №. 2. – C. 64-80.
88. Keller T. et al. Soil compaction due to agricultural field traffic: An overview of current knowledge and techniques for compaction quantification and mapping //Advances in understanding soil degradation. – 2021. – C. 287-312.
89. Keller T., Arvidsson J. A model for prediction of vertical stress distribution near the soil surface below rubber-tracked undercarriage systems fitted on agricultural vehicles. Soil & Tillage Research. 2016;(155):116-123.
90. Keller T., Trautner A., Arvidsson J. Stress distribution and soil displacement under a rubber-tracked and a wheeled tractor during ploughing, both on-land and within furrows. Soil & Tillage Research. 2002;(68):39-47.
91. Lamande M., Greve M. H., Schjonning P. Risk assessment of soil compaction in Europe - Rubber tracks or wheels on machinery. Catena. 2018;(167):353-362.
92. Mohapatra D., Parashar S. Review on self-inflation tire system //Materials Today: Proceedings. – 2023. – T. 81. – C. 346-349.
93. Performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks / G. Molari, L. Bellentani, A. Guarnieri, M. Walker, E. Sedoni. Biosystems Engineering. 2012;111(1):57-63.

94. Rubber track systems for conventional tractors - Effects on soil compaction and traction / J. Arvidsson, H. Westlin, T. Keller, M. Gillberg. *Soil & Tillage Research*. 2011;(117):103-109.
95. Thomas Keller, Johan Arvidsson. A model for prediction of vertical stress distribution near the soil surface below rubber-tracked undercarriage systems fitted on agricultural vehicles // *Soil and Tillage Research*. - 2016. - Vol.155. - Pp.116-123.
96. Tigges M. Central Tire Inflation Systems for Agricultural Vehicles. – American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2015. – C. 1-13.
97. Transmission of vertical soil stress under agricultural tyres: Comparing measurements with simulations / T. Keller, M Berli., S.Ruiz, M. Lamandé, J. Arvidsson, P. Schjønning, A. P. S. Selvadurai. *Soil & Tillage Research*. 2014;(140):106-117.
98. Van Tonder J. D., Venter M. P., Venter G. A new method for improving inverse finite element method material characterization for the Mooney–Rivlin material model through constrained optimization // *Mathematical and Computational Applications*. – 2023. – T. 28. – №. 4. – C. 78.
99. Ways of improving the service life of rubber-reinforced tracks / V. D. Beininson, R. S. Fedotkin, V. A. Kryuchkov [et al.] // *International Polymer Science and Technology*. – 2016. – Vol. 43, No. 5. – P. 28-31. – DOI 10.1177/0307174x1604300506. – EDN XFLXEX.
100. Macák M., Galambošová J., Kumhála F., Barát M., Kroulík M., Šinka K., Novák P., Rataj V., Misiewicz P. A. Reduction in Water Erosion and Soil Loss on Steep Land Managed by Controlled Traffic Farming // *Land*. 2023. Vol. 12, № 1. Art. 239. DOI: 10.3390/land12010239.
101. Braunack M. V., McPhee J. E., Reid D. J. Controlled traffic to increase productivity of irrigated row crops in the semi-arid tropics // *Australian Journal of Experimental Agriculture*. – 1995. – T. 35. – №. 4. – C. 503-513.

102. Погодин, Н. Н. влияние уплотнения почвы на урожайность сельскохозяйственных культур / Н. Н. Погодин, В. В. Кучко // Агропанорама. – 2008. – № 4(68). – С. 28-31. – EDN FZDVPU.

103. Ходовая система гусеничного трактора / Е.С. Наумов, В.Ф. Платонов, В.М. Шарипов, Ю.С. Щетинин, И.М. Эглит. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 64 с.

104. Евразийская экономическая комиссия. О ценах производителей сельскохозяйственной продукции в государствах – членах Евразийского экономического союза : экспресс-информация. – [б. м.] : [б. и.], 2025. – 3 с.

Приложение 1

Изготовление основных несущих элементов конструкции, требующих сварки и токарной обработки было осуществлено в заводских условиях с применением технологий лазерного раскроя листового металла, гибки, сварки, токарной и слесарной обработки. Отдельные изготовленные детали приведены ниже



Детали несущих частей рамы ТГМ



Зубчатые венцы ведущих колес и заготовки под них



Фрагменты рамных конструкций и заготовка оси



Обоймы кареток



Заготовки для изготовления элементов кареток и валов



Проушины крепления цилиндров



Пальцы крепления гидроцилиндров и подвижных элементов



Проушины крепления шарниров механизма натяжения



Дистанционные, упорные и проставочные втулки



Специально изготавливаемые шайбы



Детали крепления элементов гидроарматуры



ЗОЛОТАЯ ОСЕНЬ 2023

XXV РОССИЙСКАЯ АГРОПРОМЫШЛЕННАЯ ВЫСТАВКА

ДИПЛОМ

НАГРАЖДАЕТСЯ
ЗОЛОТОЙ МЕДАЛЬЮ

РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева

За технологии и технические средства повышения тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной техники для актуализации образовательного процесса подготовки и выпуска специалистов по рабочей профессии тракторист-машинист сельскохозяйственного производства

МИНИСТР СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Д.Н. ПАТРУШЕВ

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФГБОУ ВО РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ – МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА**

**XXV РОССИЙСКАЯ АГРОПРОМЫШЛЕННАЯ ВЫСТАВКА
«ЗОЛОТАЯ ОСЕНЬ - 2023»**

КОНКУРС

**«За освоение современных методов деятельности в области
технического состояния и эксплуатации самоходных машин и
других видов техники»**

НОМИНАЦИЯ

**«Оборудование, приборы и технологии для осуществления
функций органов Гостехнадзора»**

ТЕМА:

**«Технологии и технические средства повышения тягово-
сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной техники»**

Авторы:

Академик РАН, доктор сельскохозяйственных наук, доктор экономических наук, профессор В.И. Трухачев,
академик РАН, доктор технических наук, профессор О.Н. Дидманидзе,
генеральный директор АО «Росагролизинг» П.Н. Косов,
кандидат технических наук Р.С. Федоткин,
кандидат технических наук В.А. Крючков,
аспирант Н.И. Дегтярев,
аспирант Д.М. Дудин

**Проректор по науке и
инновационному развитию,
д.т.н., доц.**

А.В. Журавлев

Академик РАН, д.т.н., проф.

О.Н. Дидманидзе

Москва – 2023



ЗОЛОТАЯ ОСЕНЬ 2025

XXVII РОССИЙСКАЯ АГРОПРОМЫШЛЕННАЯ ВЫСТАВКА



ДИПЛОМ

НАГРАЖДАЕТСЯ
БРОНЗОВОЙ МЕДАЛЬЮ

ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева

*За разработку гусеничных модулей для круглогодичной работы трактора
в любых почвенно-климатических условиях*

ЗАМЕСТИТЕЛЬ МИНИСТРА СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

О.А. ГАТАГОВА

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА**

**XXVII РОССИЙСКАЯ АГРОПРОМЫШЛЕННАЯ ВЫСТАВКА
«ЗОЛОТАЯ ОСЕНЬ – 2025»**

КОНКУРС

**«СОЗДАНИЕ И ПРОИЗВОДСТВО ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ СЕЛЬ-
СКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ И ВНЕДРЕНИЕ ЦИФРОВЫХ
ТЕХНОЛОГИЙ»**

НОМИНАЦИЯ

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

ТЕМА:

**КОЛЕСНЫЙ ТРАКТОР С ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ ГУСЕНИЧ-
НЫМИ МОДУЛЯМИ ДЛЯ КРУГЛОГОДИЧНОЙ РАБОТЫ В
ЛЮБЫХ ПОЧВЕННО-КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ**

Авторы:

Дидманидзе Отари Назирович, заведующий каф. тракторов и автомобилей, академик РАН,
д.т.н., профессор;

Федоткин Роман Сергеевич, доцент каф. тракторов и автомобилей, к.т.н.;

Крючков Виталий Алексеевич, доцент каф. тракторов и автомобилей, к.т.н.;

Арженовский Алексей Григорьевич, профессор каф. эксплуатации машинно-тракторного
парка, д.т.н., профессор;

Дегтярев Никита Иванович, ассистент каф. тракторов и автомобилей;

Дудин Даниил Максимович, ассистент каф. тракторов и автомобилей;

Федоткина Анна Андреевна, ведущий инженер ФГБНУ ФНАЦ ВИМ;

Бредихин Сергей Алексеевич, профессор каф. процессов и аппаратов перерабатывающих
производств, д.т.н., профессор;

Титова Елена Владимировна, студент по направлению подготовки «Агроинженерия»;

Кузнецов Михаил Алексеевич, магистрант по направлению подготовки «Эксплуатация
транспортно-технологических машин и комплексов».

**Проректор по научной работе,
д.б.н., профессор**



М.И. Селионова

Москва – 2025

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) **RU** (11) **2 835 909** (13) **C1**

(51) МПК
B62D 55/08 (2006.01)
B62D 55/084 (2006.01)
B62D 55/104 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
B62D 55/08 (2024.08); B62D 55/084 (2024.08); B62D 55/104 (2024.08)

(21)(22) Заявка: 2023129794, 16.11.2023

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
16.11.2023

Дата регистрации:
05.03.2025

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 16.11.2023

(45) Опубликовано: 05.03.2025 Бюл. № 7

Адрес для переписки:

143986, Московская обл., г. Балашиха,
ул.Калинина (Савино мкр.), 10, кв.43,
ФЕДОТКИН РОМАН СЕРГЕЕВИЧ

(72) Автор(ы):

**Дидманидзе Отари Назирович (RU),
Федоткин Роман Сергеевич (RU),
Крючков Виталий Алексеевич (RU),
Дегтярев Никита Иванович (RU)**

(73) Патентообладатель(и):

**ООО "Технологии внедорожного движения"
(RU)**

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: CN 202529053 U, 14.11.2012. RU
2773146 C1, 31.05.2022. US 3447620 A1,
03.06.1969. CN 104691634 A, 10.06.2015.

(54) Тяговый гусеничный модуль с изменяемой площадью контакта для колесного трактора

(57) Реферат:

Изобретение относится к ходовым системам тракторов и техническим средствам повышения их тягово-сцепных свойств. Тяговый гусеничный модуль содержит ведущее колесо, раму катков, по краям которой шарнирно закрепляются кривошипные с направляющими колесами с возможностью их подъема и опускания, бесконечную эластичную гусеницу, систему

поддрессирования, опорные катки, направляющие колеса, механизм натяжения гусеницы, механизм изменения площади контакта гусеницы с опорной поверхностью, стабилизатор тангенциальной устойчивости. Достигается снижение уплотняющего воздействия на почву и расширение функциональных качеств тракторов. 11 ил.

RU 2 835 909 C 1

RU 2 835 909 C 1

**Общество с ограниченной ответственностью
«ТЕХНОЛОГИИ ВНЕДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ»
(ООО «ТЕХНОДВИЖ»)**

140153, Россия, Московская обл., Раменский р-н, п. Спартак, Инновационная ул., д. 12
ИНН 5040180214 КПП 504001001 ОГРН 1225000079160
тел.: +7 (962) 926-21-22, e-mail: dvizhmash@mail.ru

А К Т

о внедрении результатов диссертационного исследования
в процесс научных исследований и разработок компании

Настоящим актом подтверждается, что результаты научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы, проведенной в рамках диссертационного исследования аспиранта, ассистента кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева» **Дегтярева Никиты Ивановича** на тему «Обоснование параметров и режимов работы тяговых гусеничных модулей для колесного сельскохозяйственного трактора класса 1,4», внедрены и используются в научно-исследовательской и опытно-конструкторской работе компании ООО «Технологии внедорожного движения» в части создания новых конструкций тяговых гусеничных модулей и ходовых систем самоходной техники, а также реализованы при разработке конструкции, изготовлении и проведении испытаний тяговых гусеничных модулей для колесного сельскохозяйственного трактора класса 1,4 «Беларус-82.1»

Главный конструктор,
кандидат технических наук



В.А. Крючков

Приложение 3

Рабочий код программы по автоматическому профилированию контура
зуба ведущего колеса

```
import math
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
import ezdxf

EPSILON = 1e-12

def calculate_all_parameters(V_i, n_Mp, t_Bk, theta, r_c0, R_Gamma_1):
    if n_Mp < EPSILON or t_Bk < EPSILON:
        raise ValueError("n_Mp и t_Bk должны быть положительными.")
    if V_i < EPSILON:
        raise ValueError("V_i должен быть положительным.")
    if r_c0 < 0:
        raise ValueError("r_c0 не может быть отрицательным.")
    if R_Gamma_1 < r_c0:
        raise ValueError("R_Gamma_1 не может быть меньше r_c0.")

    z_Bk = V_i / (0.06 * n_Mp * t_Bk)
    if z_Bk < EPSILON:
        raise ValueError("z_Bk слишком мал.")

    alpha = 360 / z_Bk
    phi = theta + alpha / 2
    alpha_rad = math.radians(alpha)
    phi_rad = math.radians(phi)

    sin_alpha_half = math.sin(alpha_rad / 2)
    if abs(sin_alpha_half) < EPSILON:
        raise ValueError("sin(alpha/2) слишком мал.")

    # Теперь R_0 выражаем через R_Gamma_1 и r_c0
    R_0 = R_Gamma_1 - r_c0
```

```

R_BPi_1 = R_0 - r_c0
R_BPi_2 = math.sqrt(R_0 ** 2 - (t_Bk ** 2) / 4) - r_c0
R_BPi_3 = (R_BPi_1 + R_BPi_2) / 2

if R_BPi_3 < 0:
    raise ValueError("R_BPi_3 не может быть отрицательным.")

try:
    cot_phi = 1 / math.tan(phi_rad)
except ZeroDivisionError:
    raise ValueError("φ близок к 90°, cot(φ) не существует.")
R_BC_Pi = R_0 * cot_phi

sin_phi = math.sin(phi_rad)
if abs(sin_phi) < EPSILON:
    raise ValueError("sin(φ) слишком мал.")
R_k0 = R_0 / sin_phi

R_Pi = R_k0 - r_c0
if R_Pi < 0:
    raise ValueError("R_Pi не может быть отрицательным.")

# R_Gamma_1 теперь входной параметр, не вычисляем
# R_Gamma_1 = R_0 + r_c0

# Возвращаем все параметры, которые нужны
return {
    "z_Bk": z_Bk,
    "alpha": alpha,
    "phi": phi,
    "R_0": R_0,
    "R_BPi_1": R_BPi_1,
    "R_BPi_2": R_BPi_2,
    "R_BPi_3": R_BPi_3,

```

```

    "R_BC_Pi": R_BC_Pi,
    "R_k0": R_k0,
    "R_Pi": R_Pi,
    "R_Gamma_1": R_Gamma_1
}
def find_circle_intersections(x1, y1, r1, x2, y2, r2):
    d = np.hypot(x2 - x1, y2 - y1)
    if d > r1 + r2 or d < abs(r1 - r2) or d < EPSILON:
        return []
    a = (r1 ** 2 - r2 ** 2 + d ** 2) / (2 * d)
    h_sq = r1 ** 2 - a ** 2
    if h_sq < 0:
        return []
    h = np.sqrt(h_sq)
    xm = x1 + a * (x2 - x1) / d
    ym = y1 + a * (y2 - y1) / d
    rx = -(y2 - y1) * (h / d)
    ry = (x2 - x1) * (h / d)
    return [(xm + rx, ym + ry), (xm - rx, ym - ry)]

def remove_duplicates(points, epsilon=1e-6):
    unique = []
    for point in points:
        if not any(np.allclose(point, u, atol=epsilon) for u in unique):
            unique.append(point)
    return unique

def get_intersection_points_7_8(results):
    R_BPi_3 = results["R_BPi_3"]
    R_Gamma_1 = results["R_Gamma_1"]
    R_BC_Pi = results["R_BC_Pi"]
    R_k0 = results["R_k0"]
    R_Pi = results["R_Pi"]
    z_Bk = results["z_Bk"]

```