

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

Поликутина Елена Сергеевна

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ И
СНИЖЕНИЕ ТЕХНОГЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА
ПОЧВУ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ НА ПОЛЕВЫХ И
ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

Специальность

05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского
хозяйства

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель –
кандидат технических наук,
Кузнецов Е.Е.

Благовещенск – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

	С
ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	9
1.1 Анализ природно-климатических и производственных условий Амурской области и их влияние на эффективность использования мобильных энергетических средств.....	9
1.2 Техногенное воздействие на почву ходовой системы мобильных энергетических средств.....	18
1.3 Способы повышения тягово-сцепных свойств МЭС.....	28
1.4 Выводы	43
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	45
2.1 Теоретические исследования по повышению тягово-сцепных свойств мобильных энергетических средств.....	45
2.2 Влияние перераспределения сцепного веса на продольную устойчивость машинно-тракторного агрегата.....	46
2.3 Повышение тягово-сцепных свойств мобильного энергетического средства при использовании прижимно- разгрузочного механизма.....	55
2.4 Теоретические зависимости влияния перераспределения сцепного веса между мостами трактора на эксплуатационные показатели МТА.....	61
2.4.1 Обоснование влияния прижимно- разгрузочного механизма на ширину захвата сельскохозяйственного агрегата	62
2.4.2 Влияние ПРМ на буксование, скоростные характеристики и производительность МТА.....	64
3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	67
3.1 Задачи экспериментальных исследований.....	67

3.2	Общая методика проведения экспериментальных исследований.....	67
3.3	Объекты экспериментальных исследований.....	68
3.4	Сравнительные характеристики объектов исследований и условия проведения экспериментов.....	69
3.5	Средства измерений при проведении полевых испытаний.....	72
3.5.1	Измерение тягового усилия МЭС.....	74
3.5.2	Измерение дополнительной вертикальной нагрузки на ведущие колеса МЭС.....	75
3.5.3	Измерение частоты вращения ведущего колеса МЭС	77
3.5.4	Измерение пройденного пути и буксования МЭС.....	78
3.6	Определение основных физико-механических свойств почвы.....	79
3.7	Методика проведения сравнительных хозяйственных испытаний.....	79
3.8	Методика математической обработки экспериментальных данных.....	80
3.8.1	Оценка точности измерений.....	80
3.8.2	Статистическая обработка экспериментальных данных.....	81
4	РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	84
4.1	Результаты экспериментальных исследований по определению влияния прижимно- разгрузочного механизма на сцепной вес МЭС.....	84
4.2	Результаты тяговых испытаний МЭС с прижимно- разгрузочным механизмом.....	87
4.3	Результаты сравнительных хозяйственных испытаний.....	92
4.4	Исследование техногенного воздействия ходовой системы МЭС на почву	97
4.5	Выводы.....	99
5	ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЭС С ПРМ НА ПОЛЕВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ.....	100
	ВЫВОДЫ	105
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	107
	ПРИЛОЖЕНИЯ	126

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы для повышения эффективности использования средств механизации в агропромышленном комплексе, одной из основных составляющих которых являются колесные мобильные энергетические средства (МЭС), всё чаще применяются многооперационные комбинированные машины, обладающие высокой производительностью. Это позволяет повысить эффективность использования и снизить техногенное воздействие на почву за счет снижения числа проходов. В то же время использование современных сельскохозяйственных машин предусматривает применение МЭС с высокими тягово-сцепными свойствами. Однако, обладая рядом преимуществ, колесные МЭС имеют недостаточные тягово-сцепные свойства, в частности на почвах с низкой несущей способностью. Кроме этого комбинированные сельскохозяйственные машины имеют большую массу по сравнению с обычными, что ограничивает их использование из-за недостаточной продольной устойчивости ряда колесных МЭС при технологических разворотах и межполевых переездах. С целью устранения данных недостатков в реальных условиях эксплуатации увеличивают нагрузку на передний управляемый мост МЭС за счет установки дополнительных грузов, что, в свою очередь, усиливает техногенное воздействие машинно-тракторного агрегата (МТА) на почву.

Вопросам повышения тягово-сцепных свойств и снижения давления на почву МЭС посвящён ряд научных работ [88, 114, 115]. Анализ трудов показал, что одним из перспективных способов улучшения эффективности использования колесных МЭС на полевых и транспортных работах является повышение их тягово-сцепных свойств и снижение техногенного воздействия на почву за счет рационального использования сцепного веса. В то же время остаётся не полностью исследованным вопрос возникновения зависимостей и их изучения, при перераспределении сцепного веса между мостами МЭС при движении в условиях переувлажненного верхнего слоя почвы, наличии

твёрдого подстилающего слоя в виде мерзлоты и меняющемся сцепном весе, приходящемся на управляемые и ведущие колеса. На основании современного состояния ранее рассматриваемой проблемы выдвинута научная гипотеза: повысить эффективность использования МЭС и добиться снижения техногенного воздействия на почву на полевых и транспортных работах возможно за счёт рационального использования сцепного веса.

Цель и задачи исследований – повышение эффективности использования и снижение техногенного воздействия на почву МЭС за счёт рационального использования сцепного веса.

Для решения поставленной цели определены следующие задачи исследований:

- исследовать особенности природно- климатических и производственных условий Амурской области и их влияние на эффективность использования МЭС на полевых и транспортных работах;
- теоретически обосновать и экспериментально проверить влияние перераспределения сцепного веса на тягово-сцепные свойства МЭС;
- исследовать техногенное воздействие ходовой части МЭС на почву;
- провести сравнительные хозяйственные испытания МЭС с прижимно-разгрузочным механизмом (ПРМ) на полевых и транспортных работах;
- дать экономическую и топливно-энергетическую оценку исследований.

Объект исследования – мобильные энергетические средства, используемые на выполнении полевых и транспортных работ.

Предмет исследований – изучение закономерности влияния перераспределения сцепного веса в ходовой системе МЭС на эффективность использование сельскохозяйственных агрегатов при выполнении механизированных работ.

Научная новизна работы заключается в обосновании закономерностей и изучении процесса перераспределения сцепного веса при помощи прижимно-разгрузочного механизма (ПРМ) в ходовой системе МЭС. Получены аналитические выражения, определяющие воздействие ПРМ на

перераспределение сцепного веса между мостами МЭС. Установлено влияние ПРМ на тягово-сцепные свойства МЭС, скоростные характеристики, производительность и техногенное воздействие на почву. Новизна предложенных математических моделей, программ и технических решений подтверждена свидетельством на программу для ЭВМ, 9 патентами РФ на изобретения и полезные модели.

Теоретическая и практическая значимость работы. Разработаны и проверены новые подходы к формированию сцепного веса колесных МЭС, позволяющие более эффективно реализовывать их тягово-сцепные свойства, при проведении полевых и транспортных работ на почвах с низкой несущей способностью. Использование колесного МЭС с ПРМ снижает техногенное воздействие на почву за счет уменьшения величины буксования и глубины колеи, повышает тягово-сцепные свойства и улучшает продольную устойчивость за счет рационального распределения сцепного веса. Полученные экспериментальные зависимости позволяют сократить затраты времени и материальных средств при конструировании, изготовлении, совершенствовании и доработке колесных МЭС с устройствами, корректирующими сцепной вес.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований одобрены и рекомендованы к использованию в агропромышленном производстве экспертной комиссией по внедрению научно-технических разработок и передового опыта отдела сельского хозяйства Администрации Тамбовского района Амурской области. Материалы исследований применяются в ЗАО (НП) «Агрофирма «Партизан», ООО «СОЮЗ», ООО «РАССВЕТ», ООО «Красная звезда», КФХ «Жуковин С.А».

Предложения по уточнению теории использования колесного МЭС с меняющимся сцепным весом в технологии возделывания с.-х. культур внедрены и используются в учебном процессе на кафедре транспортно-энергетические средства и механизация АПК ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ.

Методология и методы исследований. Теоретические исследования по повышению эффективности использования колесных МЭС в технологии возделывания с.-х. культур проведены на основе использования методов теоретической и прикладной механики. В исследованиях использован математический аппарат дифференциального и интегрального исчисления. Экспериментальные исследования проведены в реальных условиях эксплуатации. Полученные экспериментальные данные обработаны в соответствии с современными методами теории вероятностей, математической статистики и планирования экспериментальных исследований.

Основные положения, выносимые на защиту:

- способ повышения тягово-сцепных свойств колесных МЭС на почвах с низкой несущей способностью;
- аналитические зависимости, позволяющие выявить влияние ПРМ на тягово-сцепные свойства и тяговое усилие колесного МЭС;
- математические зависимости и номограммы по определению влияния ПРМ на производительность МТА.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность полученных данных подтверждается сходимостью теоретических обоснований и экспериментальных показателей, определенных в реальных условиях эксплуатации транспортных средств.

Результаты диссертационной работы были доложены, обсуждены и одобрены на тематических научных конференциях ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ (2015 - 2017 г.г.), региональной тематической научно-практической конференции (Благовещенск, 2015 г.), международных научно-практических конференциях: «Инновационные процессы в современном сельском хозяйстве» (Благовещенск, 2014 г.), «Агропромышленный комплекс: контуры будущего» (Курск, 2014г.), «Новые тенденции развития сельскохозяйственных наук» (Ростов-на-Дону, 2015 г.), «Развитие технических наук в современном мире» (Воронеж, 2015 г.), «Перспективы развития технических наук» (Челябинск, 2015 г.), «Актуальные вопросы технических наук в современных условиях» (Санкт-Петербург, 2016г.), «Вопросы современных технических наук: свежий взгляд и новые решения»

(Екатеринбург, 2016 г.), « Актуальные вопросы науки и техники» (Самара, 2017 г.), «Технические науки: современный взгляд на изучение актуальных проблем» (Астрахань, 2017 г.), «Актуальные вопросы технических наук в современных условиях» (Санкт-Петербург, 2017 г.) и на расширенном заседании кафедры ТЭС и МАПК ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ в 2017 г.

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в сборниках международных научно-практических конференций, научных трудов ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ, в журналах: «Научное обозрение»; «Техника и оборудование для села»; «Достижения науки и техники»; АгроЭкоИнфо: электронный научно-производственный журнал.

В список основных работ, опубликованных по теме диссертации включено 18 публикаций, в том числе 8 статей в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, свидетельство о регистрации программы для ЭВМ, 2 патента на изобретения и полезную модель.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложений. Работа изложена на 133 страницах, содержит 8 таблиц, 47 рисунков и 8 приложений. В списке литературы содержится 170 наименований, из них 18 – на иностранном языке.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Анализ природно-климатических и производственных условий Амурской области и их влияние на эффективность использования мобильных энергетических средств

Эффективность использования машинно-тракторного парка во многом зависит от природно-климатических и естественно-производственных условий зоны, где они эксплуатируются. К ним можно отнести: технологию возделывания сельскохозяйственных культур, механический состав, плотность, твердость, влажность почвы, климат, размеры участков полей и их рельеф и прочие факторы.

Посевные площади краев и областей Дальневосточной зоны распределены весьма неравномерно, при этом необходимо отметить, что основным регионом наиболее благоприятным для интенсивного ведения сельского хозяйства является Амурская область.

Рельеф территории области - обширные равнины и горные хребты различной высоты. Восточная и северо-восточная части Зейско-Буреинской равнины имеют увалистый рельеф с высотами 280-340 м. Основная площадь равнины - вторая надпойменная терраса высотой 60 м. Верхне-Зейская равнина представлена, в основном, высотами не более 300-500 м. Равнина имеет вид холмистого понижения [72,104].

Под сельскохозяйственными угодьями занято не более 7,5% от всей территории области, а на одного жителя приходится в 1,5 раза меньше сельскохозяйственных угодий, чем в целом по стране. Основная часть пахотных земель Амурской области располагается в южной части Зейско-Буреинской равнины. Использование земель в сельском хозяйстве определяется их качественным составом. Почвы Амурской области по механическому составу в основном тяжелые глинистые и суглинистые, с низким уровнем

естественного плодородия [2,72,104,132].

В Амурской области традиционно рассматривается пять агроклиматических зон [2,72,104,132]:

1. Южная (лесостепная) – удельный вес в структуре сельхозугодий 51%, специализация хозяйств зоны - соево-зерно-скотоводческое направление;
2. Центральная (предлесостепная) - удельный вес в структуре сельхозугодий 32,6 %, специализация хозяйств зоны – соя, зерновые и кормовые культуры;
3. Северная (Амурско-Зейская) – 14,2 % сельскохозяйственных угодий зоны, специализация – скотоводство с производством кормов;
4. Северная таежная;
5. Горно-таежная.

Последние две зоны имеют площадь пашни менее 10 тыс. га, земледелие носит островной очаговый характер, специализация-скотоводство и оленеводство. Производство сельскохозяйственной продукции в основном сконцентрирована в южной и центральной зонах – 88,8 % от всех посевных площадей (рисунок 1.1).

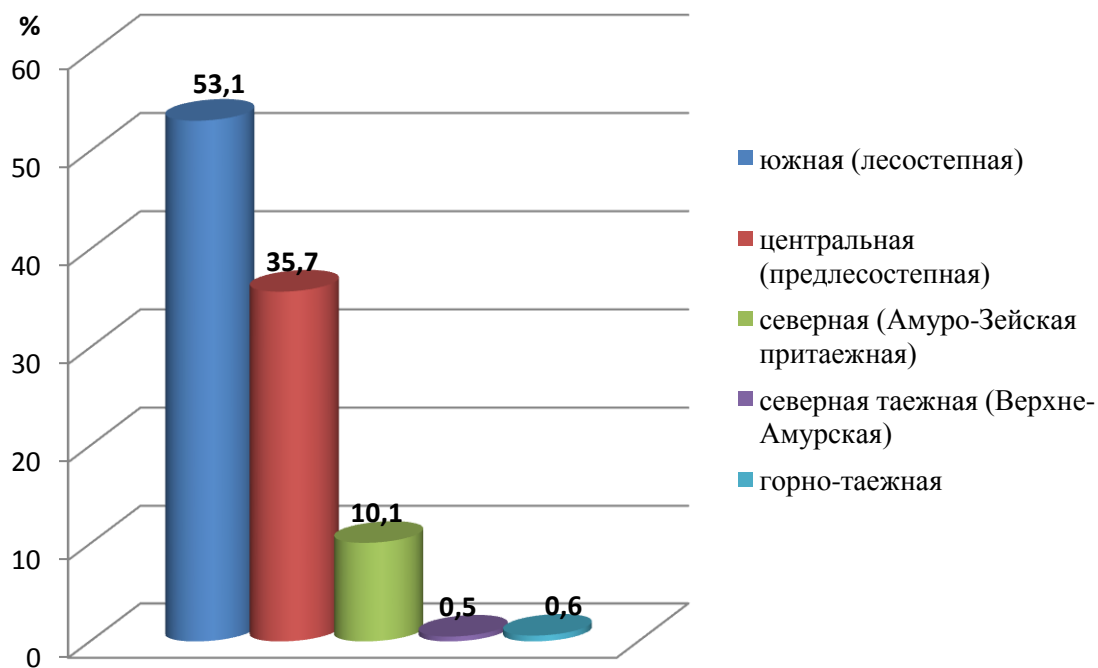


Рисунок 1.1– Распределение основных посевных площадей по зонам[7]

Площадь Амурской области - 363,7 тыс. км² (2,1% площади Российской Федерации). Наибольшая протяженность территории области с северо-запада на юго-восток 1150 км. Протяженность севера на юг составляет 750 км. Общая земельная площадь - 36190,8 тыс. га [71,132].

Климат области носит муссонный характер. Он формируется под влиянием азиатского континента и Тихого океана, имеющих различную температуру поверхностей в летнее и зимнее время.

Дальневосточные муссоны в Амурской области формируют холодные и малоснежные зимы, что приводит к выпадению осадков в это время не более 7% от среднего годового объема.

Наиболее холодный месяц амурской зимы - январь. Средняя температура в южных районах составляет -24° С, в северо-западных районах до -34° С. Первые осенние заморозки в области также наступают неравномерно: на севере и северо-западе в конце августа, на юге в третьей декаде сентября. Весной безморозный период в южной части наступает во второй декаде мая, на северо-западе - в первой и второй декаде июня [2].

Атмосферные осадки в течение года по территории области выпадают неравномерно. С апреля по октябрь, в зависимости от зоны, выпадает до 75% годового количества осадков (рисунок 1.2).

Рельеф пахотной площади - слегка волнистая равнина, имеющая средний угол склона не более 3 градусов.

Вместе с тем необходимо выделить негативные природно-климатические явления: позднее оттаивание почвы (промерзание до 2,5 м), что замедляет процессы мобилизации питательных веществ и появление всходов культурных растений; неравномерное распределение осадков по периодам вегетации растений; ливневые осадки, выпадающие летом. Эти специфические для области климатические условия влияют на вегетацию растений, на использование техники, на изменение состава и структуры сельскохозяйственных угодий, на развитие процессов заболачивания, оврагообразование и эрозию почв [2,44,66,72,132]. Значительное количество

тепла, обилие солнечного света (вегетационный период в южных районах длится до 135 дней), достаточное количество осадков вполне благоприятствует возделыванию самых различных сельскохозяйственных культур: пшеницы и сои, риса, сахарной свеклы и кукурузы, картофеля и овощей, плодово-ягодных и других [2,44,72,128,132,138].

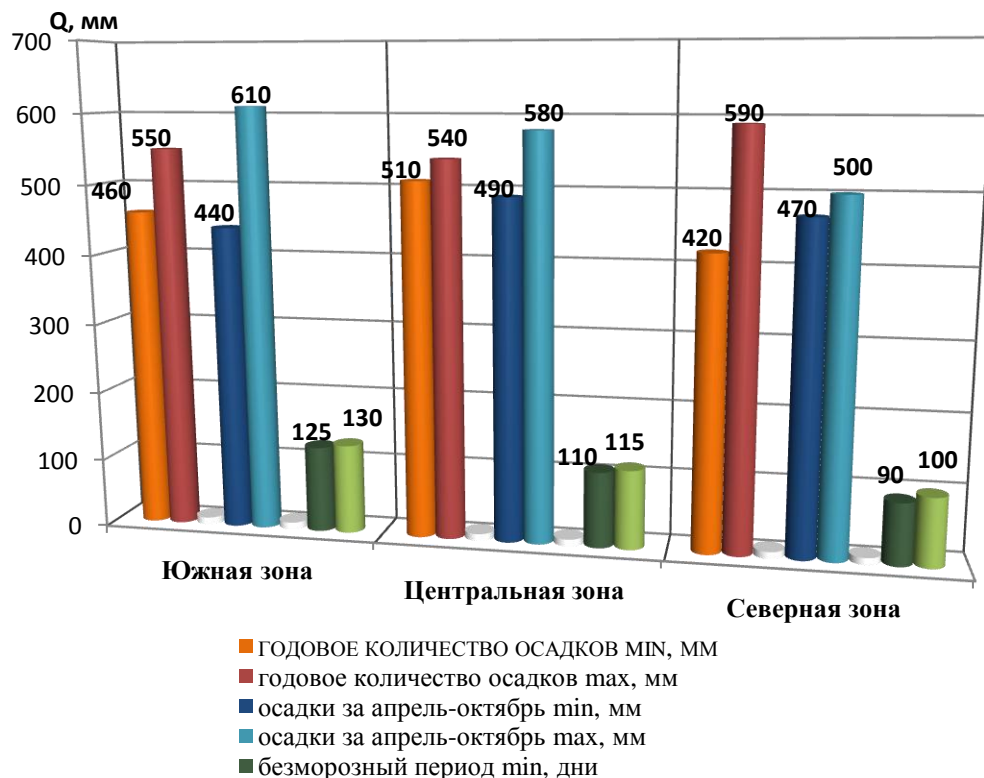


Рисунок 1.2– Распределение осадков по основным сельскохозяйственным зонам Амурской области [2]

Еще совсем недавно наблюдалось сокращение посевных площадей, урожайности, а значит и валового производства продукции растениеводства. В последние годы данная тенденция кардинально изменилась (рисунок 1.3). Так, в 2016 году сельхозтоваропроизводители разместили (по всем категориям собственности): зерновые культуры- на площади 219 тыс. га, сою – 893,5 тыс. га, картофель и овощи – 25,7 тыс. га, кормовые культуры – 74,4 тыс. га. Необходимо отметить, что в последние годы постепенно наращивается объем посевных площадей, занятых под основной амурской культурой- соей [7].

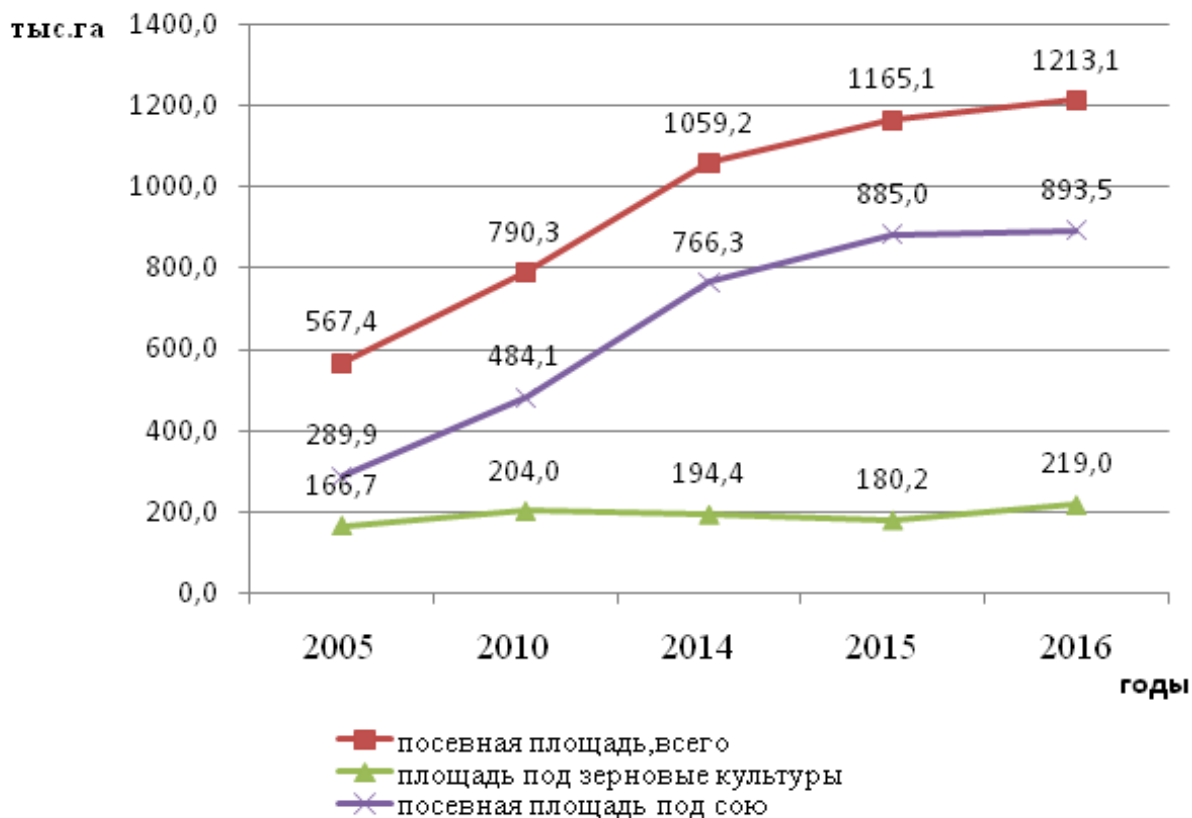


Рисунок 1.3– Посевная площадь, тыс. га.[7]

Анализ производства основных видов сельскохозяйственной продукции по категориям хозяйств представленный на рисунках 1.4 и 1.5

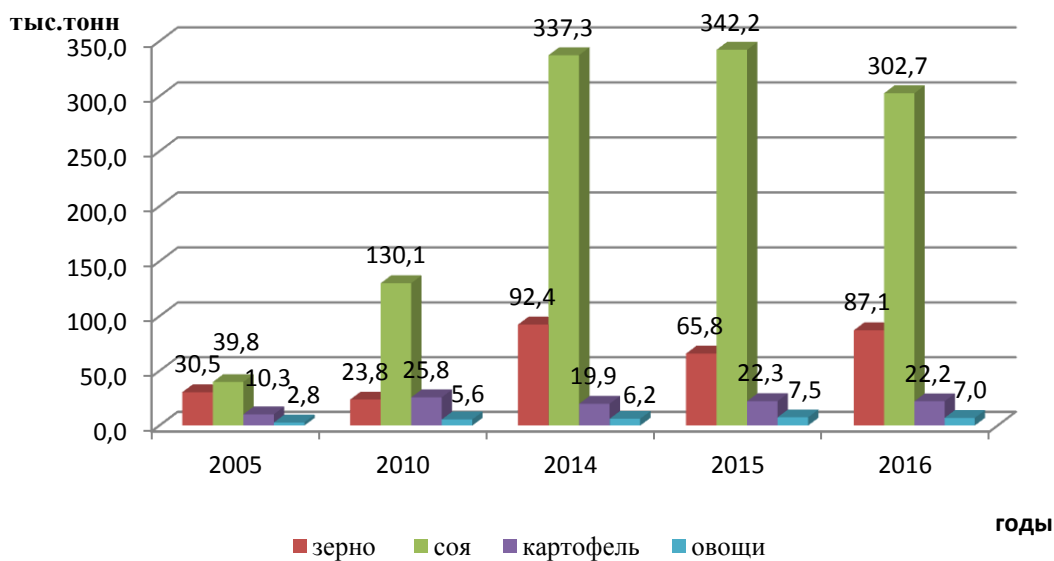


Рисунок 1.4– Структура производства основных видов сельскохозяйственной продукции в КФХ

позволяет сделать вывод, что основной объем продукции приходится на зерновые культуры и сою. При этом данная тенденция наблюдается как в сельскохозяйственных организациях, так и в крестьянско-фермерских хозяйствах (КФХ). При этом необходимо отметить, что в КФХ увеличение производства продукции больше всего затрагивает сою. Так в 2016 году объем производства сои по сравнению с 2010 годом увеличился с 130,1 тыс. тонн до 302,7 тыс. тонн.

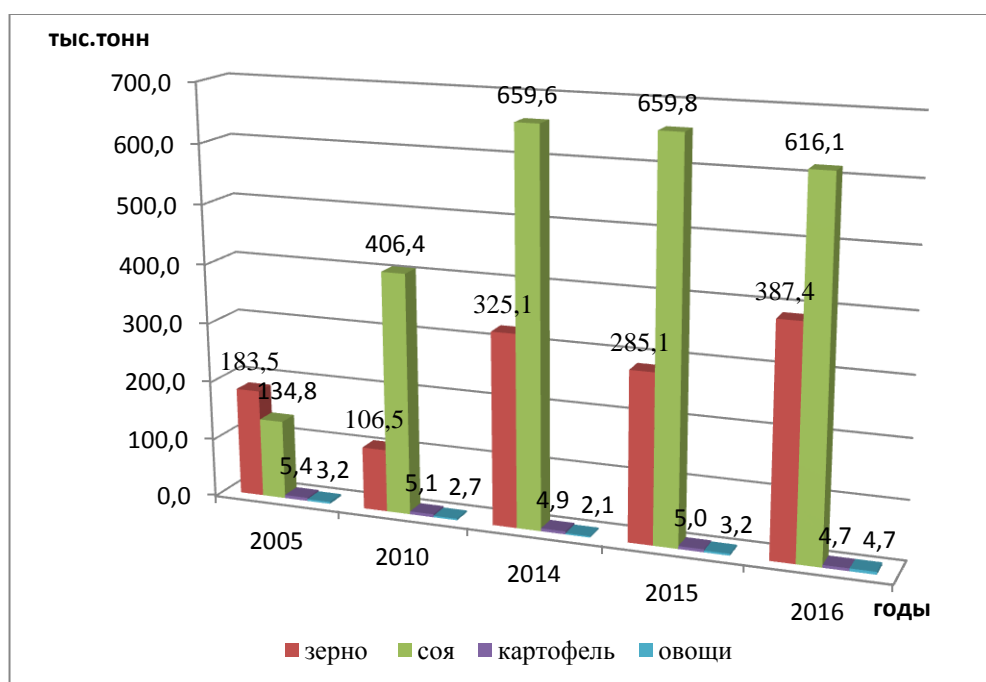


Рисунок 1.5– Структура производства основных видов сельскохозяйственной продукции в сельскохозяйственных организациях

В последние годы наблюдается тенденция увеличения энергетических мощностей в целом с 894 в 2014 году до 927 тыс. л.с. в 2016 году, на одного работника с 97 до 99 л.с., но при этом расчете на 100 га происходит снижение соответственно с 148 до 94,8 л.с., что показано на рисунке 1.6 [7]. При этом необходимо отметить, что происходит снижение количественного состава тракторного парка (рисунок 1.7). Так, если в 2010 году численный состав тракторов составлял 2682 единицы техники, то в 2016 2012 единиц. Это объясняется тем, что долгие годы не происходило обновление состава

тракторного парка, а в последние годы из-за износа и невозможности поддержания в работоспособном состоянии происходит ее списание. При этом количество списанных тракторов значительно больше, чем вновь приобретенных.

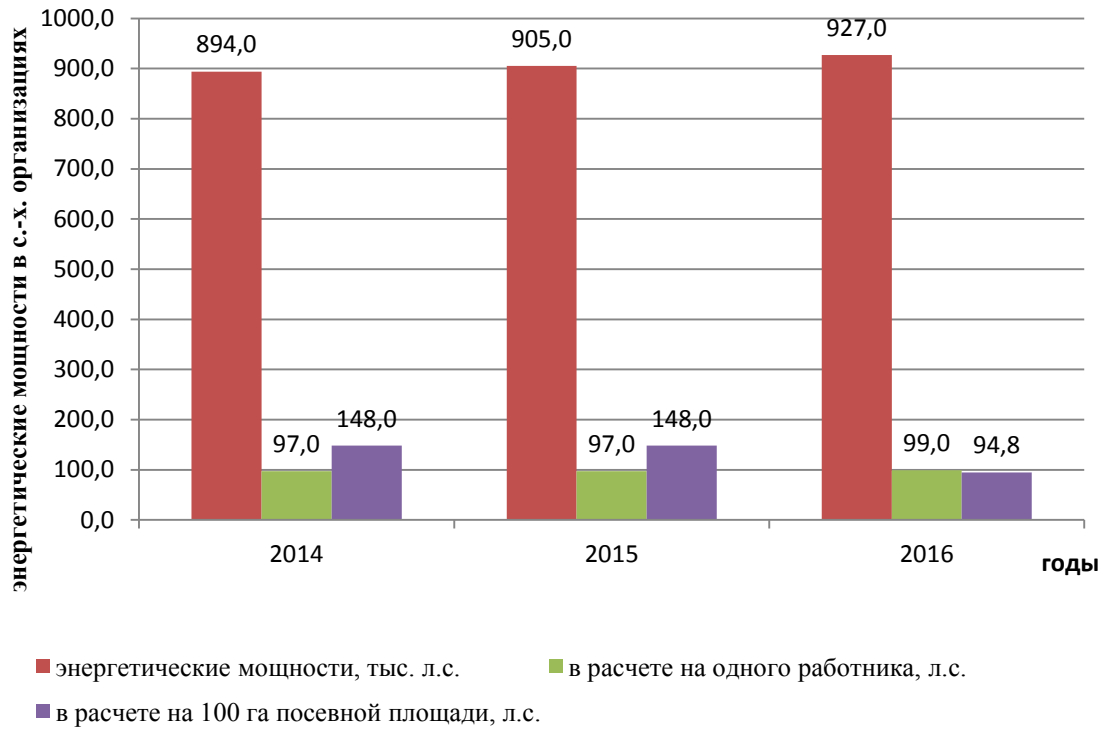


Рисунок 1.6– Энергетические мощности в сельском хозяйстве Амурской области[7]

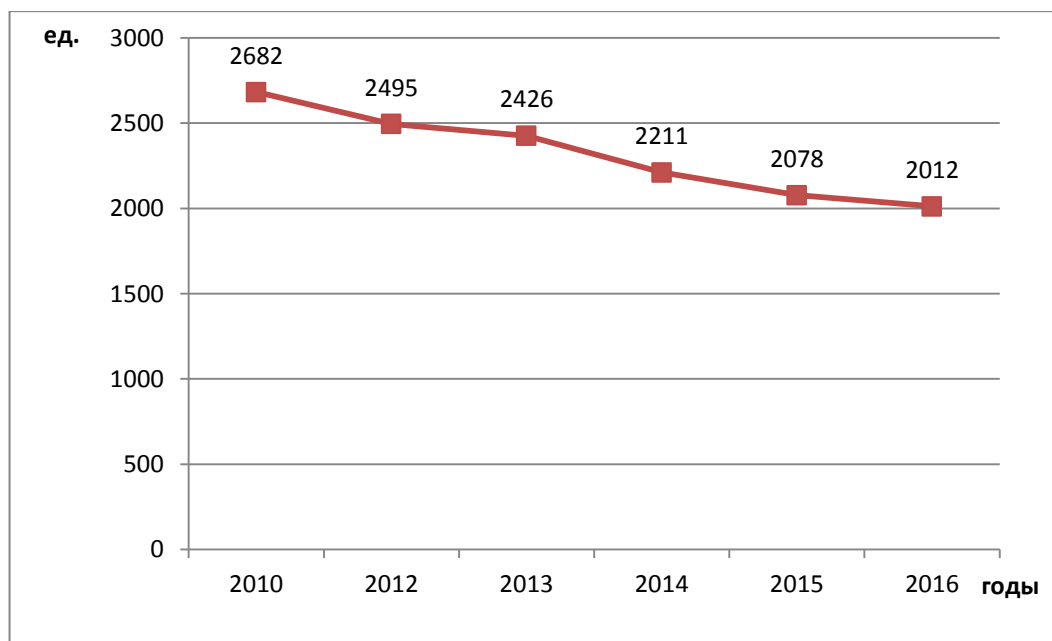


Рисунок 1.7– Изменение численного состава тракторов по годам

Количество тракторов на 1000 га пашни и нагрузка на один трактор показаны на рисунках 1.8 и 1.9 [7].

Анализируя предложенные диаграммы (рисунок 1.8 и 1.9) необходимо отметить, что количество тракторов, приходящихся на 1000 га за последние годы снизилась с 4,2 в 2010 году до 0,5 в 2016 году. В тоже время нагрузка пашни на один трактор увеличилась соответственно с 238 га до 834 га. Аналогичная тенденция наблюдается и для комбайнового парка [27]. Все это ставит перед товаропроизводителями задачу по изысканию путей повышения эффективности использования имеющейся сельскохозяйственной техники.

Зональная система машин рекомендует соотношение колесных и гусеничных тракторов соответственно 40% и 60%. Это объясняется тем, что при выполнении основных сельскохозяйственных операций, почва имеет слабую несущую способность. В этот период колесные тракторы оставляют после себя глубокую колею, что затрудняет дальнейшую обработку почвы.

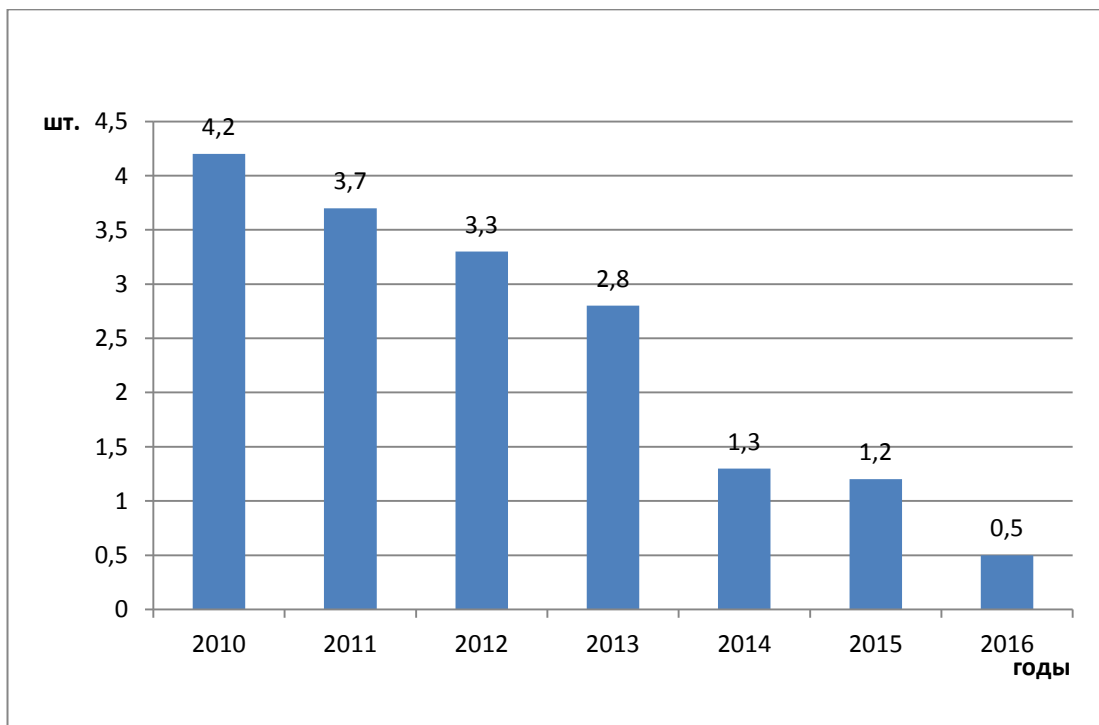


Рисунок 1.8– Количество тракторов приходящихся на 1000 га [7]

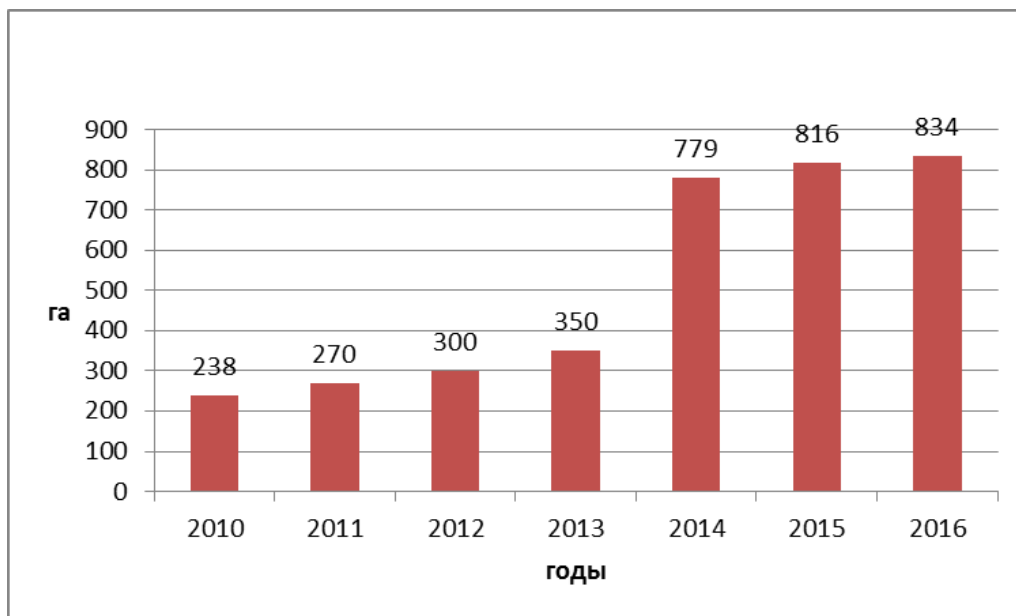


Рисунок 1.9– Нагрузка пашни на один трактор [7]

Соотношение колесных и гусеничных тракторов на 2016 год составляет соответственно 75% и 25% (рисунок 1.10). Процентный состав тракторов класса 1,4 от общего количества составляет 40,5, а от колесных- 62,4%.

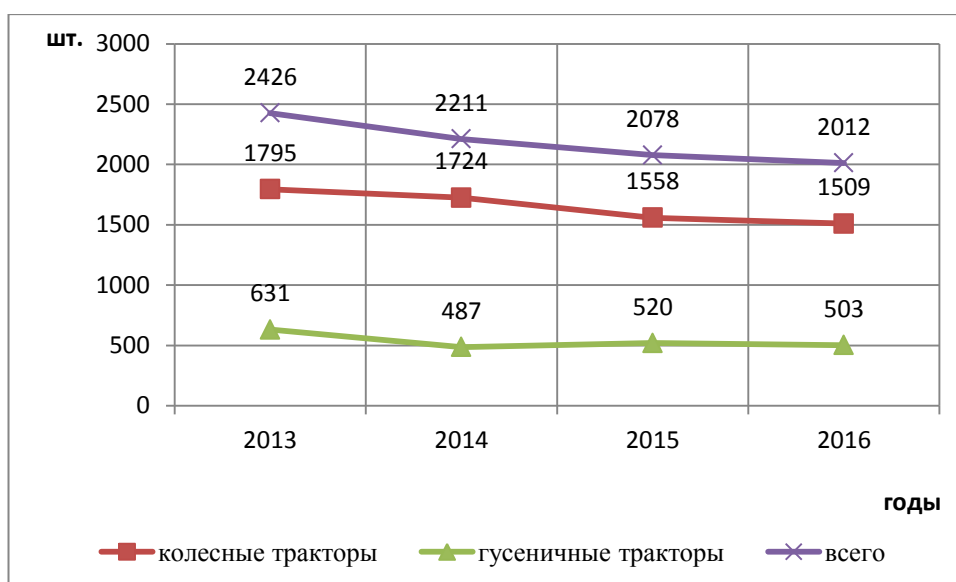


Рисунок 1.10– Соотношение колесных и гусеничных тракторов [7]

При этом необходимо учитывать, что на долю крестьянско-фермерских хозяйств в производстве некоторых культур, в частности сои, приходится до

1/3 от валового сбора. В тоже время основным энергетическим средством в данных категориях хозяйствах являются тракторы класса тяги 1,4 с колесной формулой 4К2. Таким образом, перед производителями стоит задача расширять функциональные возможности имеющейся с.-х. техники. Одним из способов решения данной проблемы является повышение ее тягово-цепных свойств, за счет рационального использования сцепного веса, что в свою очередь снизит техногенное воздействие на почву.

1.2 Техногенное воздействие на почву мобильных энергетических средств

Используемые в настоящее время технологии возделывания сельскохозяйственных культур включают в себя операции, которые требуют большого числа проходов по полю мобильных энергетических средств. Ходовые системы данных МЭС, воздействуя на почву, переуплотняют ее и ухудшают структуру, состав, пористость, объемный вес [123,124,125,126,130].

Вопрос снижения техногенного воздействия на почву в последние годы становится все более актуальным. Это связано с тем, что на полях появляется все более энергонасыщенная, скоростная, высокопроизводительная техника, обладающая большим весом. Если рассматривать данную проблему в целом, то она может быть представлена, по мнению В.А. Русанова [120] следующим образом (рисунок 1.11).

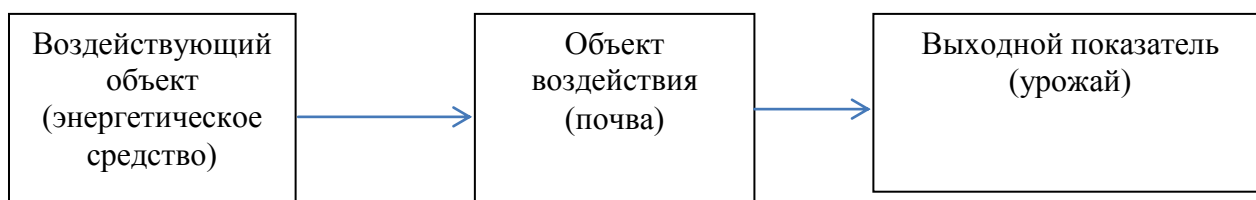


Рисунок 1.11– Схема взаимодействия движитель-почва-растение

Плотность почвы является основополагающей характеристикой, которая влияет на водный, воздушный и тепловой режимы почвы, а следовательно,

условия для осуществления биологической деятельности всех видов растений [119]. Величина плотности оказывает большое влияние на урожайность сельскохозяйственных культур. Для нормального развития большинства с.-х. культур величина плотности находится в следующих пределах: для суглинистых и глинистых почв 1,0 - 1,3 г/см³, легко-суглинистых 1,1 - 1,4 г/см³. Исследования, проведенные В.И. Ревутом показали, что увеличение или уменьшение плотности почвы от оптимального значения на 0,1 - 0,3 г/см³ приводит к снижению урожайности сельскохозяйственных культур до 40 % [119]. В работах [81,82] отмечается, что урожай на делянках, уплотненных тракторами К-700, ДТ-75 и МТЗ-80 снизился по сравнению с контрольной соответственно на 26%, 18%, 12,5 %.

Одним из негативных факторов уплотняющего воздействия движителей МЭС на почву является увеличение твердости почвы по следу прохождения движителей, что приводит к неравномерности удельного сопротивления почвы при дальнейшей ее обработке, а, следовательно, и к увеличению энергозатрат [20,10,22,28]. Поэтому снижение уплотняющего воздействия мобильных машин на почву в настоящее время является актуальной и важной научной задачей.

Использование энергонасыщенной техники, обладающей большой массой усугубляют серьезность этой проблемы [4,5,33,23,22,24,25,26,31,32,38,40,45,46,95,96,120, 125,121].

Исследования, проведенные в работах [166,167,168,156, 159,160,161,153,170,154,162,163,164,165,169] показали, что уплотнение почвы, вызванное интенсивным перемещением энергонасыщенной техники по полю ведет в конечном итоге к значительному снижению урожайности с.-х. культур.

Ежегодные потери, вызванные снижением урожая, за счет техногенного воздействия ходовых систем на почву, составляют около 1,8 миллиарда долларов [154,160,162.]. Ученые многих стран занимаются проблемой уменьшения негативного влияния техники на окружающую среду за счет создания новых ходовых систем с минимальным техногенным воздействием на

почву. Наряду с этим, несмотря на широкие исследования в данной области, вопрос снижения уплотнения почвы решен еще не в полной мере.

В работе В.Н. Макарова отмечается, что при увеличении плотности почвы на $0,07 - 0,12 \text{ г/см}^3$ дает снижение урожайности сои соответственно на $2,5 - 5,39 \text{ ц/га}$, при контрольной плотности почвы $1,08 \text{ г/см}^3$ [93]. С целью определения техногенного воздействия на почву тракторов марки Т-125 и К-700 в сравнении с тракторами ДТ-75 и Т-74 были проведены исследования, по определению глубины колеи, буксования и уплотнения почвы. В результате проведенных исследований было получено, что на ранневесенних полевых работах при повышенной влажности для предотвращения разрушения структуры, увеличения глыбистости и образования глубокой колеи, ходовую систему следует совершенствовать путем снижения давления в шинах, постановкой дополнительных колес или применением пневматических уширителей колес.

Вопрос развития деформации и изменение плотности почвы под движителем трактора рассматривается в работе С.В. Носова, и Н.Е. Перегудова [102]. В результате проведенных исследований были получены и обработаны результаты деформирования слоя почвы движителем энергетического средства с целью проверки сходимости с ранее составленной математической моделью взаимодействия движителя с опорным основанием.

Вопросу определения характера и величины распределения напряжения и деформации в почве после прохода тракторов К-700, ДТ-75 и С-100 посвящены работы [81,82,83]. Отмечает, что наибольшее техногенное воздействие на почву оказывает движитель трактора К-700 из-за повышенного давления в шине и высокого сцепного веса.

В работе [93] приведены исследования изменения напряженно-деформированного состояния и плотности вязкоупругой супесчаной почвы в зависимости от количества проходов и скорости движения МЭС. Авторами разработан и предложен алгоритм определения показателей деформирования и

уплотнения почвы вследствие ее ползучести при остановки энергетического средства. Исследования, проведенные с использованием компьютерных программ, получены данные позволяющие, определить ряд факторов влияющих на вязкоупругие свойства почвы и степень ее уплотнения. Установлено, что уплотняющее воздействие движителей на почву снижается при следующих условиях:

- передние и задние колеса движутся не по одной колее;
- энергетическое средство укомплектовано шинами оптимальных типоразмеров;
- правильно подобрана скорость движения МЭС;
- трактор делает остановки только на уплотненной почве.

С увеличением числа проходов по одной колее и времени воздействия движителя на почву после остановки на неуплотненной почве плотность почвы достигает своего предельно возможного значения [70].

С целью снижения уплотняющего воздействия на почву предложена методика расчета и компьютерные программы для прогнозирования уплотняющего воздействия на почву колесных тракторов [71]. Предложенные программы позволяют провести оценку эффективности мер по снижению уплотнения. Авторами представлены расчетные графики, построенные по результатам вычислительных экспериментов при взаимодействии с почвой задних колес трактора МТЗ-82. Установлено, что при одинаковых условиях поведения опытов колесо с шиной 18R38 оказывает на почву меньшее уплотняющее воздействие, чем с шиной 13R38. Предлагаемая методика позволяет делать прогнозирование уплотняющего воздействия на почву МЭС с целью оценки эффективности мер по его снижению [71].

Известно, что в предельно напряженно-деформированном состоянии почва деформируется сдвигом, когда угол отклонения результирующего напряжения от нормали к площади скольжения больше угла внутреннего трения, если данное условие не выполняется, происходит отрыв почвенного кирпича. В работе В.П. Дьякова [93] рассматривается вопрос нахождения

такого соотношения касательных и нормальных напряжений, при котором максимальный угол отклонения будет равен углу внутреннего трения. При этом условия затраты на обработку почвы будут минимальными.

Исследование физико-механических свойств почвы на поворотной полосе в настоящее время является актуальной проблемой. Это обуславливается тем, что этот участок поля подвергается наибольшему воздействию со стороны ходовых систем тракторов, с.-х. машин, уборочной и другой техники. В работе [15] приведены результаты воздействия ходовых систем тракторов на плотность и твердость почвы для различных способов движения на поворотной полосе в зависимости от применяемой технологии.

В работах [81,82] получено, что в процессе подготовки почвы, посева, ухода за посевами и уборки урожая от 10-12% площади поля подвергается уплотнению движителями от 6 до 20 раз, 65-80% от 1 до 6 раз. Наибольшему воздействию со стороны МТА подвергаются поворотные полосы, которые составляют до 20% от общей площади. Всего не подвержено воздействию ходовых систем не более 10-15% площади поля.

Снижение техногенного воздействия на почву энергетических средств может быть достигнуто комплексным подходом и поиском оптимальных вариантов сочетания факторов по следующим направлениям [52,95,96,130,124,166,161,167,168,169]:

- снижение кратности воздействия до минимума;
- использование комбинированных сельскохозяйственных агрегатов;
- конструирование и производство новых машин и их движителей;
- модернизация ходовых частей существующих систем.

Результаты экспериментальных исследований по воздействию ходовой системы тракторов на физико-механические свойства почвы и урожайность с.-х. культур приведены в работе [140].

Влияние конструктивных параметров колесных движителей на изменение физико-механических свойств почвы представлено в работе Ю.А. Кима, П.В. Зеленого, И.В. Франкевича [78]. Авторы рассматривают

воздействие на почву ходовых систем колесных тракторов. Представлен алгоритм описания процесса взаимодействия движителя с опорной поверхностью.

Снижение уплотнения почвы движителями МТА, за счет изменения массы трактора рассмотрено в работе [112]. Авторами представлены расчеты давления колес трактора с учетом массы балласта. Снижение массы балласта положительно сказывается на уменьшении уплотнения почвы.

Увеличение плотности почвы после прохода по ней мобильных энергетических средств отрицательно сказывается на урожайности сельскохозяйственных культур. Увеличение плотности на $0,1 \text{ г/см}^3$ приводит к снижению урожайности ячменя на 122 кг/га, а озимой пшеницы на 62-82 кг/га [31,32].

Данному вопросу посвящены исследования проведенные авторами [69]. В результате проведенных исследований получены результаты уплотняющего воздействия тракторов класса 3 на почву при возделывании ярового ячменя. Исследования проведены с тракторами ДТ-75М, Т-150ПГ, Т-150У8, Т-150К и ДТ-75МВ. В результате исследований получены следующие результаты урожайности ячменя посеянного с использованием тракторов: ДТ-75МВ-19,35ц/га, Т-150К 18,42ц/га, ДТ-75МЛ 18,30 ц/га. Т-150У 17,36ц/га.

Исследования, представленные в работах [31,33,34,35,36,37], позволяют сделать вывод, что проходы на холостом ходу трактора МТЗ-80, оснащенного системой автоматического регулирования давления воздуха в шинах, дает возможность снизить глубину колеи на 12-30 % по сравнению с аналогичными показателями серийного трактора. При этом величина плотности почвы практически не изменилась. В то же время необходимо учитывать, что чрезмерно низкое давление в шине негативно отражается на эксплуатационных свойствах трактора за счет увеличения силы сопротивления перекачиванию.

В работе М.А. Карапетяна [76]отмечается, что воздействие движителей машин на почву приводит к изменению ее структуры, твердости, пористости,

водо- и воздухопроницаемости, влаго- и воздухоемкости влияющих на плотность почвы. Плотность почвы при 10 и более проходах достигает 1,65-1,70 г/см³. Указано, что наиболее важным показателем является плотность почвы (коэффициент уплотнения) в сухом состоянии. Для использования этого показателя автор предлагает агробиологическую интерпретацию с использованием шкалы характеристик растительных свойств уплотненной движителями машины почвы до глубины 0,35 м.

На основании проведенных исследований А.М. Кононов [80, 81] отмечает, что, чем выше нормальное давление на почву, тем сильнее разрушаются агротехнические ценные почвенные агрегаты размером 1-10 мм, а содержание мелких агрегатов размером менее 0,5 мм возрастает с увеличением давления, соответственно после прохода гусеницы на 8,5 %, колеса трактора на 9-15,5 %. Твердость почвы в следах прохода шин в слое 2 см возрастает в 5,5 раза, на глубине 5 см- в 2,5 раза [80,81,82].

Установление количества потерь урожая и их основных причин при уплотнении движителями машинно-тракторных агрегатов нашло отражение в работе [135]. Отмечается, что механическое воздействие на почву ходовых систем тракторов ведет к изменению ее плотности, пористости, структурного состав, что в конечном итоге влияет на урожай. Изменение этих показателей в зоне воздействия ходовых систем наблюдается как по следу движителя, так и вне следов. В работе предлагается использовать критерий оптимизации параметров агрегата - коэффициент воздействия движителей агрегата на почву. Для снижения техногенного воздействия на почву авторы предлагают использовать широкозахватные агрегаты с одинаковой шириной колеи всех мостов.

Влияние класса тяги трактора на величину энергозатрат от уплотнения почвы представлено в работе [144]. Определена величина энергозатрат от переуплотнения почвы после воздействия на нее движителей энергетических средств различных классов тяги. Представлена номограмма, позволяющая определить энергозатраты от потери урожая.

В работах И.В. Бумбара, А.М. Емельянова, В.Н. Рябченко и других [61,62] проводились исследования по определению техногенного воздействия на почву гусеничного движителя с различной формой опорной поверхности. Установлено что кроме разрушения структуры почвы, образуется глубокая колея, которая в дальнейшем затрудняет последующую обработку почвы.

Вопросам уплотнения почвы ходовыми системами тракторов посвящены работы [155, 159]. В них рассмотрено влияние числа проходов тракторного колеса и нагрузка на него на степень деформации почвы. Установлено, что с увеличением нагрузки и числа проходов заметно уплотняется слой почвы, уменьшается пористость и ухудшаются условия для растений. Предлагаются возможности для устранения последствий переуплотнения почвы.

А.С. Аникиным, С.Н. Миркиным [8] на основании проведенных исследований установлено, что кратность воздействия движителей ходовых систем на почву является одним из существенных факторов, влияющих на ее уплотнение. Конструктивным решением уменьшения количества проходов по одному следу при работе трактора является установка колес передних и задних осей на разную колею. Анализ результатов, полученных в результате исследования трактора К-701, подтверждают эффективность данного решения. Прирост плотности почвы после прохода трактора с различной шириной колеи передних и задних колес снижается, по сравнению с серийной ходовой системой, на 35 - 38 %, что практически равноценно воздействию сдвоенных колес [8]. Кроме этого, ходовая система трактора с такой компоновкой имеет наименьшее техногенное воздействие на структуру почвы. Потери урожая в следах движителей по сравнению с серийной компоновкой ходовой системы уменьшаются на 12-15 % [8].

С увеличением числа проходов трактора К-701 почва уплотняется по глубине в 2,5-3 раза больше, чем пахотный слой [99].

Исследования, проведенные с тракторами К-700 и Т-150К показали, что уплотнение почвы движителями этих тракторов возросло в среднем 0,15-0,20 г/см³ по сравнению с контрольным участком [22].

В результате многолетних исследований В.А Русанов [120, 121] делает вывод, что по воздействию на почву тракторы можно расположить следующим образом: Т-70С<Т-74; ЮМЗ-6<Т-150; ДТ-175С<Т-150К<К-700; ДТ-75<МТЗ-80/82.

Влиянию почвенно-грунтовых условий и параметров движителя на сопротивление самопередвижению транспортно-тяговой гусеничной машины посвящены исследования, проведенные Е.И. Бердовым [16, 17]. В работе рассматривается взаимосвязь между сопротивлением передвижению гусеничного энергетического средства и степенью деформации опорной поверхности, конструктивными параметрами и глубиной погружения грунтозацепов в почву.

Вопросы теоретической оценки воздействия движителей колесных тракторов на почву отражены в работе [117]. Авторами проведено сравнение полученных теоретических показателей с нормативными, с учетом влажности почвы в весенний и летне-осенний периоды. Авторы делают вывод, что большинство колесных тракторов не смогут выполнять сельскохозяйственные работы при высокой влажности почвы по установленным нормативным значениям максимального давления на почву. Намечены пути реализации проблемы, за счет снижения максимального удельного давления на почву, путем установки сдвоенных колес [117].

Использование математического моделирования в расчете уплотняющего воздействия на почву колесных тракторов предлагают авторы в работе [70]. На основе теоретических и экспериментальных исследований был разработан метод расчета позволяющий, определить уплотняющее воздействие колесных тракторов на почву, в зависимости от глубины. В результате исследований установлено, что реологические свойства почвы влияют на величину уплотнения в зависимости от скорости движения МЭС, угловой скорости колеса, времени воздействия нагрузки и давления в шине. Так, при снижении давления в шине 13R38 с 0,17 до 0,09 МПа плотность почвы снизилась от 0,119

до $0,109 \text{ г/см}^3$, то есть на 8,4%, при этом глубина колеи снизилась на 7,64%. Предлагаемый метод с достаточной степенью точности позволяет учитывать все вышеперечисленные факторы [70].

В работе В.П. Лапик [90] рассмотрено одно из направлений сохранения верхнего плодородного слоя почвы, за счет применения в ходовой системе гусеничных тракторов эластичных элементов, позволяющих уменьшить переуплотнение почвы, разрушения ее структуры, улучшить плодородие и повысить урожайность с.-х. культур.

В работах [13,14,19,31,66,74,75,и др.] авторы предлагают определять уровень влияния системы машин на окружающую среду, по отклонению фактической плотности от оптимальной необходимой для благоприятного роста растений.

Вопросу влияния ходовой системы колесных тракторов на агрегатный состав почвы посвящены исследования, представленные в работах [10,14,65,84,92,140], в которых авторы пришли к выводу, что после прохода тракторов количество эрозионных опасных частиц по следу движителя возрастает. Это возрастание связано с большим нормальным давлением и буксованием движителей.

Из выше проведенного анализа можно сделать вывод, что между энергетическим средством, природно-климатическими условиями, почвой и растением существует следующая взаимосвязь на рисунке 1.12. В результате взаимосвязи вышеприведенных факторов происходит техногенное воздействие на почву, что ведет к снижению урожайности с.-х. культур. Поэтому вопрос снижения техногенного воздействия на почву МТА в настоящее время актуален. Для колесных тракторов в условиях Амурской области, при решении рассматриваемой проблемы, наиболее целесообразно применение устройства для корректирования сцепного веса, позволяющего кратковременно увеличивать сцепной вес, приходящийся на движители.

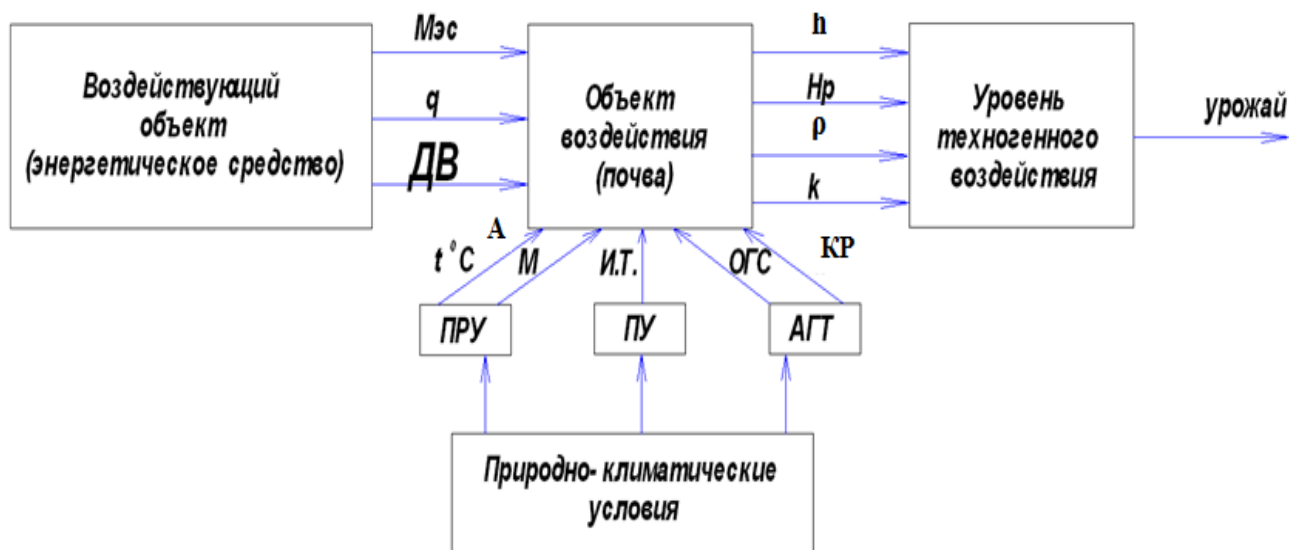


Рисунок 1.12– Схема взаимодействия энергетического средства - природно-климатических условий – почвы- растения-урожай

где $M_{эс}$ - масса энергетического средства, t ; q – удельное давление на почву, МПа; **ДВ** – тип движителя; h – глубина колеи, м; H_p – твердость почвы, МПа; ρ – плотность почвы, $г/см^3$; k – коэффициент структурности; t – температура, $^{\circ}C$; M – количество осадков, мм; **А**-тип почвы; **И.Т.**–используемая технология; **ОГС** – оптимальные агротехнические сроки; **КР** – качество работ; **ПРУ** – природные условия; **ПУ** – производственные условия; **АГТ** - агротехнические требования.

1.3 Способы повышения тягово-сцепных свойств МЭС

В сельском хозяйстве колесные тракторы, как правило, работают в смешанных почвенно-климатических условиях. Поэтому тракторы должны обладать высокой проходимостью и быть приспособленными для работы в условиях бездорожья с максимальным использованием тягово-сцепных свойств. Возможность работы МТА в различных условиях характеризуется одним из ее эксплуатационно-технических свойств – проходимостью. Проходимость определяет возможность использования энергетических средств в условиях эксплуатации на почвах с низкой несущей способностью при наличии твердого подстилающего слоя в виде мерзлоты.

Основная причина недостаточности тягово-сцепных свойств энергетического средства это недостаточное сцепление колес с почвой.

Вследствие этого возникает буксование ведущих колес, которое приводит, как правило, к снижению сил сцепления между частицами грунта и срыву его верхних несущих слоев с одновременным залипанием рисунка протектора колеса. Буксование ведущих колес резко отражается на тягово-сцепных свойствах.

Для работы тракторов в условиях бездорожья и временного ухудшения почвенно-грунтовых условий необходимо сохранить показатели проходимости и тягово-сцепных свойств, полученные в обычных условиях .

Известно, что колесные энергетические средства после прохода по полю сильно уплотняют почву, оставляя после себя глубокую колею. На уплотненной колесами почве значительно позднее появляются всходы, а развитие растений происходит значительно хуже. Кроме того, колесные энергетические средства входят в работу несколько позднее гусеничных из-за недостаточных тягово-сцепных свойств. Поэтому для расширения сферы и сроков использования колесных энергетических средств, необходимо повышать их тягово-сцепные свойства. Методы повышения тягово-сцепных свойств колесных МЭС можно условно разбить на три группы: увеличение сцепного веса, повышение коэффициента сцепления, снижение нормального давления на почву показаны на рисунке 1.13.

Рассмотрим пути повышения тягово-сцепных свойств колесных энергетических средств, за счет увеличения сцепного веса.

Увеличение сцепного веса может быть достигнуто за счет применения балласта, применением гидроувеличителей сцепного веса, увеличением числа ведущих колес, блокировкой дифференциала, применением прицепного ведущего моста, перераспределения сцепного веса между мостами энергетического средства.

При работе МЭС на пневматических шинах в тяжелых условиях находит применение такой способ увеличения сцепного веса, как балластирование. Это дает возможность повышения тягово-сцепные свойства тракторов. В качестве балласта чаще всего используют воду, металлические грузы, или

незамерзающий раствор, заливаемый в шины, что дает возможность увеличить тяговое усилие трактора на 15-20 % [134], за счет повышения сцепного веса.

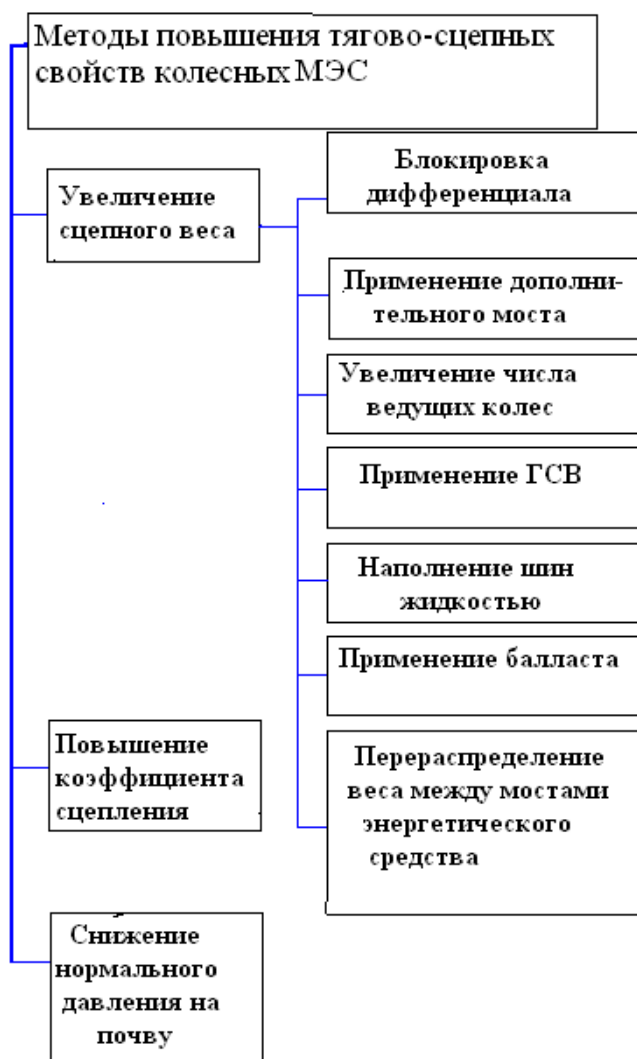


Рисунок 1.13 – Методы повышения тягово-сцепных свойств колесных мобильных энергетических средств

В тоже время применение данного способа влечет за собой увеличение общего веса энергетического средства, что повышает и без того высокое нормальное давление движителей на почву, что способствует продавливанию верхнего слоя почвы до мерзлоты и потере проходимости на весенних полевых работах, а также увеличению сопротивления движению энергетического средства.

Вопросу использования балласта с целью повышения тягово-сцепных

свойств трактора посвящены исследования, представленные в работе [88]. Авторы предлагают методику компьютерного тягового расчета трактора тягово-энергетической концепции и построения тяговой характеристики в сравнении с типовым вариантом.

В исследованиях проведенных А.М. Плаксиным, А.П. Зыряновым, Г.П. Ишимовым [114] установлено, что с увеличением массы балласта улучшаются тягово-цепные свойства трактора, за счет увеличения сцепного веса

$$Y_k = P_{кр} \sin \gamma_{кр} + \frac{g(m'_{тр}(L-a_{цт}) + f r_d (m'_{тр} + \sum_{i=1}^n m_{гpi}) - m_{зп1} a_1 + m_{зп2} (L - a_2) + m_{зп2} (L + a_3) + P_{кр} \cos \gamma_{кр}}{L n_k^k}, \quad (1.1)$$

где Y_k – реакция опорной поверхности соответственно на заднее колесо трактора, Н; $P_{кр}$ – сила тяги на крюке трактора, Н; $\gamma_{кр}$ – угол между силой, приложенной на крюке трактора и горизонтальной плоскостью; $m'_{тр}$ – масса трактора без балластных грузов, кг; L – продольная база трактора, м; $a_{цт}$ – продольное расстояние от задней оси до центра тяжести трактора (без дополнительных грузов), м; f – коэффициент сопротивления перекачиванию трактора; r_d – динамический радиус колеса, м; $m_{гpi}$ – масса соответствующего i -го груза, кг; n – число установленных на трактор грузов, шт; a_i – расстояние от i -го груза до ближайшей оси колес, м; n_k^k – число колес задней оси, шт.

Авторы отмечают, что увеличение массы целесообразно проводить в случае, когда сила тяги на крюке близка к оптимальной. В противном случае происходит переуплотнение почвы [114].

Дифференциация сцепного веса МЭС, за счет снятия или постановки дополнительных грузов в зависимости от энергоемкости выполняемых операций нашло отражение в исследованиях [115]. Приведены результаты экспериментальных исследований изменения энергетических показателей тракторов в зависимости от изменения сцепного веса в технологии возделывания с.-х. культур. Получено, что изменение сцепного веса позволяет сократить затраты мощности на перекачивание, а также повысить тяговый КПД тракторов.

Применение балласта рационально на почвах нормальной влажности, в

условиях же Амурской области, данный способ не приемлем из-за выше изложенных причин.

С целью повышения тягово-сцепных свойств колесных МЭС имеющих привод только на задние колеса, используются различной конструкции, так называемые догружатели колес. Сцепной вес, приходящийся на задние ведущие колеса, при этом увеличивается как за счет веса навесных орудий, так и от перераспределения веса самого трактора с передних, не ведущих колес на задние ведущие. Влияние навесного с.-х. орудия на сцепной вес нашло отражение в работе А.Н. Баранского [12]. На основании проведенных исследований автор предлагает общее приращение нагрузки на трактор определять следующим образом:

-прицепное с.-х. орудие

$$\Delta G_{\text{тр}} = P_{\text{кр}} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (1.2)$$

где $P_{\text{кр}}$ – тяговое усилие на крюке, Н;

γ – угол между горизонталью и линией силы тяги.

-навесное с.-х. орудие с силовым регулированием

$$\Delta G_{\text{тр}} = G_{\text{ор}} + P_{\text{кр}} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (1.3)$$

где $G_{\text{ор}}$ – вес с.-х. орудия, Н.

-навесное с.-х. орудие с высотным регулированием

$$\Delta G_{\text{тр}} = G_{\text{ор}} + P_{\text{кр}} \cdot \operatorname{tg} \gamma - Y_0, \quad (1.4)$$

где Y_0 – вертикальная реакция на опорное колесо навесного орудия, Н.

В общем случае приращение нагрузки на ведущие колеса от веса трактора составило 24-46%, при этом разгрузка передних колес составила 9-22% [11].

Данные исследований, приведенные в работах [94,95,98,100,103,118] дают возможность сделать следующие выводы, что применение гидродогружателей ведущих колес повышает тягово-сцепные свойства колесного МЭС, уменьшает величину буксования и значительно снижает сопротивление почвы за счет уменьшения сопротивления орудий.

Вопрос правильного выбора параметров навесоспособности трактора и уточнению нагрузочных режимов его несущих элементов и их влияние на обеспечение необходимой динамики нашел отражение в работе Б. Азизова [3].

Увеличение числа ведущих колес с компоновкой 4К4 дает возможность реализовать практически весь вес трактора, в то время как при компоновочной схеме 4К2 для этой цели может быть использована только часть веса. При использовании тракторов с колесной компоновкой 4К4, значительно снижается крутящий момент, реализуемый через задние колеса, что в свою очередь снижает буксование. Максимальная реализация тягово-сцепных свойств трактора достигается при десятипроцентном буксовании, так как при буксовании свыше 10% происходит срез почвы [47,56,9,10].

Тяговая динамика тракторов с компоновкой 4К4 во многом зависит от того, как осуществляется привод к ведущим осям. Применяются два основных типа приводов блокирование и дифференциальный.

У тракторов с заблокированным приводом существенным недостатком является наличие кинематического несоответствия и паразитной мощности, что является принципиальным недостатком дифференциального привода [86].

Автоматический блокируемый дифференциал ведущих колес, обеспечивающий блокировку полуосей при одинаковых скоростях ведущих колес, дает наиболее лучший результат. Кроме того, автоматическое отключение забегающего колеса при повороте трактора и передача всего подводимого к мосту крутящего момента на отстающее колесо, обеспечивает высокую проходимость трактора в трудных условиях эксплуатации [127].

Влияние прицепного ведущего моста на тягово-сцепные свойства колесных тракторов рассмотрено в работе [87]. Тяговая динамика такого агрегата значительно отличается от колесного трактора с компоновкой колес по схеме 4К4. По данным работы [87] использование прицепного ведущего моста позволяет увеличить максимальную тяговую мощность и уменьшить буксование ведущих колес. С другой стороны, прицепной ведущий мост необходимо нагружать, что значительно влияет на уплотнение почвы, при

повышенной влажности происходит большое колееобразование вследствие движения трех колес по одному следу.

В работе В.И. Худовец [136]отмечается, что постановка дополнительного моста и перераспределения сцепного веса между мостами способствует снижению величины буксования и повышению тягового усилия МЭС.

$$P_{кр} = P_k - P \cdot f = P_{ка} = Y_{ктр} \cdot \varphi_{тр} + (Y_{кд} + P \cdot F + G_d) \cdot \varphi_d - P_f, \quad (1.5)$$

где $Y_{кд}$ – вес приходящейся на дополнительный ведущий мост, Н;

P_k – касательная сила тяги развиваемая трактором, Н;

$Y_{ктр}$ – вес приходящейся на ведущие колеса трактора, Н;

F – площадь цилиндра, см²;

P – давление масла в цилиндре, МПа;

$\varphi_{тр}$ – коэффициент использования сцепного веса трактора;

φ_d – коэффициент использования сцепного веса дополнительного ведущего моста, Н;

P_f – сила сопротивления движению трактора, Н.

Из формулы (1.5) видно, что постановка дополнительного моста и перераспределение сцепного веса между мостами трактора увеличивает силу тяги на крюке.

Использование дополнительного ведущего моста прицепа на транспортных работах на почвах с низкой несущей способностью нашло отражения в исследованиях проведенных А.С.Щитовым [150]. Основным недостатком при установке дополнительного моста является образование паразитной мощности. Для устранения этого недостатка автор предлагает использовать обгонную муфту в приводе дополнительного ведущего моста, которая автоматически регулирует его включение и отключение.

В работе Е.И. Бердова, Е.Г Щепетова [17]отмечается, что одним из путей повышения тягово-сцепных свойств, увеличения производительности и снижения расхода топлива является динамическое изменение центра давления. Увеличение производительности составляет 5 -14%. Правильное распределение

цепного веса во многом влияет на поперечную и продольную устойчивость энергетического средства [11,107,108,109,110].

Данному вопросу посвящена работа [51], в которой исследованы вопросы зависимости вертикальной деформации шины колесной машины от угла склона опорной поверхности. Установлена взаимосвязь поперечной устойчивости с давлением воздуха в шине.

Способы обеспечения устойчивости сельскохозяйственной техники при выполнении работ исследованы в работе В.В. Киселева[79].

Увеличение сцепного веса за счет его перераспределения с передней оси трактора на задний ведущий мост нашло отражение в исследованиях проведенных А.Б.Спириданчук, Н.В. Спириданчук. С.В. Щитовым [131]. Перераспределение сцепного веса достигнуто, за счет использование фронтальной навески, постановка которой позволяет снизить величину буксования на 17,75%, уменьшить расход топлива и снизить энергозатраты с 533,35 до 322,52 МДж/га.

Вопросу повышения тягово-сцепных свойств проектируемых и существующих моделей колесных тракторов различных конструктивных схем посвящена работа [41]. В данной работе предложены и апробированы технологические и конструкторские решения по стабилизации режимов нагружения тракторов в составе МТА.

В исследованиях проведенных Г.М. Кутьковым, А.А. Соловейчик, М.В. Сидоровым[89]разработана и предложена методика тягового расчета энергетических средств с учетом силовых и мощностных характеристик ведущих осей.

При работе транспортно-тракторного агрегата (ТТА), особенно на повороте колесные МЭС не всегда могут реализовать свои тягово-сцепные свойства. Для устранения этого недостатка в работе [127]предлагается перераспределять сцепной вес на повороте между колесами трактора и прицепом.

$$P_{k2} = P_{k1} + \frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}, \quad (1.6)$$

где s — расстояние смещения точки прицепа, м;

P_{k1} — касательная сила тяги серийного тракторно-транспортного агрегата, Н;

k — коэффициент перераспределения;

l — длина плеча приложения нагрузки, м;

φ_1, φ_2 — соответственно коэффициенты использования сцепного веса.

Анализируя формулу (1.6) можно сделать вывод, что касательная сила тяги ТТА со смещенной точкой прицепа больше, чем касательная сила тяги ТТА с точкой прицепа в центре на величину $\frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}$.

Повышение тягово-сцепных свойств трактора за счет автоматического догрузателя ведущих колес энергетического средства включающегося в работу в период возникновения пиковых нагрузок рассмотрено в работе [49]. Применение выше названного догрузателя позволяет повысить эффективность использования трактора за счет снижения величины буксования и снижения расхода топлива.

Эффективность оборудования колесных тракторов тягово-догружающими устройствами проанализировано в работе В.П. Гребнева, А.В. Ворохобина [54]. Авторы проанализировали различные типы догружающих устройств для колесных универсально-пропашных тракторов. На основе проведенного анализа предложено тягово-догружающее устройство, которое дает возможность повысить сцепной вес и как следствие тяговое усилие энергетического средства за счет увеличения сцепного веса.

$$Y_k = \{G_{тр}(L_{тр} - a_{тр}) + P_T[(L_{тр} + l_{пр})\sin\alpha + h_{кр}\cos\alpha] + P_{кр}h_{кр} \pm P_{fтт}h_{тр} + M_{fтт}\}/L_{тр}, \quad (1.7)$$

где Y_k — вертикальная реакция на задние колеса трактора, Н;

$G_{тр}$ — вес трактора, Н;

$L_{тр}$ — продольная база трактора, м;

$a_{\text{тр}}, h_{\text{тр}}$ – продольная и вертикальная координаты центра тяжести трактора, м;

$P_{\text{т}}, P_{\text{кр}}$ – усилие в тяговой и догружающей силовых связях, Н;

α – угол наклона догружающей связи;

$P_{j_{\text{тт}}}$ – сила инерции трактора, Н;

$h_{\text{кр}}$ – высота приложения усилия в основной силовой связи, Н;

$M_{f_{\text{тт}}} = Y_{\text{п}}a_{\text{п}} + Y_{\text{к}}a_{\text{к}}$ – суммарный момент сопротивления перекачиванию колес трактора, Н/м; $L_{\text{пр}}$ – расстояние от оси задних колес трактора до точки

соединения гидрокрюка с его остовом, м.

Использование данного устройства позволят наиболее эффективно использовать колесные тракторы в неблагоприятных по проходимости дорожных и полевых условиях [54].

Для повышения тягово-сцепных свойств колесных МЭС предлагается использовать специально разработанную конструкцию автоматического догрузателя сцепного веса [50]. Проведен расчет основных сил и зависимостей для использования данного догрузателя.

$$G_{\text{МТА сц}} = G_{\text{трсц}} + N_2 = G_{\text{трсц}} + F_{\text{упр}}(b_1 \text{ctg} \alpha - h_{\text{упр}}/b_2), \quad (1.8)$$

где $G_{\text{МТА сц}}$ – общий сцепной вес, приходящийся на ведущие колеса МТА при действии сил сопротивления прицепного орудия, Н; N_2 – сила давления пяты на площадку контакта, МПа; $G_{\text{трсц}}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса трактора при работе дополнительного догрузателя, Н; $F_{\text{упр}}$ – приведенная сила, Н; b_1 – расстояние между осями балансира и ролика, м; α – угол между касательной, проведенной в точке контакта фигурной площадки с роликом балансира и горизонталью; $h_{\text{упр}}$ – кратчайшее расстояние между осью балансира и линией действия силы $F_{\text{упр}}$, м; b_2 – расстояние от оси вращения балансира до линии действия силы N_2 , м.

Анализируя полученную формулу, авторы делают вывод, что действующая дополнительная сила N_2 увеличивает сцепной вес трактора [50].

Учитывать коэффициент использования сцепного веса предлагается в работе Н.И. Селиванова, В.С. Кирина, Р.А. Эбея [126]. В результате исследований получена зависимость величины буксования от коэффициента использования веса. Установлены максимальные и допустимые величины тягового КПД, что дает возможность установление рационального тягового диапазона для рационального агрегатирования энергетических средств при выполнении с.-х. операций.

Повысить эффективность работы энергетического средства, за счет увеличения производительности предлагается в работе [85]. Это можно достичь при использовании автоматизированного механического догрузителя сцепного веса колесных тракторов класса 1,4.

Вопросу перераспределения сцепного веса между мостами трактора в целях повышения его тягово-сцепных свойств посвящены исследования, представленные в работах [65, 122, 123, 124, 143, 147, 148]. Получены теоретические зависимости позволяющие определить влияния перераспределения сцепного веса на тягово-сцепные свойства трактора при движении энергетического средства при наличии твердого мерзлотного подстилающего слоя.

Повысить эффективность использования колесных МТА возможно за счет автоматического регулирования сцепного веса трактора, что отмечается в работах [105, 106, 107].

В работе [136] отмечается, что коэффициент использования сцепного веса является одним из показателей характеризующий тягово-сцепные свойства трактора, который равен:

для серийного МЭС

$$\varphi_{\text{сц}}^{\text{С}} = \frac{P_k^{\text{С}}}{Y_k^{\text{С}}}, \quad (1.9)$$

где $Y_k^{\text{С}}$ – сцепной вес серийного МЭС, Н;

P_k^c – касательная сила тяги серийного МЭС, Н.

для экспериментального МЭС

$$\varphi_{сц}^c = \frac{P_k^a}{Y_k^c + Y_{k(\partial)}}, \quad (1.10)$$

где $Y_{k(\partial)}$ - сцепной вес, приходящейся на дополнительный мост, Н;

P_k^a - касательная сила тяги экспериментального трактора, Н.

Вопросу догрузки задних ведущих колес транспортно-тракторного агрегата (ТТА) посвящена работа В.Н. Егорова [60]. Исследования показали, что перераспределение сцепного веса между передними колесами прицепа и задними ведущими колесами энергетического средства позволяет повысить производительность, за счет снижения величины буксования. Снижение величины буксования составило 60%, при этом расход топлива снизился на 20%.

В работе [27] автор рассмотрел вопрос увеличения тягово-сцепные свойства тракторно-транспортного агрегата за счет использования автоматического гидродогружающего устройства. В работе автор предлагает также использовать дополнительную силовую связь, что дает возможность увеличить догрузку задних колес трактора до 50%, при этом рост производительности составил 8,5 %, а снижение удельного расхода топлива составило 13%

В работе С.В. Яценко [152] отмечается, что перераспределение сцепного веса между мостами прицепа и трактора увеличивает касательную силу тяги трактора. Дополнительный сцепной вес, приходящийся на задние ведущие колеса равен

$$R = \frac{l_2 \cdot Q \cdot \sin \alpha}{l_1}, \quad (1.11)$$

где l_2 – точка приложения дополнительной нагрузки;

Q – дополнительно создаваемая нагрузка, Н;

l_1 – габаритный размер прицепного устройства, м;

$\sin \alpha$ – угол приложения дополнительной нагрузки.

Таким образом, создавая дополнительную нагрузку Q на прицепное устройство, можно увеличить сцепной вес на ведущих колесах трактора. Анализируя выражение (1.11), можно отметить, что величина R зависит от дополнительной нагрузки Q , угла приложения дополнительной нагрузки “ α ” и точки приложения, т.е. величины l_2 . В данном выражении длина l_1 остается постоянной, так как это есть габаритный размер прицепного устройства. При перераспределении нагрузки между передними, не ведущими колесами и задними ведущими колесами энергетического средства необходимо учитывать фактор стабильности управляемости [141]. Для того чтобы энергетическое средство обладала достаточной управляемостью в работе [152] предлагают максимальную нагрузку, которую можно передать на прицепное устройство должно составлять

$$R_{MAX} = (2Q_{MAX} - 2Y_K) \cdot \frac{L_{mp}}{L_{mp} + l} = (2Q_{MAX} - Q_3) \cdot \frac{L_{mp}}{L_{mp} + l}, \quad (1.12)$$

где Q_{MAX} – максимально допустимая нагрузка на шину;

$Q_3 = 2Y_K$ – нагрузка на ведущую ось от эксплуатационного веса трактора.

Вопрос повышения эффективности использования мощности двигателя, за счет увеличения сцепного веса на транспортных работах предлагается в работе [47]. Автор предлагает решить данную проблему путем перераспределения веса между полуприцепом и ведущими колесами трактора.

Одним из показателей оценивающих тягово-сцепные свойства является величина буксования. В работе А.П. Бобряшова [18] проанализировано влияния величины буксования энергетических средств на их эксплуатационные мощности и массу в соответствии с тяговым классом.

В работе [86] предложено для оценки тягово-сцепных свойств колесных МЭС использовать математическую модель, которая позволит учесть влияние множество факторов. В результате исследований установлена зависимость суммарной оптимальной касательной силы тяги, развиваемой передним и

задним мостом энергетического средства

$$P_k = P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ЗМ}} + P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ОМ}}, \quad (1.13)$$

где P_k – суммарное оптимальное касательное усилие, $H; P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ЗМ}}$ – оптимальное касательное усилие на заднем мосту, $H; P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ОМ}}$ – оптимальное касательное усилие на переднем мосту, H .

Использование результатов проведенных исследований позволит автоматизировать процесс прогнозирования тягово-энергетических показателей работы МТА на базе полноприводного трактора [86].

Полугусеничный ход позволяет значительно повысить тяговые свойства трактора при работе в тяжелых почвенных условиях. Его недостатком является повышенное сопротивление повороту, а также пониженный ресурс работы, по сравнению с обычной ходовой системой. Повышение тягово-сцепных свойств колесного трактора класса 1,4 достигнуто, за счет постановки треугольного гусеничного движителя [64]. Исследования показали, что постановка на трактор треугольного гусеничного движителя улучшает тягово-сцепные свойства, повышает производительность и снижает техногенное воздействие на почву. Получены теоретические зависимости по определению силы сопротивления движению и касательной силы тяги.

Для повышения тягово-сцепных свойств колесного энергетического средства в процессе выполнения энергоемких технологических операций А.А. Лопарев, А.С. Комкин [91] предлагают использовать треугольные верхнеприводные самовытягивающиеся гусеничные движители взаимозаменяемые с ведущими колесами. Это позволяет увеличить номинальное тяговое усилие трактора МТЗ 80/82 на 57,5%.

Вопрос использования тракторов с треугольным гусеничным ободом нашел отражение в исследованиях проведенных авторами [116]. В рассматриваемой работе на основании анализа и обобщения опыта использования вопросов моделирования при конструировании движителей

получена формула для определения дополнительной силы участвующей в формировании касательной силы тяги

$$P_{VNdop} = P_{SK} l_{bal} \sin \alpha_{\Delta n} / [l_{bal} \cos \alpha_{tekn}], \quad (1.14)$$

где P_{VNdop} – дополнительная вертикальная сила, Н;

$\alpha_{\Delta n}$ – угол отклонения балансира от биссектрисы угла β ;

l_{bal} – длина балансира, м;

α_{tekn} – текущий угол между осью балансира и горизонтальной осью, проходящей через ось крепления балансира.

Разработанная математическая модель может быть использована при проведении исследований по модулированию гусеничных тракторов [116].

Повысить производительность с.-х. тракторов возможно за счет улучшения реализации тягово-сцепных свойств тракторов. Решать данную проблему в работе [57] авторы предлагают, за счет использования движителей с треугольным гусеничным обводом. Это обеспечит следующие преимущества:

- высокая проходимость (в том числе агротехническая);
- низкое давление на грунт;
- высокоэффективная агрегатируемость с машинами и орудиями;
- высокая статическая и динамическая устойчивость трактора при навешивании сельхозмашин и орудий;
- высокие тягово-сцепные свойства при работе в различных условиях;
- высокая маневренность и управляемость.

В тоже время авторы отмечают, что обладая рядом преимуществ вопросы компоновки и применения новых узлов в трансмиссии энергетического средства изучены недостаточно.

Вопросу распределения сцепного веса по осям в зависимости от удельной силы тяги посвящены исследования, представленные в работе [73]. Установлена взаимосвязь динамического коэффициента распределения нагрузки по осям колесного трактора с его конструктивными и эксплуатационными параметрами. Представлены результаты расчетов по

определению динамического коэффициента распределения нагрузки по осям колесного трактора класса 5 работающего в составе МТА и развивающего различную удельную силу тяги на крюке.

Одним из способов повышения эффективности использования ТТА является корректирование вертикальных нагрузок на колеса [39]. Было выявлено, что за счет увеличения сцепного веса путем правильной коррекции вертикальных нагрузок достигнуто снижение величины буксования на 6% при увеличении сцепного веса до 20%. При этом гузоподъемность прицепа увеличилась на 38%, а производительность на 6%.

1.4 Выводы

Проведенный обзор теоретических и экспериментальных исследований по вопросам, связанным с использованием МЭС на базе колесных тракторов класса 1,4 в технологии возделывания с.-х. культур дает возможность сделать следующие выводы:

1. Проведенные исследования показали, что в Амурской области происходит постепенное расширение посевных площадей. Вместе с тем, из-за старения техники происходит постепенное ее списание, что в конечном итоге увеличивает общую нагрузку на один трактор. Для устранения этого недостатка и с целью расширения сроков и сферы использования имеющейся техники необходимо повышать тягово-сцепные свойства колесных МЭС, так как на их долю приходится 75% от общего количества тракторов. Это связано с тем, что в период проведения основных с.-х. работ почва имеет слабую несущую способность и данные тракторы не используются из-за высокого давления на почву. Поэтому повышение тягово-сцепных свойств и снижение нормального давления на почву является актуальной проблемой.

2. Установлено, что движители энергетических средств оказывают значительное техногенное воздействие на почву. По следу движителей повышается плотность и твердость почвы, что негативно сказывается на росте

растений. При этом на почвах с низкой несущей способностью колесных тракторы оставляют после себя глубокую колею, что затрудняет дальнейшую обработку.

3. Повышение тягово-сцепных свойств колесных тракторов на почвах с низкой несущей способностью возможно за счет увеличения сцепного веса. Результат может быть достигнут путем перераспределения части нагрузки с передних, управляемых колес трактора на задние ведущие колеса. Наряду с исследованиями, подтверждающими эффективность этого метода, остается неисследованным вопрос влияния о возможности перераспределения сцепного веса на передние не ведущие колеса при технологических переездах. В связи, с чем была обозначена цель и сформулированы задачи исследований.

Цель исследования- повышение эффективности использования и снижение техногенного воздействия на почву МЭС за счет рационального использования сцепного веса.

Для решения поставленной цели определены следующие **задачи исследований:**

1. Исследовать особенности природно-климатических и производственных условий Амурской области и их влияние на эффективность использования МЭС на полевых и транспортных работах;
2. Теоретически обосновать и экспериментально проверить влияние перераспределения сцепного веса на тяговое усилие и буксование МЭС;
3. Исследовать техногенное воздействие ходовой части МЭС на почву;
4. Провести сравнительные хозяйственные испытания МЭС с пружинно-разгрузочным механизмом (ПРМ) на полевых и транспортных работах;
5. Дать экономическую и топливно-энергетическую оценку исследований.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1 Теоретические исследования по повышению тягово-сцепных свойств мобильных энергетических средств

В Амурской области в последние годы нашли широкое применение в технологии возделывания сельскохозяйственных культур мощные колесные энергетические средства, такие как Buhler, К-744Р1, К-744Р3 и многие другие. В тоже время большой процент колесных тракторов приходится на тяговый класс 1,4. Для повышения эффективности работы колесных МЭС одним из параметров, влияющих на нее, является количество отработанных дней и наработка. Обладая большим энергетическим потенциалом, данные МЭС имеют один существенный недостаток - низкие тягово-сцепные свойства. Особенно это относится к специфическим условиям Амурской области, когда в весенне-осенний период почва обладает низкой несущей способностью, а в зимний период- из-за снежного покрова и наличия гололеда, что не позволяет данным МЭС реализовать свои потенциальные возможности.

Поэтому представляет большой теоретический и практический интерес нормальная эксплуатация МЭС, используемых в хозяйствах в эти периоды не в полном объеме. Особый интерес для небольших и средних хозяйств представляют колесные МЭС в тяговом диапазоне до 3 класса тяги. Основным их недостатком, особенно МЭС с колесной формулой 4К2, являются недостаточные тягово-сцепные свойства в вышеперечисленных условиях.

Для полного использования мощностных показателей энергетического средства должно выполняться следующее условие

$$P_{кр} > P_c, \quad (2.1)$$

где $P_{кр}$ - касательная сила тяги, развиваемая энергетическим средством, Н;

P_c - общая сила сопротивления движению, Н.

В общем случае касательная сила тяги МЭС определится по выражению [129]:

$$P_{кр} = \varphi \cdot G_{сц} \quad (2.2)$$

где φ – коэффициент использования сцепного веса;

$G_{сц}$ – сцепной вес энергетического средства, Н.

Для повышения тягово-сцепных свойств предлагается использовать устройство, позволяющее автоматически перераспределять сцепной вес между мостами энергетического средства тем самым регулируя тягово-сцепные свойства и управляемость. На данное устройство получен патент на полезную модель [111].

2.2 Влияние перераспределения сцепного веса на продольную устойчивость машинно-тракторного агрегата

В настоящее время для повышения эффективности использования машинно-тракторных агрегатов (МТА) используются многофункциональные с.-х. машины, что позволяет повысить производительность МТА за счет совмещения нескольких операций [1]. Наряду с этим, агрегатирование по данному типу влечет за собой увеличение массы самой машины. В то же время технологией возделывания с.-х. культур предусмотрен подъём с.-х. машин для выполнения поворотов и разворотов. Часто это влечет за собой уменьшение веса, приходящегося на передний управляемый мост энергетического средства, что резко снижает управляемость МТА и становится основным сдерживающим фактором использования таких с.-х. машин. Решить данную проблему можно, если использовать специальное дополнительное устройство для перераспределения сцепного веса между мостами трактора. Нами предлагается ПРМ способный выполнять данные функции. Теоретические исследования показали, что использование данного устройства в системе колесного трактора может перераспределять сцепной вес [145].

Взаимодействующие внутренние силы, вызываемые перемещением штока гидроцилиндра предлагаемого устройства, согласно третьего закона Ньютона, равны по величине и направлены вдоль одной линии в противоположные стороны. Следовательно, эквивалентное их действие равно нулю и их можно отбросить и не учитывать. Но эти усилия вызывают нагрузки,

воздействующие на остов трактора и на ведущий мост, которые перемещаются под действием этих сил. На основании теоремы динамики об изменении количества движения имеем:

$$M_{\text{ост}} \cdot V_{\text{ост}} = M_{\text{вн}} \cdot V_{\text{вм}}, \quad (2.3)$$

где $M_{\text{ост}}$, $M_{\text{вм}}$ – соответственно масса остова, приходящаяся на ведущий мост и масса ведущего моста, кг;

$V_{\text{ост}}$, $V_{\text{вм}}$ – скорости остова и ведущего моста соответственно, м/с.

Из уравнения (2.3) следует:

$$V_{\text{вм}} = \frac{M_{\text{ост}} \cdot V_{\text{ост}}}{M_{\text{вн}}}. \quad (2.4)$$

Перемещение ведущего моста происходит с ускорением, которое и определяет величину дополнительной нагрузки на мост как:

$$M_{\text{вн}} a_{\text{вн}} = \sum F_{\text{д}}. \quad (2.5)$$

Основание передачи дополнительной нагрузки на мост подтверждается и известной теоремой динамики об изменении кинематической энергии системы [151]

$$T - T_0 = \sum A_{\text{к}}^e + A'_{\text{к}}, \quad (2.6)$$

где T_0 , T – начальная и конечная кинетическая энергия системы, МДж;

$\sum A_{\text{к}}^e$, $A'_{\text{к}}$ – сумма работ внешних и внутренних сил соответственно, МДж.

Обычно работой внутренних сил для неизменяемых систем пренебрегают, но в данном случае для предлагаемого устройства работу внутренней силы следует учитывать. В частности для рассматриваемого устройства внутренняя сила взаимодействия ведущего моста и ПРМ является внешней. Наряду с повышением тягово-цепных свойств, данное устройство позволяет повысить продольную устойчивость и увеличить сцепной вес МЭС. Корректированием сцепного веса можно изменить и касательную силу тяги энергетического средства. Поставленная задача достигается тем, что часть веса, приходящегося на передние управляемые колеса, возможно, перераспределить на задние ведущие колёса. Таким образом, можно автоматически изменять сцепной вес трактора. Для сохранения управляемости энергетического средства

вес, приходящийся на передний мост должен быть не менее 20% от общего веса трактора. При более высокой разгрузке переднего моста энергетическое средство теряет управляемость, особенно при недостаточных сцепных свойствах, что снижает безопасность эксплуатации. В общем случае вес трактора можно представить следующим образом:

$$G_{\text{тр}} = G_{\text{сц}} + G_{\text{упр}}, \quad (2.7)$$

где $G_{\text{упр}}$ – вес, приходящийся на не ведущие управляемые колеса, Н.

Тогда из уравнения (2.7) сцепной вес серийного энергетического средства можно представить следующим образом:

$$G_{\text{сц}}^{\text{С}} = G_{\text{тр}} - G_{\text{упр}}, \quad (2.8)$$

где $G_{\text{сц}}^{\text{С}}$ - сцепной вес серийного энергетического средства, Н.

При использовании устройства для перераспределения сцепного веса с учетом фактора управляемости выражение (2.8) будет иметь вид:

$$G_{\text{сц}}^{\text{М}} = G_{\text{тр}} - 0,20G_{\text{упр}}, \quad (2.9)$$

где $G_{\text{сц}}^{\text{М}}$ - сцепной вес серийного энергетического средства с устройством, Н.

Сравнивая выражения (2.8) и (2.9) можно отметить, что сцепной вес с использованием предлагаемого устройства больше по сравнению с серийным вариантом. Это позволяет повысить тягово-сцепные свойства, производительность энергетического средства и тем самым выполнить больший объем работ за один и тот же промежуток времени.

Рассмотрим работу ПРМ для повышения продольной устойчивости. Предположим, что ПРМ невесом, (так как масса ПРМ является бесконечно малой величиной по сравнению с массой трактора). Для выбора рациональных геометрических параметров ПРМ рассмотрим относительное равновесие этого механизма в рабочем положении при выдвинутом штоке гидроцилиндра на определенную величину. Покажем действующие силы и реакции связи ПРМ:

- в точке A - шарнирно неподвижная реакция.
- в точке B - давление гидроцилиндра (шток выдвигается).
- рессора BC давит на передний мост, возникает реакция поверхности.

ПРМ конструктивно можно рассмотреть в трех положениях относительно прямых AB и AC :

- нейтральное положение;
- смещение точек B и C против часовой стрелки;
- смещение точек B и C по часовой стрелке.

Рассмотрим равновесие ПРМ при выдвигании штока на рисунке 2.1.

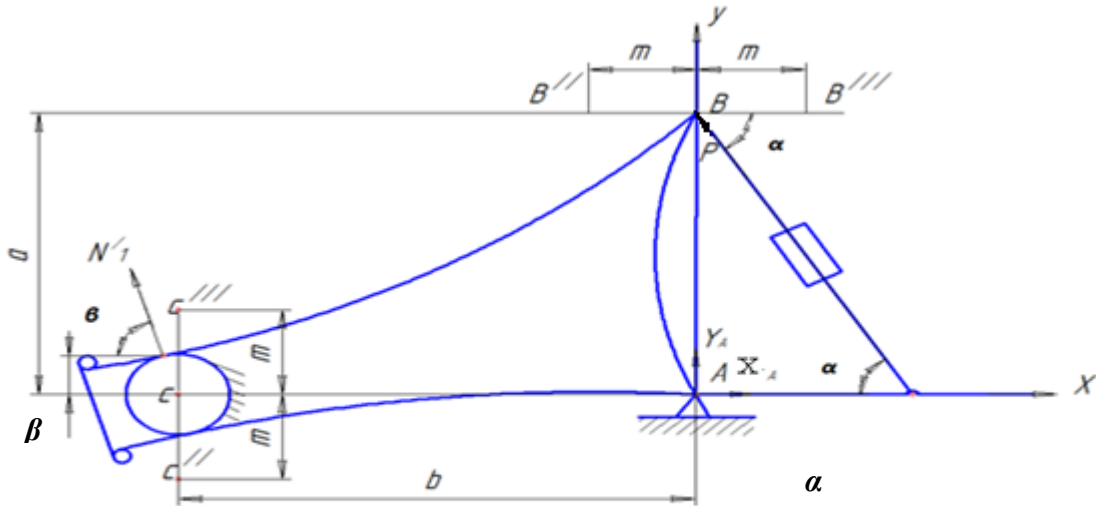


Рисунок 2.1 – Схема ПРМ при выдвигении штока гидроцилиндра

где α – угол наклона гидроцилиндра к точке прикрепления; m – перемещение точки крепления гидроцилиндра, м; N_1', N_1'', N_1''' – реакция поверхности, Н; b – расстояние от точки крепления гидроцилиндра до реакции поверхности N , м; A – шарнирно – неподвижная опора; B – точка крепления рабочей части штока гидроцилиндра к передающему рычагу; AC, BC – плоские пружины; a – расстояние от шарнирно-неподвижной опоры (A) к точке крепления гидроцилиндра, м; h – расстояние от точки C до точки приложения реакции поверхности, м.

Составляем уравнение моментов сил действующих на ПРМ относительно точки A :

$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.10)$$

$$P \cdot a \cos \alpha - N_1^I b \sin \beta - N_1^I h \cos \beta = 0. \quad (2.11)$$

Находим реакцию поверхности N_1^I :

$$N_1^I = \frac{P \cdot a \cos \alpha}{b \sin \beta + h \cos \beta}. \quad (2.12)$$

Зависимость реакции поверхности N_1^I от расстояния a и угла наклона гидроцилиндра α представлено на рисунках 2.2. и 2.3.

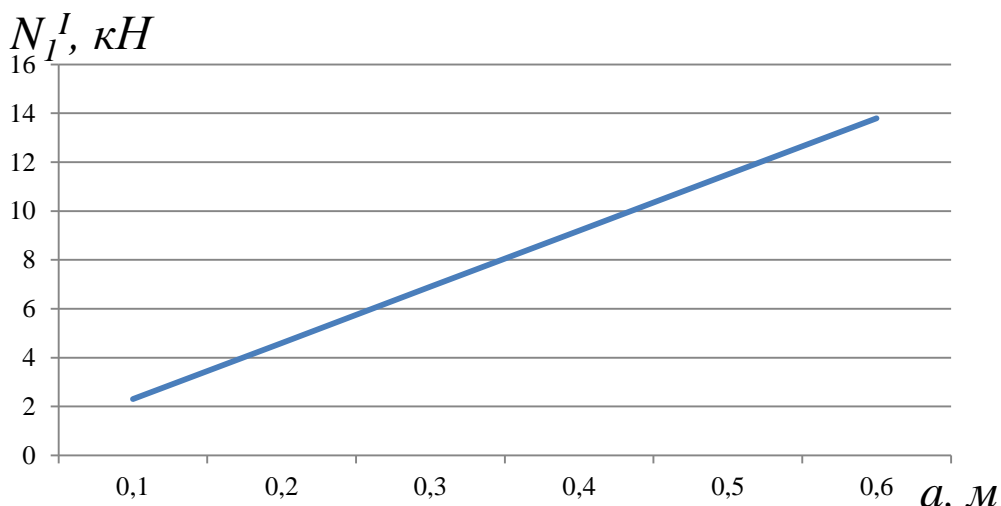


Рисунок 2.2 – Зависимость реакции поверхности N_1^I от расстояния a

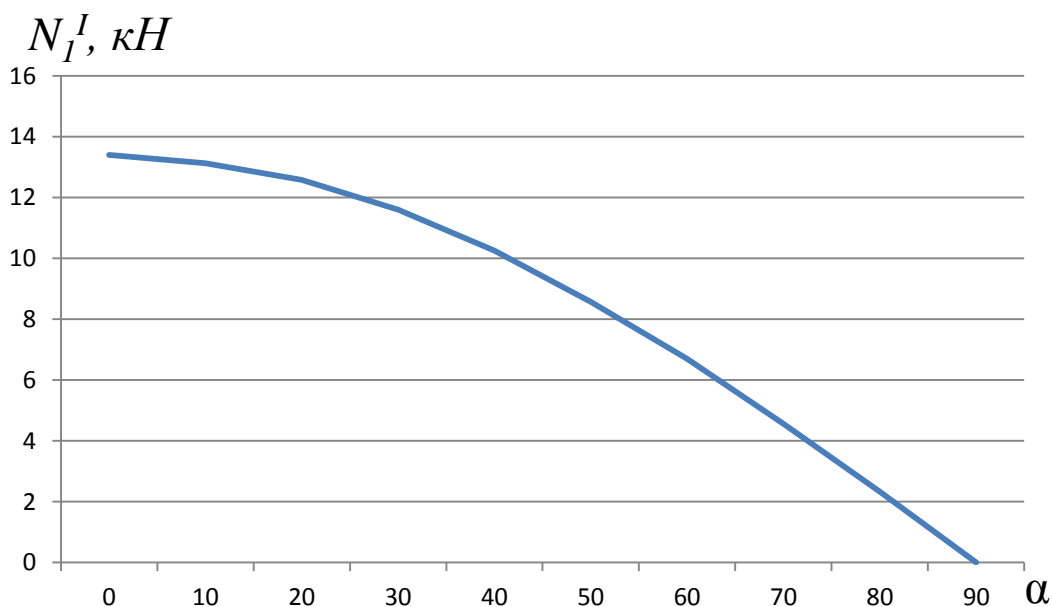


Рисунок 2.3 – Зависимость реакции поверхности N_1^I от угла наклона гидроцилиндра α

Из рисунка 2.2 следует, что сила реакция поверхности N_1^I пропорциональна расстоянию от шарнирно-неподвижной опоры (А) к точке

крепления гидроцилиндра и при значении, $a = 0,55\text{м}$ достигает $N_1^I = 12,65\text{ кН}$. При увеличении угла α наклона гидроцилиндра от 0° до 90° при постоянном расстоянии, при $a = 0,55\text{м}$ сила реакция поверхности N_1^I уменьшается по косинусоиде.

Рассмотрим равновесие ПРМ при выдвигении штока гидроцилиндра со смещением точек B и C против часовой стрелки на рисунке 2.4. Угол наклона гидроцилиндра конструктивно оставляем прежним ($\alpha = \text{const}$).

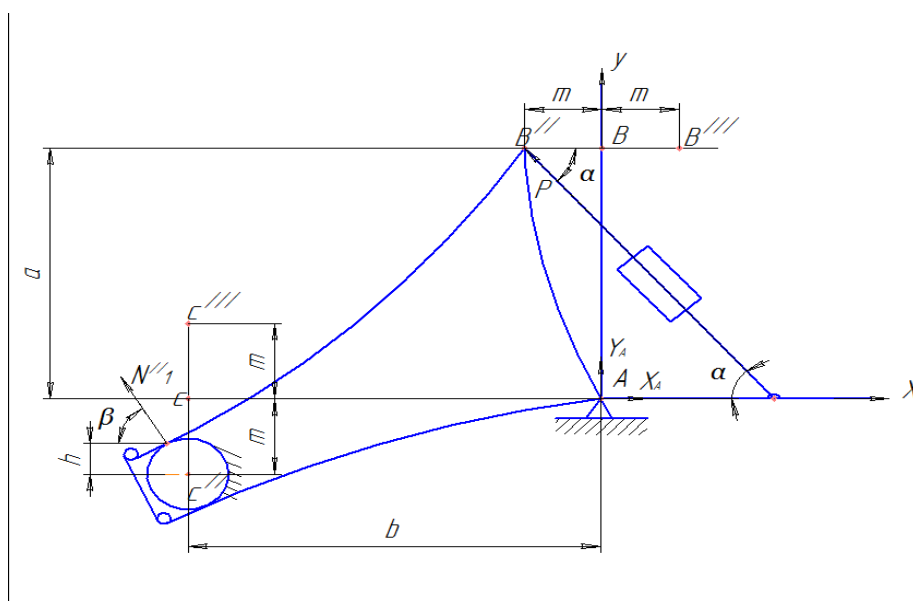


Рисунок 2.4 – Схема ПРМ при выдвигении штока гидроцилиндра со смещением точек B и C против часовой стрелки

$$\text{При} \quad \sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.13)$$

уравнение равновесия принимает вид:

$$P \cdot a \cos \alpha - P \cdot m \sin \alpha - N_1^{II} b \sin \beta - N_1^{II} (m - h) \cos \beta = 0. \quad (2.14)$$

Находим реакцию поверхности N_1^{II} :

$$N_1^{II} = \frac{P \cdot a \cos \alpha - P \cdot m \sin \alpha}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta} = \frac{P(a \cos \alpha - m \sin \alpha)}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta}. \quad (2.15)$$

Для более наглядного представления реакции поверхности при нагрузке переднего моста в виде зависимостей от угла наклона гидроцилиндра (α) и

длины штока (m) представлена зависимость реакции поверхности N_1^{II} от искомых величин (рисунок 2.5).

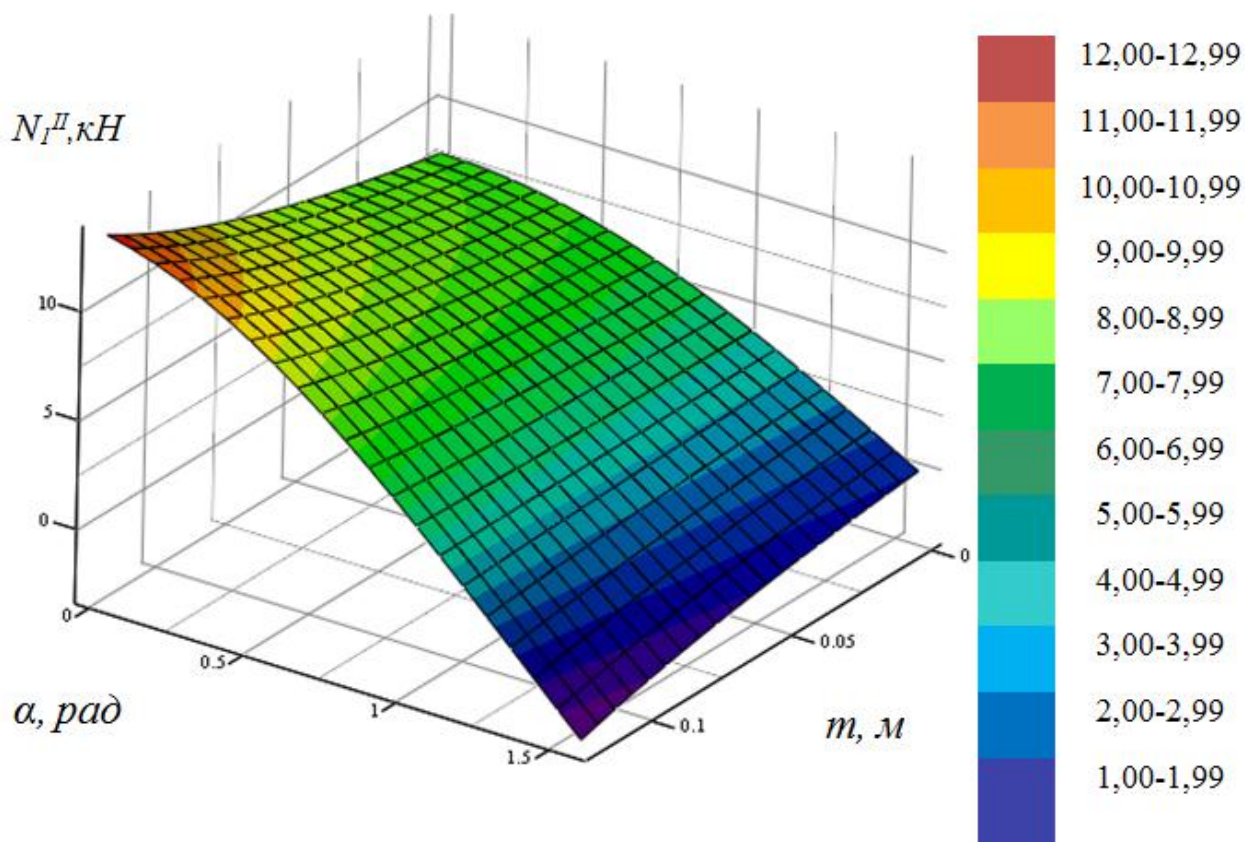


Рисунок 2.5 – Зависимость реакции поверхности N_1^{II} от изменения длины штока и угла наклона гидроцилиндра

В результате исследований совместного влияния выдвигания штока m и угла наклона гидроцилиндра α было установлено, что на изменение реакции поверхности N_1^{II} наибольшее действие оказывает длина штока m . Реакция поверхности N_1^{II} при нагрузке переднего моста максимальна при выдвигании штока на 0,12 м при угле наклона гидроцилиндра $\alpha=0$ рад и составляет $N_1^{II} = 11,626$ кН.

Рассмотрим равновесие ПРМ при выдвигании штока гидроцилиндра со смещением точек B и C по часовой стрелке ($\alpha=const$) (рисунок 2.6).

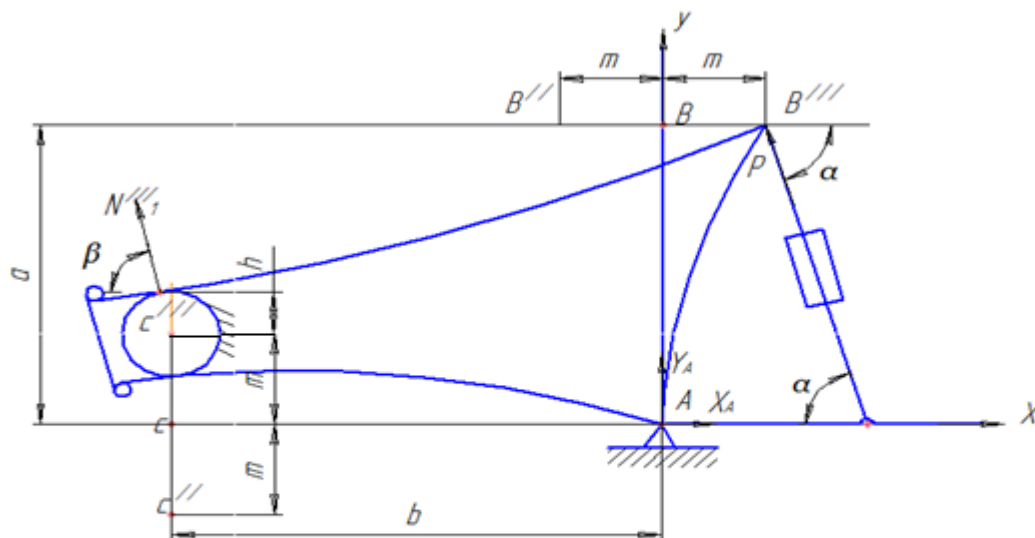


Рисунок 2.6 – Схема ПРМ при выдвигении штока гидроцилиндра со смещением точек B и C по часовой стрелке

При $\sum M_A(F_k) = 0$. (2.16)

уравнение равновесия принимает вид:

$$P \cdot a \cos \alpha + P \cdot m \sin \alpha - N_1^{III} b \sin \beta - N_1^{III} (m + h) \cos \beta = 0. \quad (2.17)$$

Находим реакцию поверхности N_1^{III} :

$$N_1^{III} = \frac{P \cdot a \cos \alpha + P \cdot m \sin \alpha}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta} = \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta}. \quad (2.18)$$

Полученная зависимость может быть представлена в виде реакции поверхности N_1^{III} при нагрузке переднего моста от совместного влияния выдвигения штока (m) и угла наклона гидроцилиндра (α) показана на рисунке 2.7.

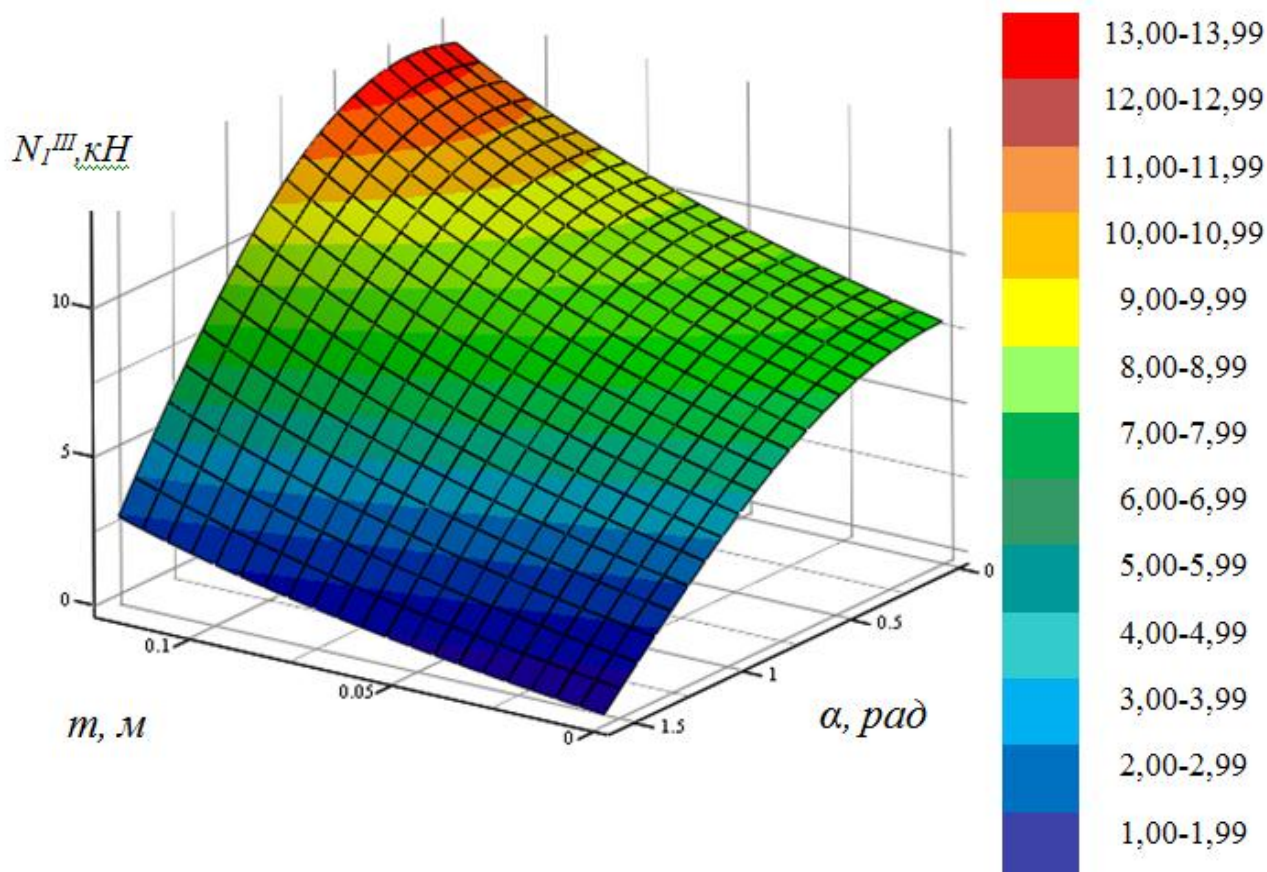


Рисунок 2.7 – Реакция поверхности N_1^{III} от изменения длины штока и угла наклона гидроцилиндра

Необходимо отметить (рисунок 2.7), что выдвижение штока в интервале от 0,1м до 0,12м в сочетании с уменьшением угла наклона гидроцилиндра α предполагает высокую реакцию поверхности $N_1^{III}=13,744$ кН.

Проанализировав выражения 2.12, 2.15, 2.18 можно сделать следующий вывод о том, что

$$N_1^{II} < N_1^I < N_1^{III}. \quad (2.19)$$

Максимальная реакция при выдвижении штока гидроцилиндра соответствует $m, м \rightarrow \max$ – нагрузка на передний мост $\alpha, рад$ имеет возможность повысить продольную устойчивость МЭС, при этом происходит максимальная разгрузка заднего моста.

2.3. Повышение тягово-цепных свойств мобильного энергетического средства при использовании прижимно- разгрузочного механизма

В условиях Амурской области в период проведения основных сельскохозяйственных работ нашли широкое применение, особенно в небольших фермерских хозяйствах, МЭС (трактора с колесной формулой 4К2). В то же время при агрегатировании новых многофункциональных с.-х. машин, возникает проблема, обусловленная недостаточностью тягово-цепных свойств [102]. Это связано с тем, что часть веса приходится на передний, не ведущий управляемый мост и не участвует в реализации тягово-цепных свойств трактора. Для повышения тягово-цепных свойств предлагается использовать ПРМ, который позволяет перераспределять вес между мостами энергетического средства. На данное устройство получен патент на полезную модель [105].

Рассмотрим равновесие ПРМ при втягивании штока гидроцилиндра в трех положениях точек B и C .

Расчетная схема параметров работы устройства будет выглядеть следующим образом рисунок 2.8.

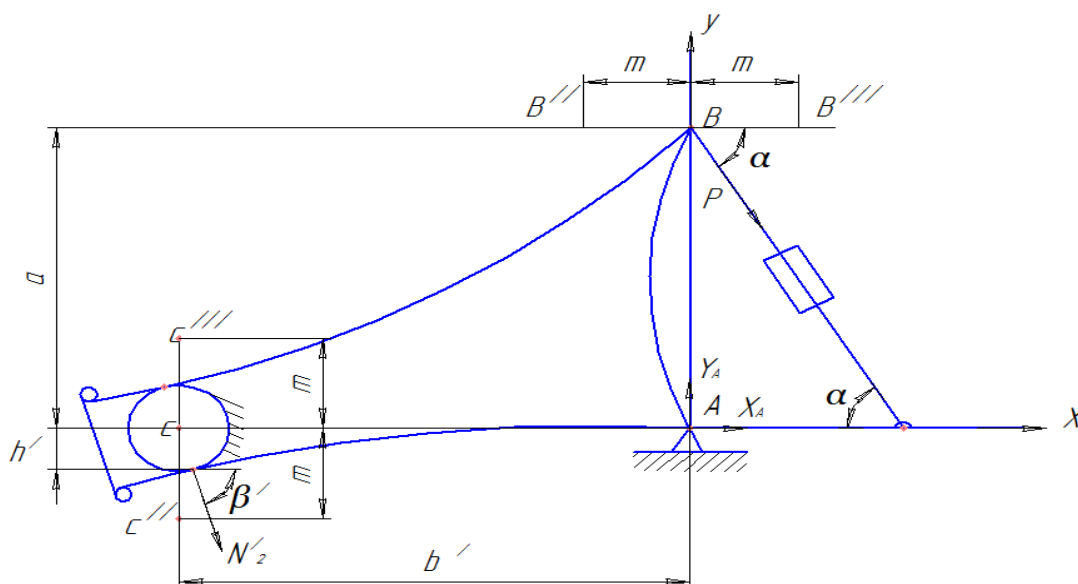


Рисунок 2.8 – Схема ПРМ при втягивании штока гидроцилиндра

При втягивании штока сила давления гидроцилиндра поменяет направление, и тогда на передний мост будет действовать рессора AC . Составляем уравнение моментов сил действующих на ПРМ относительно точки A при втягивании штока гидроцилиндра в нейтральном положении точки C и B :

$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.20)$$

$$-P \cdot a \cos \alpha + N_2^I b'' \sin \beta'' + N_2^I h'' \cos \beta'' = 0. \quad (2.21)$$

Находим реакцию поверхности N_2^I :

$$N_2^I = \frac{P \cdot a \cos \alpha}{b'' \sin \beta'' + h'' \cos \beta''}. \quad (2.22)$$

Более наглядно зависимость реакции поверхности N_2^I от расстояния a при втягивании штока гидроцилиндра представлено на рисунке 2.9.

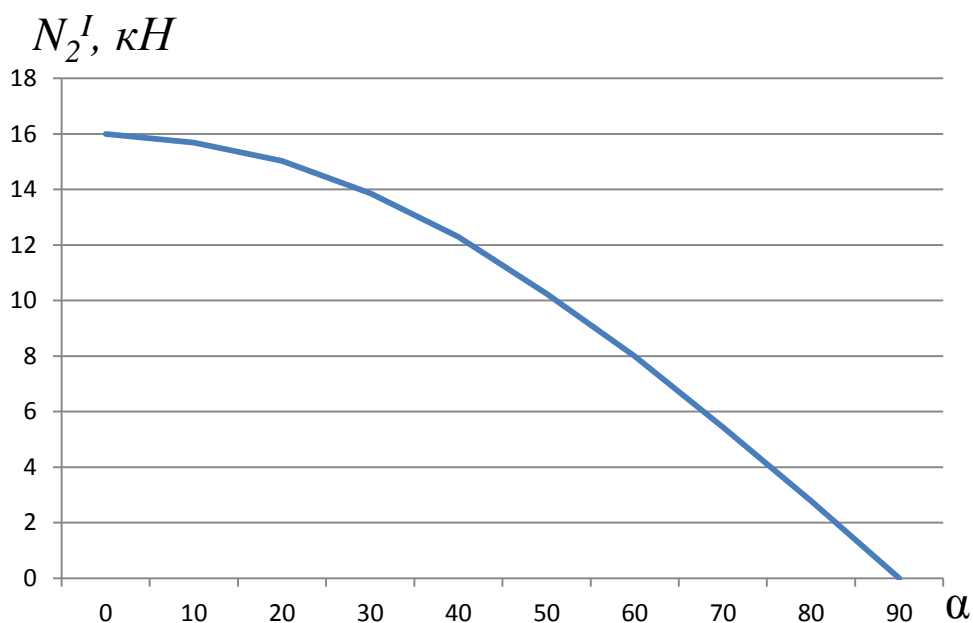


Рисунок 2.9 – Зависимость реакции поверхности N_2^I от угла наклона гидроцилиндра α

Из рисунка 2.9 следует, что при увеличении угла наклона гидроцилиндра α от 0° до 90° при постоянном расстоянии $a=0,55$ м. сила реакция поверхности N_2^I стремится к минимальному значению.

зависимости от угла наклона гидроцилиндра (α) и длины штока (m) (рисунок 2.11).

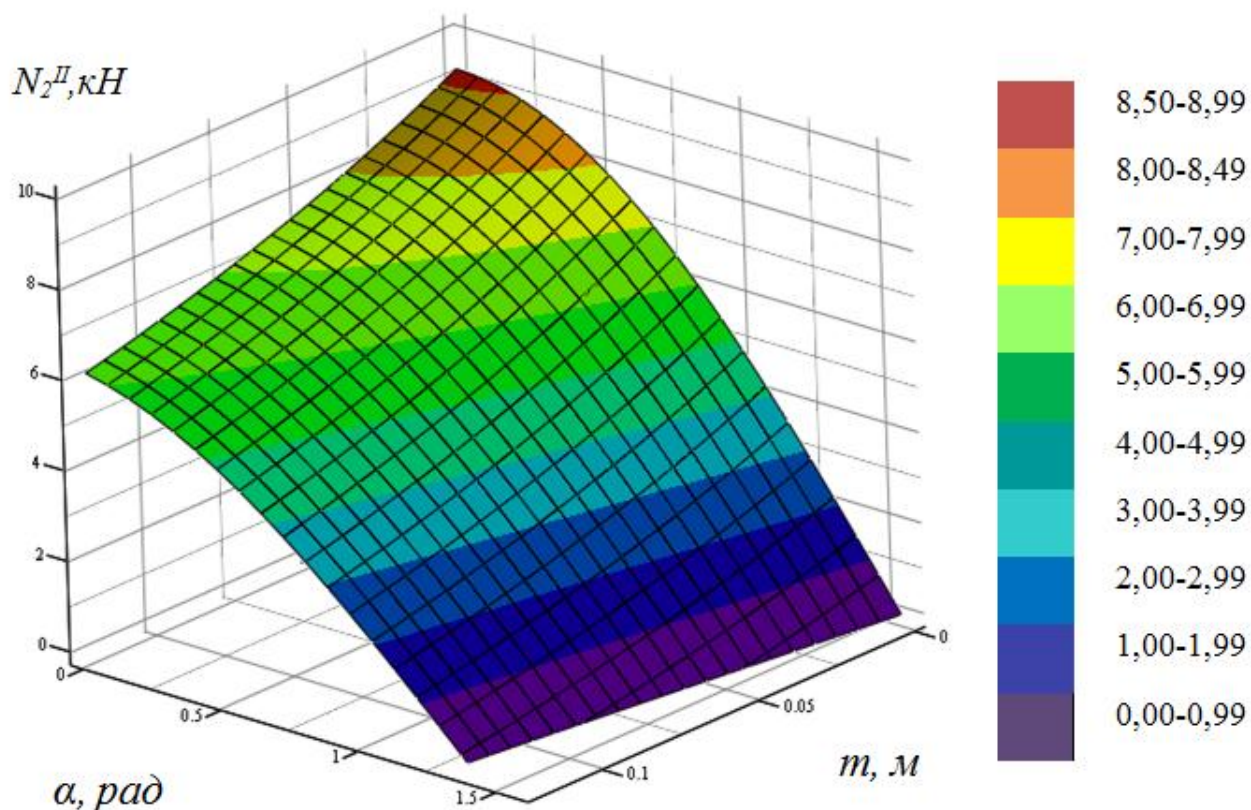


Рисунок 2.11 –Зависимость реакция поверхности N_2^{II} от изменения длины штока и угла наклона гидроцилиндра

На рисунке 2.11 показано, что реакция поверхности N_2^{II} при разгрузки переднего моста максимальна, в случае наибольшего втягивания штока гидроцилиндра, т.е. минимального перемещения точки крепления гидроцилиндра при уменьшении угла наклона гидроцилиндра и составляет $N_2^{II}=8,661$ кН.

Рассмотрим равновесие ПРМ при втягивании штока гидроцилиндра со смещением точек B и C по часовой стрелки на рисунке 2.12, ($\alpha=const$).

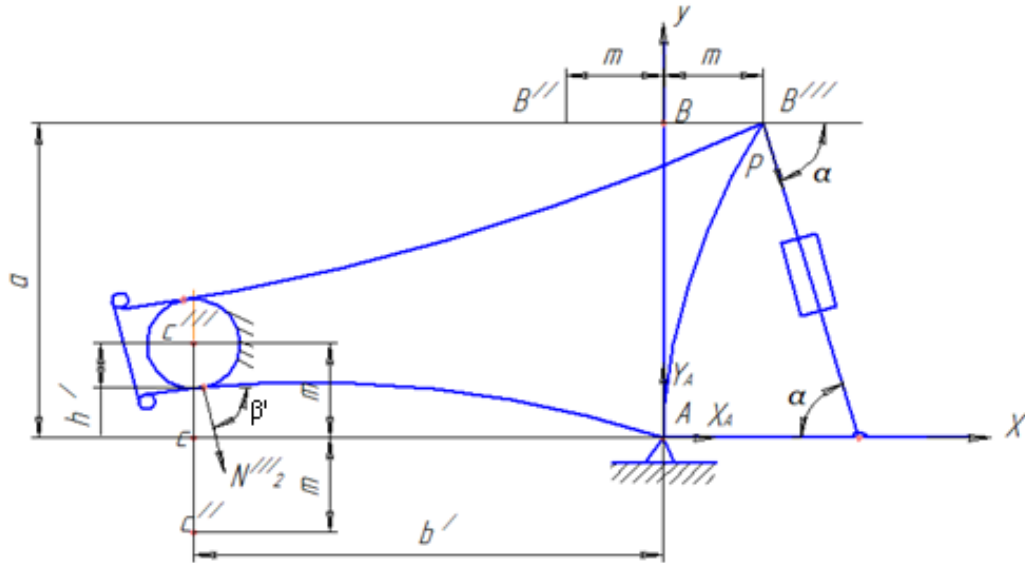


Рисунок 2.12 – Схема ПРМ при втягивании штока гидроцилиндра со смещением точек B и C по часовой стрелке

При
$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.26)$$

$$-P \cdot a \cos \alpha - P \cdot m \sin \alpha + N_2^{III} b' \sin \beta'' - N_2^{III} (m - h') \cos \beta'' = 0. \quad (2.27)$$

Находим реакцию поверхности N_2^{III}

$$N_2^{III} = \frac{P \cdot a \cos \alpha + P \cdot m \sin \alpha}{b'' \sin \beta'' - (m - h') \cos \beta''} = \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b'' \sin \beta'' - (m - h') \cos \beta''}. \quad (2.28)$$

С целью прогнозирования силы реакции поверхности N_2^{III} от перемещения точки крепления гидроцилиндра и изменения угла наклона гидроцилиндра построена зависимость, представленная на рисунке 2.13.

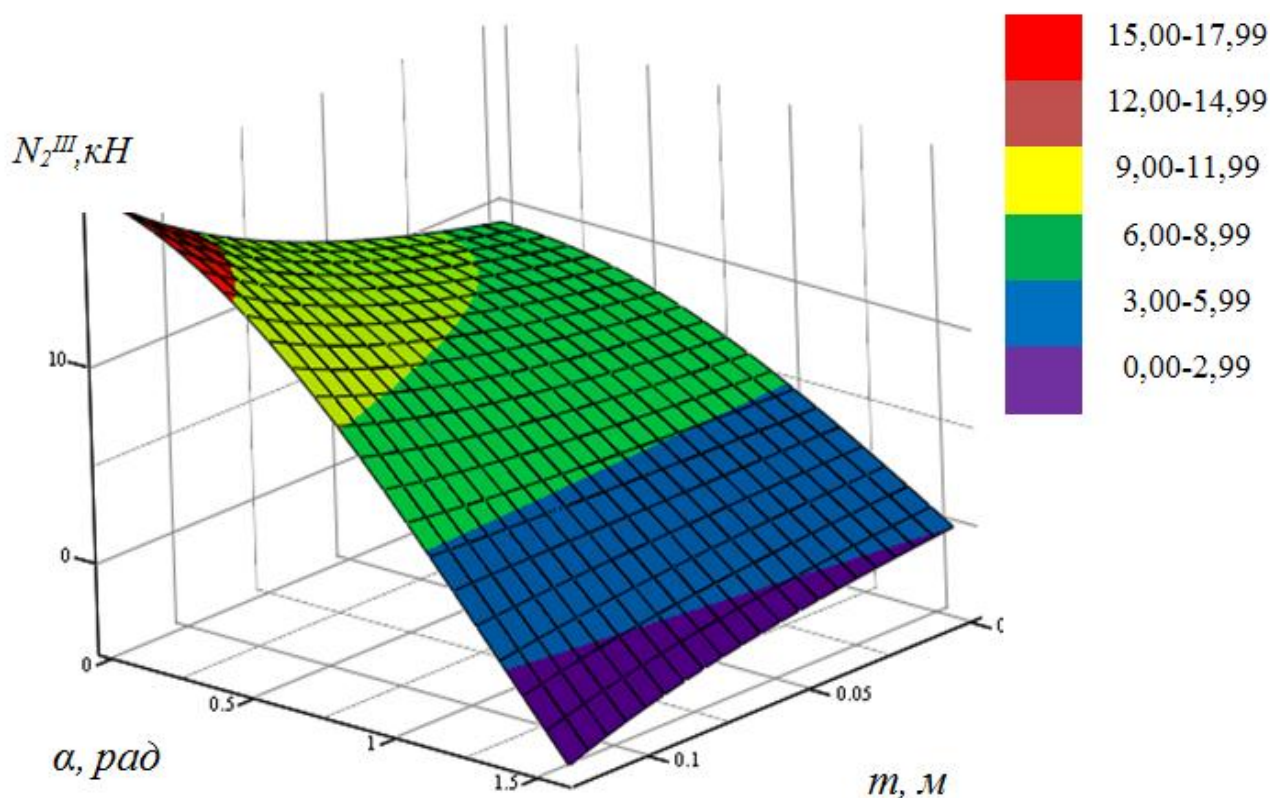


Рисунок 2.13 – Зависимость реакция поверхности N_2^{III} от перемещения точки крепления гидроцилиндра и угла наклона гидроцилиндра

Опираясь на рисунок 2.12, можно сказать, что наибольшая реакция поверхности N_2^{III} , при разгрузке переднего моста достигается при максимальном втягивании штока гидроцилиндра с минимальным углом наклона гидроцилиндра и стремится к значению $N_2^{III} = 17,378 \text{ кН}$.

Сравнивая выражения (2.22), (2.25), (2.28) делаем следующий вывод

$$N_2^{II} < N_2^I < N_2^{III}. \quad (2.29)$$

Таким образом, при втягивании штока гидроцилиндра максимальная реакция достигается в случае смещением точек B и C в сторону стрелке $N_2^{III} \rightarrow \max$, что приводит к наибольшей разгрузке переднего моста, и как следствие, происходит максимальная загрузка заднего моста.

2.4 Теоретические зависимости влияния перераспределения сцепного веса между мостами трактора на эксплуатационные показатели МТА

Касательная сила тяги, которую реализует мобильное энергетическое средство, в общем случае напрямую зависит от сцепного веса, то есть веса приходящегося на ведущие колеса и ограничено условиями сцепления движителей с опорной поверхностью (почвой) [129]:

$$P_k = \varphi G_{\text{сц}}, \quad (2.30)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес энергетического средства, Н.

Для рассматриваемого случая сцепной вес будет складываться из двух составляющих:

$$G_{\text{сц}} = G_{\text{з.в}} + N_{\text{доп}}, \quad (2.31)$$

где $G_{\text{з.в}}$ – вес, приходящийся на задние ведущие колеса, Н;

$N_{\text{доп}}$ – дополнительный вес, приходящийся на задние ведущие колеса от перераспределения, Н.

Учитывая выражение (2.30) формула (2.31) примет следующий вид:

$$P_k = \varphi(G_{\text{з.в}} + N_{\text{доп}}). \quad (2.32)$$

Производительность машинно-тракторного агрегата определяется по формуле [77]:

$$W = 0,36 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (2.33)$$

где B_p – ширина захвата агрегата, м;

V_p – рабочая скорость движения, м/с;

τ – коэффициент использования времени смены.

Если не учитывать организацию полевых работ (способ движения, техническое состояние и т.п.), то согласно зависимости (2.33) становится очевидным, что на производительность машинно-тракторного агрегата основное влияние оказывают два показателя – ширина захвата агрегата и скорость его движения.

2.4.1 Обоснование влияния прижимно -разгрузочного механизма на ширину захвата сельскохозяйственного агрегата

Между конструктивной шириной захвата агрегата и силой, развиваемой на крюке МЭС, существует следующая взаимосвязь [77]

$$B_{\kappa} = \frac{K_{\kappa p} P_{\kappa p n}}{K}, \quad (2.34)$$

где $P_{\kappa p n}$ – номинальное крюковое усилие, развиваемое МЭС на i -ой передаче, Н;

K – удельное сопротивление сельскохозяйственной машины, Н/м²,

$K_{\kappa p}$ – коэффициент использования тягового усилия трактора.

Используя формулу (2.34) и известную зависимость между конструктивной и рабочей шириной захвата, выразим рабочую ширину захвата:

$$B_p = B_{\kappa} \cdot \beta, \quad (2.35)$$

где β – коэффициент использования ширины захвата сельскохозяйственной машины.

Пользуясь зависимостью (2.28), позволяющей найти дополнительную нагрузку на задние ведущие колеса от перераспределения сцепного веса между мостами МЭС и подставляя её в выражение (2.31) получим:

$$G_{\text{сц}} = G_{\text{з.в}} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'}. \quad (2.36)$$

Подставляя полученное значение сцепного веса в ранее полученную зависимость (2.32) получим значение увеличения касательной силы тяги МЭС с учетом перераспределенной нагрузки с переднего, не ведущего моста:

$$P_{\kappa} = \varphi \left(G_{\text{з.в}} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right). \quad (2.37)$$

Касательная сила тяги складывается из двух составляющих:

$$P_k = P_{кр} + P_f, \quad (2.38)$$

где $P_{кр}$ –тяговое усилие трактора, Н;

P_f – сила сопротивления движению, Н.

При формировании машинно-тракторного агрегата учитывается основной показатель – тяговое усилие, развешаемое энергетическим средством, которое можно выразить из формулы (2.38):

$$P_{кр} = P_k - P_f. \quad (2.39)$$

Выразим тяговое усилие развиваемое трактором с учетом перераспределенной нагрузки:

$$P_{кр} = \varphi \left(G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) - P_f. \quad (2.40)$$

Решая совместно уравнения (2.35) и(2.40) получим рабочую ширину захвата МТА:

$$B_p = \frac{\beta \cdot K_{кр} \cdot P_{кр}}{K} = \frac{\beta \cdot K_{кр} \cdot \left[\varphi \left(G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) - P_f \right]}{K}. \quad (2.41)$$

Исходя из этого, производительность МТА с ПРМ будет равна:

$$W = 0,36V_p \cdot \tau \cdot \frac{\beta \cdot K_{кр} \cdot P_{кр} \cdot \left[\varphi \left(G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) - P_f \right]}{K}. \quad (2.42)$$

Таким образом, из выражения (2.42) очевидно, что использование ПРМ дает возможность повысить производительность за счет увеличения ширины захвата сельскохозяйственного орудия.

2.4.2 Влияние ПРМ на буксование, скоростные характеристики и производительность МТА

Величина крутящего момента, реализуемая ведущими колесами любого энергетического средства, зависит от веса, приходящегося на них, и коэффициента использования сцепного веса и в общем случае может определиться по следующему выражению [129]:

$$\frac{M_{\text{вед}}}{r_k} = \varphi \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.43)$$

где $M_{\text{вед}}$ – ведущий момент от двигателя, передающийся на колеса, Н/м;

r_k – радиус колеса, м.

Коэффициент использования сцепного веса можно определить по формулам:

для серийного МЭС

$$\varphi = \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_k}. \quad (2.44)$$

для экспериментального МЭС

$$\varphi = \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}}^{\text{э}} \cdot r_k} = \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_k}. \quad (2.45)$$

При сравнении формул (2.44) и (2.45) становится очевидным, что экспериментальный трактор, оборудованный ПРМ, реализует такой же ведущий момент при меньшем коэффициенте использования сцепного веса по сравнению с серийным вариантом.

Буксование энергетического средства можно определить по формуле предложенной И.И. Трепененковым [133]:

$$\delta = \frac{0,248 \cdot \varphi_k}{1 - 3,077 \cdot \varphi_k^3}. \quad (2.46)$$

С учетом ранее полученных формул выражение (2.46) можно представить следующим образом:

-для серийного МЭС

$$\delta^c = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}} \right)^3}, \quad (2.47)$$

-для экспериментального МЭС с ПРМ

$$\delta^э = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}} \right)^3}. \quad (2.48)$$

Анализируя полученные выражения (2.47) и (2.48) необходимо отметить, что постановка ПРМ позволяет снизить величину буксования по сравнению с серийным энергетическим средством. Это в свою очередь позволит увеличить рабочую скорость движения и как следствие величину производительности машинно-тракторного агрегата.

В общем случае рабочую скорость движения можно представить следующим образом [129]:

$$V_p = V_T(1 - \delta). \quad (2.49)$$

Как было сказано ранее, снижение величины буксования повышает рабочую скорость движения, которая на прямую влияет на величину производительности [77]:

$$W = 0,36B_p \cdot V_T \cdot (1 - \delta) \cdot \tau \quad (2.50)$$

Используя ранее полученные формулы (2.47) и (2.48) получим величину производительности:

-для серийного МЭС

$$W^c = 0,36B_p \cdot V_T \cdot \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \right) \cdot \tau. \quad (2.51)$$

-для экспериментального МЭС с ПРМ

$$W^э = 0,36B_p \cdot V_T \cdot \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{вед}}{(G_{сц} + N_{доп}) \cdot r_k}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{вед}}{(G_{сц} + N_{доп}) \cdot r_k} \right)^3} \right) \cdot \tau. \quad (2.52)$$

Полученные аналитические зависимости можно показать в графическом виде (рисунок 2.14).

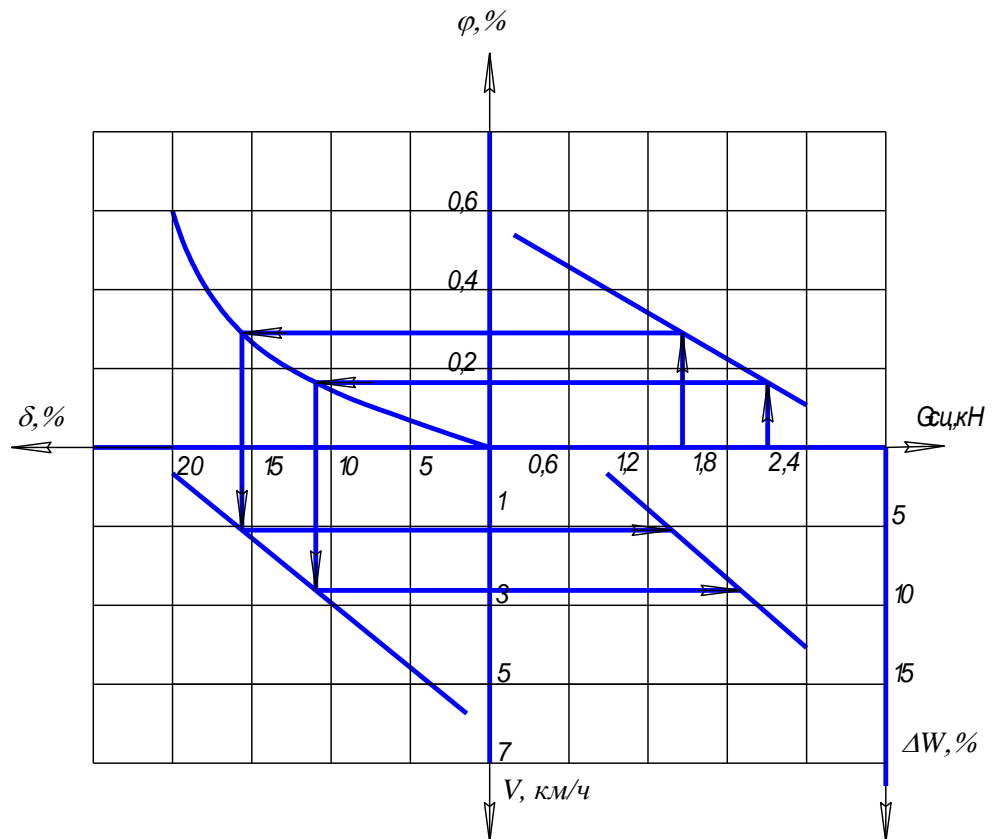


Рисунок 2.14 – Номограмма для определения влияния ПРМ на величину производительности МТА

Анализируя полученные зависимости, необходимо отметить, что производительность у машинно-тракторного агрегата с ПРМ выше, чем производительность серийного машинно-тракторного агрегата в зависимости от величины дополнительной нагрузки. Таким образом, согласно полученной номограмме, увеличение нагрузки на 0,6 кН позволяет увеличить производительность МТА на 4%.

3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Задачи экспериментальных исследований

Для подтверждения полученных во второй главе теоретических и аналитических зависимостей необходимо провести проверку в реальных условиях эксплуатации. Кроме этого ряд параметров, входящих в теоретические зависимости, требуют дополнительного экспериментально анализа.

Задачи экспериментальных исследований:

1. Провести исследования по перераспределению сцепного веса между мостами МЭС (на примере трактора класса 1.4) за счет использования ПРМ.
2. Исследовать тягово-сцепные свойства МЭС ПРМ.
3. Определить влияние ПРМ на производительность.
4. Выявить влияние МЭС на физико-механические свойства почвы.
5. Провести сравнительные хозяйственные и топливно-энергетическую оценку использования МЭС с ПРМ.

3.2 Общая методика проведения экспериментальных исследований

Разнообразный парк МЭС позволяет вносить своевременные изменения в процесс производства зерновых культур и сои, а так же совершенствовать технологию возделывания сельскохозяйственных культур на основе повышения их тягово-сцепных свойств. Для наиболее точной оценки эффективности необходимо для испытаний выбирать не только разные марки МЭС, но и однотипные по ходовой системе.

3.3 Объекты экспериментальных исследований

Объектами МЭС для исследования были выбраны следующие тракторы:

1. МТЗ-80 серийный (рисунок 3.1).
2. МТЗ-80 с дополнительно установленным ПРМ (рисунок 3.2).



Рисунок 3.1– Серийный трактор МТЗ-80



Рисунок 3.2– Трактор МТЗ-80 с установленным ПРМ

3.4 Сравнительные характеристики объектов исследований и условия проведения экспериментов

В качестве объекта исследования выбран технологический процесс работы колесных тракторов при возделывании сельскохозяйственных культур в условиях Амурской области. Исследования проводились на основных сельскохозяйственных операциях. Объектами данного технологического процесса взяты МЭС (тракторы класса 1,4 с колесной формулой 4К2), используемые на возделывании зерновых культур и сои в естественно-производственных условиях Амурской области. При выполнении различных сельскохозяйственных работ трактор комплектовался с.-х. машинами, обычно используемыми в Амурской области.

Для сравнения использовался трактор с установленным ПРМ, который изображен на рисунках 3.3 и 3.4. Он содержит тягово-догружающее устройство, состоящее из силового гидроцилиндра 1 и прижимно -разгрузочного механизма 2, выполненного из трёх плоских пружин рессорного типа 3,4,5,

взаимоскрепленных через проушины 6, реактивную тягу 7, кронштейн 8 с шарниром 9, установленный на раме 10 трактора 11, вилочный направитель 12 силового гидроцилиндра 1. При этом две пружины 3 и 4 установлены с верхней и нижней части переднего управляемого моста 13, их прилежащие окончания объединены через проушины 6 реактивной тягой 7 с резиновыми втулками 14, при чём последующее окончание верхней пружины 3 с проушиной 6 объединено болтовым соединением в вилочном направителе 12 силового гидроцилиндра 1 с проушиной 6 третьей плоской пружины 5, которая другим окончанием с проушиной 6 устанавливается в косыночном кронштейне 8 с шарниром 9 на раме 10 трактора 11, куда также установлена последующая проушина 6 нижней плоской пружины 4. Устройство также включает в себя гидрораспределитель трактора и гидрошланги (на рисунке не показаны).

Устройство работает следующим образом: При передвижении колёсного трактора по грунтам с низкой несущей способностью, проведении хозяйственных работ и необходимости перераспределения части собственной нагрузки трактора с его заднего ведущего моста на передний управляемый мост оператором трактора включается гидрораспределитель и подаётся гидрожидкость в силовой гидроцилиндр 1, шток которого при выдвигении через вилочный направитель 12 надавливает на верхнюю плоскую пружину 3, поворачивая прижимно-разгрузочный механизм 2 на шарнире 9 и передавая часть собственной нагрузки трактора с его заднего ведущего моста на передний управляемый мост 13. При необходимости перераспределения части собственной нагрузки трактора с его переднего управляемого моста 13 на задний ведущий мост оператором трактора также включается гидрораспределитель и подаётся гидрожидкость на силовой гидроцилиндр 1, рабочий шток которого при втягивании через вилочный направитель 12 поворачивает ПРМ 2 на шарнире 9, увеличивая нагрузку на нижней плоской пружине 4 и, приподнимая передний управляемый мост 13 трактора, передаёт часть собственной нагрузки трактора через ПРМ на его задний ведущий мост.

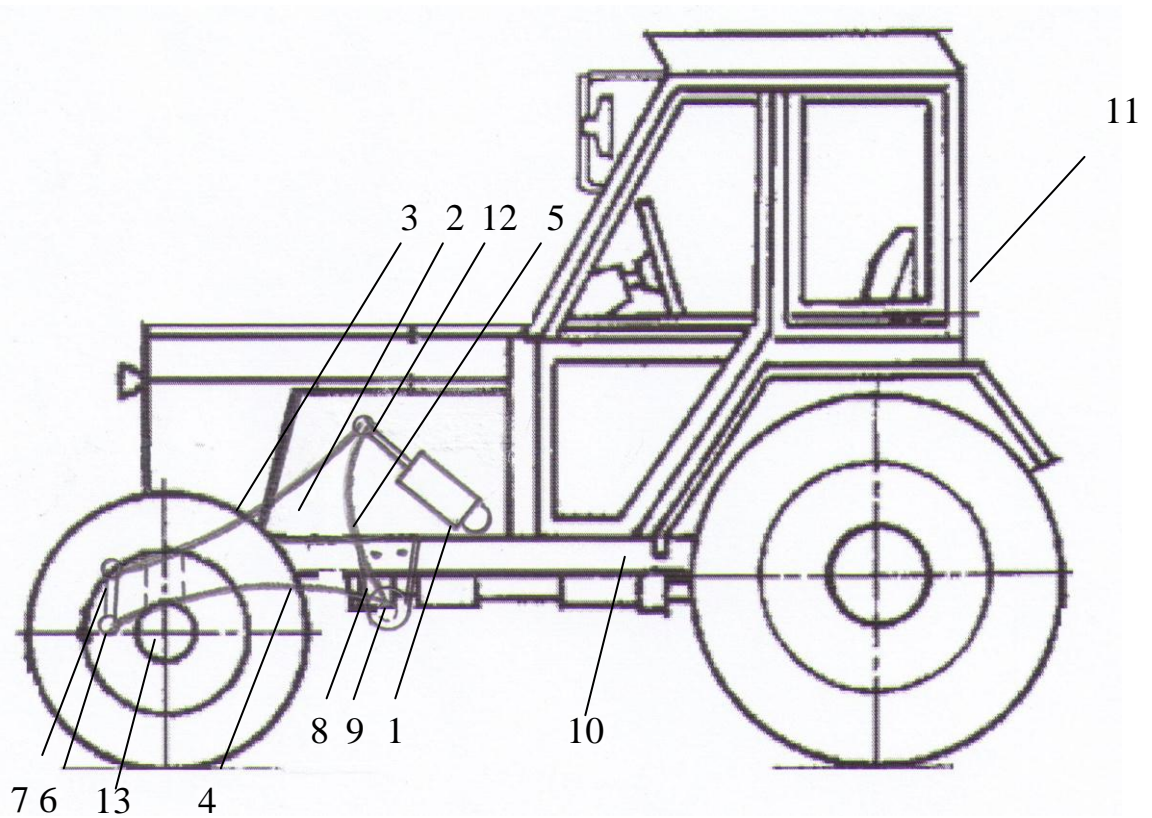


Рисунок 3.3– Схема трактора с ПРМ:

1- силовой гидроцилиндр; 2 - ПРМ; 3,4,5 - плоская пружина рессорного типа; 6 – проушина; 7 – реактивная тяга; 8 – кронштейн; 9 – шарнир; 10 – рама; 11 – трактор; 12 – вилочный направитель; 13 – управляемый мост



Рисунок 3.4– Трактор класса 1,4 с ПРМ

Экспериментальные исследования проведены в КФХ “Волошин В.К.”, “Жуковин С.А.”, “Лейко В.А.”, “Ковалев С.В.” Ивановского района Амурской области. При проведении испытаний выбирались горизонтальные участки с ровным микрорельефом и углом наклона не более двух градусов. Длина участка составила 800-1200 м, режим работы трактора – вторая-шестая передачи.

3.5 Средства измерений при проведении полевых испытаний

Для определения влияния перераспределения сцепного веса между мостами трактора на тягово-сцепные свойства в реальных условиях эксплуатации, были проведены сравнительные тяговые испытания, которые показаны на рисунке 3.6. При этом замерялись следующие параметры: частота вращения ведущих колес трактора (рисунок 3.5); тяговое усилие (рисунок 3.6); время опыта; пройденный путь (рисунок 3.7); вес, приходящейся на колеса трактора (рисунок 3.8).

Измерение вышеназванных параметров проводилось с использованием тензометрической аппаратуры.



Рисунок 3.5– Измерение частоты вращения ведущих колес трактора



Рисунок 3.6– Измерение тягового усилия



Рисунок 3.7– Измерение пройденного пути



Рисунок 3.8– Фрагмент измерения веса приходящегося на колеса трактора

3.5.1 Измерение тягового усилия МЭС

Определение тягового усилия подробно описано в работе [129]. При проведении тяговых испытаниях трактора использовалось тензометрическое звено, которое представлено на рисунке 3.6 и бортовой измерительный комплекс. Тензометрическое звено тарировалось перед началом и в конце испытаний (рисунок 3.9).

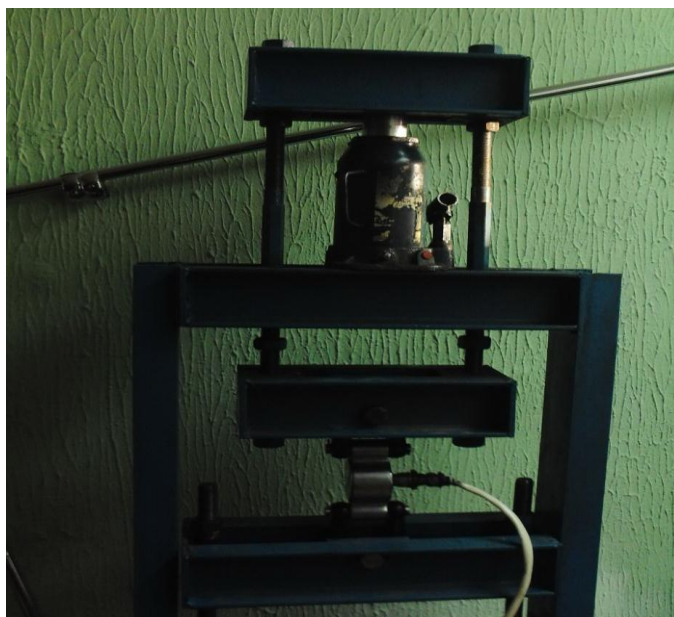


Рисунок 3.9– Тарировка тензометрического звена

3.5.2 Измерение дополнительной вертикальной нагрузки на ведущие колеса МЭС

Для измерения дополнительной нагрузки на ведущие колеса МЭС использовались переносные подкладные весы RW-10(15)P, предназначенные для взвешивания МЭС с максимальным количеством осей до трех.

Износостойкая весовая платформа из литого алюминия, скосы из жесткой резины и датчики из нержавеющей стали позволяют производить взвешивание энергетического средства с осевой нагрузкой до 30 т. (рисунок 3.10).



Рисунок 3.10– Весовая платформа с датчиками веса

Весовые площадки имеют высокий класс защиты IP65, что позволяет эксплуатировать весы в самых неблагоприятных условиях. Масса энергетического средства определяется по нагрузке на каждое колесо с последующим суммированием.

Для взвешивания отдельно по осям применялся комплект из двух весовых площадок, представленных на рисунке 3.11.



Рисунок 3.11– Комплект весовых платформ для взвешивания по осям

При взвешивании производилась последовательная установка каждой оси энергетического средства на весовых площадках. Полученные значения фиксировались на панели прибора, что показано на рисунке 3.12, который располагается в салоне автомобиля, что дает возможность проводить измерения непосредственно в производственных условиях (рисунок 3.13).



Рисунок 3.12– Панель прибора CASRW- 2601P



Рисунок 3.13– Передвижная весовая лаборатория

3.5.3 Измерение частоты вращения ведущего колеса МЭС

Измерение частоты вращения ведущего колеса трактора было осуществлено на основании методик, изложенных в работе [129] и показано на рисунке 3.5.

Теоретическая скорость при этом определялась по формуле:

$$V_T = \frac{2\pi \cdot r_k \cdot n_k}{t}, \quad (3.1)$$

где t – время опыта, с; r_k – динамический радиус качения ведущего колеса, м; n_k – частота вращения ведущего колеса трактора.

Определение динамического радиуса качения ведущего колеса осуществлялось следующим образом: трактор передвигался по горизонтальному участку поля в установившемся режиме холостого хода. При этом принималось два допущения:

- буксование ведущих колес отсутствует (отсутствие тяговой нагрузки);
- радиус качения ведущих колес при различных крутяковых нагрузках

остаётся постоянным.

Динамический радиус качения ведущих колес при этом определялся по формуле [129]:

$$r_k = \frac{L}{2\pi \cdot n_{xx}}, \quad (3.2)$$

где L – пройденный путь за опыт, м;

n_{xx} – количество оборотов ведущих колес трактора при холостом ходе на длине мерного гона.

3.5.4 Измерение пройденного пути и буксования МЭС

Пройденный путь определялся с помощью датчика установленного на ведомое колесо трактора рисунок 3.7.

На ступице колеса было смонтировано устройство, позволяющее за каждый оборот колеса восемь раз размыкать электрическую цепь, что фиксировалось регистрирующим устройством.

Пройденный путь за опыт определялся по формуле [129]:

$$L = 2\pi \cdot r'_k \cdot n, \quad (3.3)$$

где n – число оборотов путеизмерительного колеса;

r'_k – радиус качения путеизмерительного колеса, м.

Количество оборотов ведущего колеса определялось по формуле

$$n = N_I / 8, \quad (3.4)$$

где N_I – количество импульсов по счетчику.

Рабочая скорость находилась по формуле [129]:

$$V_p = \frac{L}{t}. \quad (3.5)$$

Буксование ведущих колес трактора определялась по формуле [129]:

$$\sigma = \frac{V_T - V_P}{V_T}. \quad (3.6)$$

3.6 Определение основных физико-механических свойств почвы

Из физических свойств на механическую прочность почвы наибольшее влияние оказывает ее состояние (влажность, твердость и плотность), поэтому при тяговых испытаниях тракторов ограничиваются определением только этих трёх показателей. Методика определения физико-механических свойств почвы подробно описана в работах [58, 101].

3.7 Методика проведения сравнительных хозяйственных испытаний

Показателем эффективности применения новой техники является повышение производительности труда. Для определения эффективности использования трактора с ПРМ, были проведены сравнительные хозяйственные испытания в естественных условиях эксплуатации в Амурской области. Испытания проводились методом хронометражных наблюдений, при этом основными эксплуатационно-технологическими показателями являются:

- производительность за 1 ч. эксплуатационного или сменного времени;
- качество выполнения рабочей операции;
- удельный расход топлива;
- количество обслуживающего персонала.

Производительность за 1 ч. эксплуатационного и сменного времени определяют по формулам [53]:

$$W_{\text{ЭК}} = W_0 \cdot K_{\text{ЭК}}, \quad (3.7)$$

$$W_{\text{СМ}} = W_0 \cdot K_{\text{СМ}}, \quad (3.8)$$

где $W_{\text{ЭК}}, W_{\text{СМ}}, W_0$ – производительность за 1 ч. времени соответственно эксплуатационного, сменного, основного в гектарах;

$K_{\text{ЭК}}, K_{\text{СМ}}$ - коэффициенты использования эксплуатационного и сменного времени.

Производительность за 1 час основного времени определяют по формуле [53]:

$$W_0 = \frac{F_m}{T_0}, \quad (3.9)$$

где F_m – наработка агрегата в гектарах.

Производительность за 1 ч технологического времени W_{tex} определяют по формуле [53]:

$$W_{tex} = W_0 \cdot K_{tex}, \quad (3.10)$$

где K_{tex} – коэффициент использования технологического времени.

3.8 Методика математической обработки экспериментальных данных

3.8.1 Оценка точности измерений

При проведении экспериментальных исследований неизбежно встречаются ряд ошибок: случайные, систематические и грубые.

При математической обработке и обосновании аналитических выводов можно использовать лишь те результаты опытов, которые не содержат грубых и систематических односторонних ошибок.

При планировании экспериментов и обработке результатов исследований учитывали относительную суммарную погрешность. Например, при определении веса приходящегося на колесо суммарная погрешность будет состоять из следующих составляющих [29,30,42,43]:

$$П = П_в + П_н + П_п + П_{об}, \quad (3.11)$$

где $П_в$ – относительная погрешность весов; $П_н$ – относительная погрешность из-за не параллельности установки энергетического средства на весы; $П_п$ – относительная погрешность регистрирующего прибора; $П_{об}$ – относительная погрешность обработки данных. Аналогичным образом находили погрешность при определении других параметров, представленных в таблице 3.1.

Таблица 3.1 -Суммарные относительные ошибки прямых и косвенных измерений

Замеряемые величины	Относительная ошибка, %
Тяговое усилие	3,7-4,3
Буксование	4,3- 4,5
Теоретическая скорость движения	4,2-4,4
Рабочая скорость движения	4,3-4,5
Нагрузка на движитель	3,8-4,2

3.8.2 Статистическая обработка экспериментальных данных

Числовыми характеристиками случайных величин является математическое ожидание и дисперсия. Обычно оценками математического ожидания и дисперсии случайных величин являются выборочное среднее и выборочная дисперсия [29,230,42,43,63,112,113]. При определении точности и надежности оценки математического ожидания пользуются доверительным интервалом, соответствующим определенной надежности [29,30,42,43,63]:

$$P\left(\bar{X} - t_s \frac{s}{\sqrt{n}} < m < \bar{X} + t_s \frac{s}{\sqrt{n}}\right) = 1 - \alpha, \quad (3.12)$$

где m – математическое ожидание;

P – надежность опыта ($P = 95\%$);

α – доверительная вероятность ($\alpha = 5\%$);

t_s – коэффициент Стьюдента.

Относительная погрешность результата измерений отдельного параметра определялась по формуле [29,30,42,43,63]:

$$\varepsilon_x = \frac{t_s S}{x}, \quad (3.13)$$

где S – среднеквадратическое отклонение.

Доверительный интервал для оценки выборочной дисперсии нормального

распределения при этом определялся по выражению:

$$\frac{S^2(n-1)}{X_1^2} < G_x^2 < \frac{S^2(n-1)}{X_2^2}, \quad (3.14)$$

где X_1^2 , X_2^2 – табличные значения величин, соответствующих вероятностям.

$$P_1 = \frac{\alpha}{2}, P_2 = 1 - \frac{\alpha}{2}. \quad (3.15)$$

Однородность дисперсий можно проверить по критерию, который определяется по выражению [29,30,42,43,63]:

$$G = \frac{S_{\max}^2}{S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_m^2}, \quad (3.16)$$

где S_{\max} – максимальная дисперсия из S_1^2, S_2^2, S_m^2 .

Полученный результат сравнивался с табличными данными. Для оценки экспериментальных нелинейных зависимостей использовалась полиномиальная модель n -го порядка с одной независимой переменной [29,30,42,43,63]:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2 + \dots + \beta_m x^m + \varepsilon, \quad (3.17)$$

где $\beta_{0,1,2,\dots,m}$ – неизвестные коэффициенты модели; ε – случайная ошибка.

Исходя из того, что значения равноотстоящие, получим:

$$Y_0 = B_0 P_{n(x)}^{(0)} + B_1 P_{n(x)}^{(1)} + B_2 P_{n(x)}^{(2)} + \dots + B_m P_{n(x)}^{(m)} + \varepsilon, \quad (3.18)$$

где $P_{n(x)}^\alpha$ – ортогональные многочлены Чебышева, которые определялись по формулам [29,30,42,43,63].

Оценка коэффициентов, полученных по методу наименьших квадратов, имеет вид [29,30,42,43,63]:

$$B_i = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i P_{n(x_i)}^{(j)}}{\sum_{i=1}^n \left[P_{n(x_i)}^{(j)} \right]}, \quad (3.19)$$

где Y_i – результат измерения.

Оценки дисперсий для коэффициентов вычисляются по формуле [29,30,42,43,63]:

$$s_j^2 = \frac{G^2}{\sum_{i=1}^n \left[P_{n(x_i)}^{(j)} \right]^2}, \quad (3.20)$$

где G^2 – дисперсия, которая оценивается на основе данных таблицы дисперсионного анализа.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1. Результаты экспериментальных исследований по определению влияния прижимно-разгрузочного механизма на сцепной вес МЭС

Как показали проведенные исследования, на тягово-сцепные свойства любого МЭС большое влияние оказывает его сцепной вес. Особенно это влияние сказывается для МЭС с колесной формулой 4К2, где в реализации сцепных свойств участвует не весь вес трактора, а только его часть, приходящаяся на задние ведущие колеса. Поэтому возникает необходимость в процессе эксплуатации данный вес корректировать в зависимости от возникающей необходимости. Кроме этого для стабилизации продольной устойчивости возникает необходимость иногда в процессе переездов с навесной с.-х. машиной часть сцепного веса передавать на передний, не ведущий мост. Как было отмечено во второй главе это можно сделать при помощи ПРМ.

Тяговое усилие колесного движителя зависит от нормальной нагрузки, приходящейся на ведущие колеса. С увеличением веса, приходящегося на ведущие колеса, возрастает и тяговое усилие трактора. Для объективной оценки преобразования веса трактора в его тяговое усилие применяют коэффициент использования сцепного веса, который показывает, что чем большее усилие развивает энергетическое средство при заданном сцепном весе, тем выше его тягово-сцепные свойства. В то же время этот коэффициент наиболее полно отражает тягово-сцепные свойства только полноприводных колесных и гусеничных мобильных машин.

Для колесных тракторов с формулой 4К2 увеличить вес, приходящийся на ведущие колеса трактора, можно за счет его перераспределения между мостами. Это можно достичь за счет создания дополнительной нагрузки на ведущие колеса трактора путем использования ПРМ. С этой целью были

проведены экспериментальные исследования по определению влияния ПРМ на перераспределение сцепного веса.

В результате проведенных исследований установлено (рисунок 4.1), что при работе ПРМ в зависимости от направления действия дополнительного усилия создаваемого вспомогательным гидроцилиндром происходит перераспределения сцепного веса между мостами трактора. Так, при выдвигании штока гидроцилиндра происходит разгрузка ведущего заднего моста трактора с 21,4 кН до 20,1кН, то есть происходит снижения сцепного веса на 1,3 кН и увеличения веса приходящегося на передний управляемый мост. Это в конечном итоге позволят повысить поперечную устойчивость при транспортном положении с.-х. машины во время выполнении технологических разворотов и переездов.

При втягивании штока гидроцилиндра происходит наоборот увеличение сцепного веса трактора с 21,4 кН до 23,0кН, за счет снижения нагрузки приходящейся на передний, не ведущий мост. Таким образом, использование ПРМ позволяет перераспределять сцепной вес между мостами трактора, что дает возможность повышать тягово-сцепные свойства или продольную устойчивость трактора. Разница теоретических и экспериментальных исследований находится в пределах доверительного интервала, что говорит о достоверности проведенных исследований.

При оценке тягово-сцепных свойств чаще всего используется коэффициент сцепления $\varphi_{тр}$ [129,137]:

$$\varphi_{тр} = \frac{P_{кр}}{Y_{к}} \quad . \quad (4.1)$$

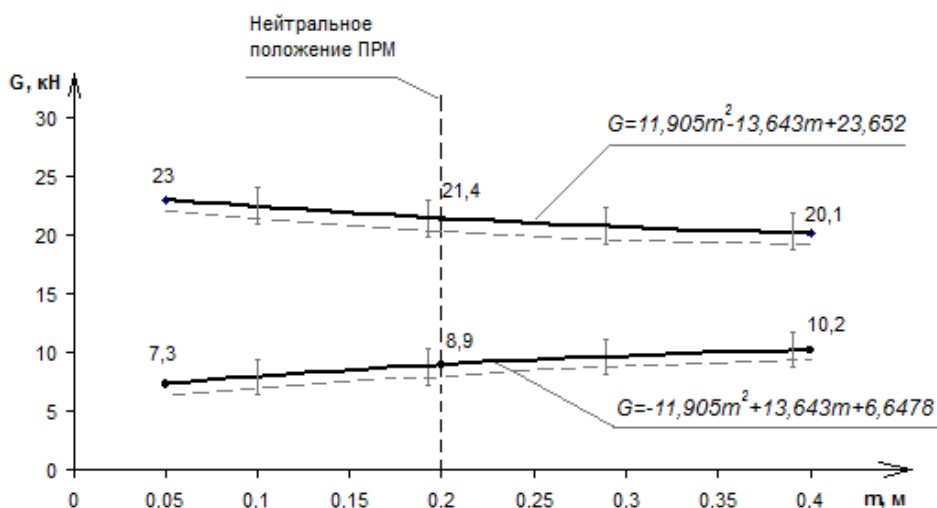


Рисунок 4.1– Перераспределение сцепного веса между мостами трактора при работе ПРМ

- —экспериментальные исследования;
- — теоретические исследования.

Анализ формулы (4.1) показывает, что величина коэффициента сцепления во многом зависит от веса, приходящегося на ведущие колеса (Y_k). С увеличением сцепного веса данный коэффициент снижается, что влечет за собой снижение величины буксования, а следовательно, повышает тягово-сцепные свойства мобильного энергетического средства.

Влияние ПРМ на коэффициент использования сцепного веса приведено на рисунке 4.2.

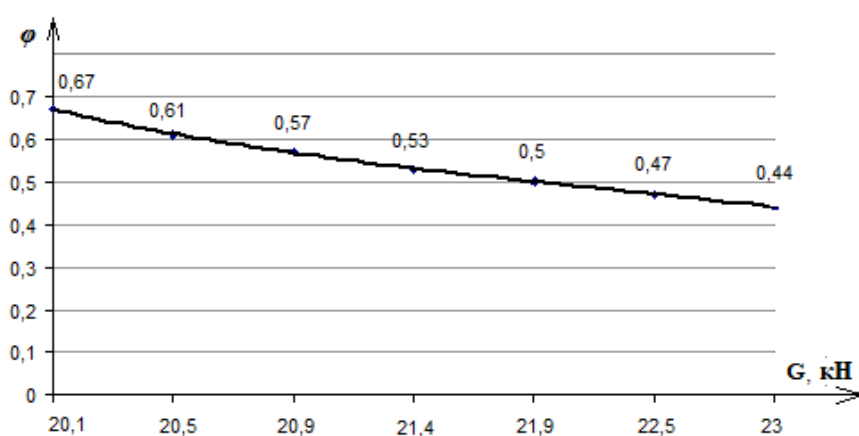


Рисунок 4.2 – Влияние ПРМ на коэффициент использования сцепного веса

На основании полученных экспериментальных данных можно сделать следующий вывод, за счет применения ПРМ, коэффициент использования сцепного веса снижается. Так, при увеличении сцепного веса с 20,1кН до 23,0 кН коэффициент использования сцепного веса снизился с 0,67 до 0,44.

4.2. Результаты тяговых испытаний МЭС с прижимно-разгрузочным механизмом

Для оптимального выбора параметров агрегируемой с энергетическим средством сельскохозяйственной машины основным фактором является тяговая характеристика, которая позволяет провести анализ и оценить технико-экономические показатели работы такого машинно-тракторного агрегата.

Тягово-сцепные свойства любого МЭС проявляются в результате взаимодействия его движителей с опорной поверхностью. Исходя из этого физико-механические свойства почвенного слоя в значительной степени определяют тягово-сцепные, следовательно, агротехнические и технико-экономические показатели данного энергетического средства. Из механических свойств наиболее существенным для оценки тягово-сцепных свойств трактора является сопротивление почвы сдвигу и смятию. Очень часто в практической деятельности энергетические средства эксплуатируются с сельскохозяйственными машинами, имеющими как правило, меньшее сопротивление, чем номинальное тяговое усилие энергетического средства. Это в конечном итоге влечет снижение технико-экономических показателей. Кроме этого необходимо правильно выбрать соотношение максимального тягового коэффициента полезного действия не только с силой тяги, но и со скоростью движения, а это в конечном итоге влияет на эксплуатационный расход топлива.

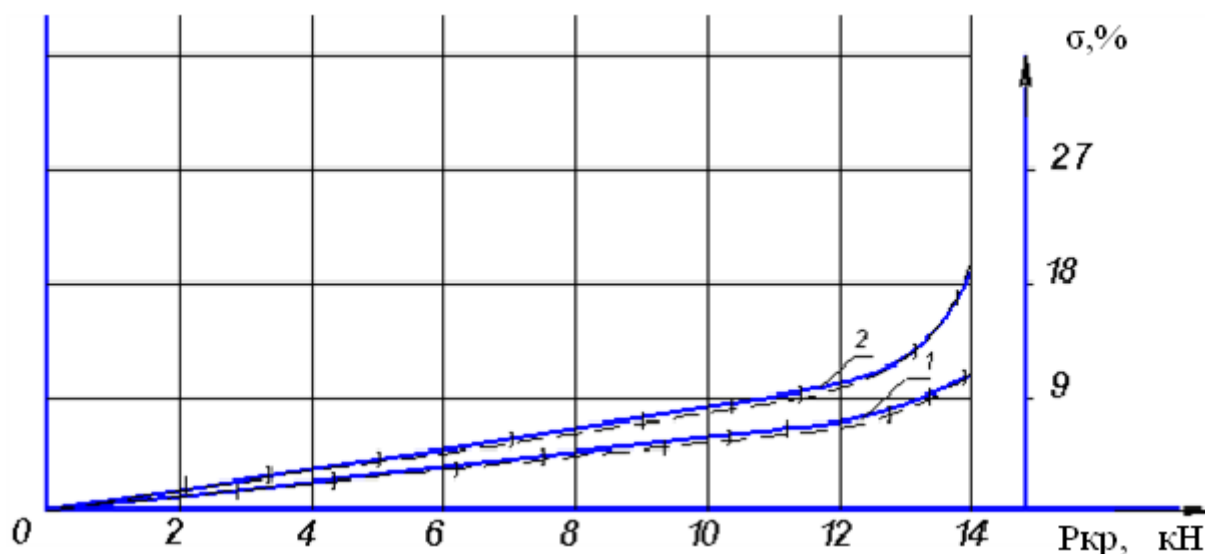
Как показали теоретические исследования, повысить тягово-сцепные свойства колёсного трактора класса 1,4 можно за счёт использования ПРМ и перераспределения сцепного веса энергетического средства. С этой целью были

проведены тяговые испытания трактора класса 1,4 с колесной формулой 4К2 с установленным ПРМ. В качестве сравнения брался трактор класса 1,4.

Тяговые испытания проводились в реальных условиях эксплуатации, почвенный фон которых по своим характеристикам соответствовал предъявляемым требованиям. Почва по своим свойствам (механическому составу) представляла собой тяжелый суглинок, при этом влажность почвы в среднем составляла 26-28%.

В качестве загрузочного устройства использовался второй трактор у которого менялись передаточные числа трансмиссии и обороты двигателя. После обработки полученных экспериментальных данных была построена тяговая характеристика трактора класса 1,4 с установленным ПРМ в сравнении с серийным.

Анализ полученных тяговых характеристик трактора класса 1,4 с колесной формулой 4К2 позволяет сделать вывод, что постройка на трактор ПРМ позволят улучшить тягово-сцепные свойства, что наглядно видно по величине буксования (рисунок 4.3).



- 1 – Мобильное энергетическое средство с ПРМ;
- 2 – Серийное мобильное энергетическое средство.
- —экспериментальные исследования;
- - — теоретические исследования.

Рисунок 4.3 – Зависимость тягового усилия от величины буксования МЭС

Использование ПРМ позволило снизить величину буксования при одном и том же тяговом усилии. Так, при тяговом усилии 9,17 кН буксование серийного трактора составило 7,52%, в то время как у трактора с ПРМ – 5,63%. По мере роста тягового усилия буксование серийного трактора резко возросло, и при тяговом усилии 14,10 кН оно составило 20,53%, а у трактора с ПРМ – 11,03%. Таким образом, постановка ПРМ позволила снизить величину буксования трактора. Если сравнить развиваемое тяговое усилие трактора при одном и том же буксовании, то можно отметить, что тяговое усилие, развиваемое трактором с ПРМ, больше по сравнению с серийным. Так, при буксовании 12% тяговое усилие трактора с ПРМ составило 14,1кН, в то время как у серийного трактора тяговое усилие составило 12,42 кН, то есть почти на 11,91% меньше. Это говорит о том, что установка на трактор ПРМ позволяет повысить его тягово-сцепные свойства.

Эффективность работы любого энергетического средства оценивается его тяговой мощностью, которая напрямую зависит от развиваемого тягового усилия и рабочей скорости движения. Полученные результаты приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1-Результаты тяговых испытаний, третья передача

Показатели	Тяговое усилие, кН					
	9,17		12,05		14,1	
	Серий- ный	Экспе- римен- тальный	Серий- ный	Экспе- римен- тальный	Серий- ный	Экспе- римен- тальный
Буксование,%	7,52	5,63	9,67	6,51	20,53	11,03
Скорость движения,м/с	2,18	2,29	2,11	2,20	1,90	2,14
Тяговая мощность, кВт	19,99	21,0	25,43	26,51	26,79	30,17

Анализируя полученные данные можно сделать вывод, что постановка ПРМ на трактор дает возможность повысить его тяговую мощность. Так, при тяговом усилии 9,17кН тяговая мощность составила: у серийного трактора

19,99кВт, у экспериментального - 21,00 кВт. При увеличении тягового усилия до 14,1 кН тяговая мощность соответственно составила 26,79кВт и 30,17кВт. Таким образом, установка ПРМ дает возможность увеличить тяговую мощность за счет повышения тягово-цепных свойств МЭС. Аналогичные данные получены и для пятой передачи, результаты представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2-Результаты тяговых испытаний, пятая передача

Показатели	Тяговое усилие, к Н					
	7,2		9,13		10,7	
	Серий- ный	Экспе- римен- тальный	Серий- ный	Экспе- римен- тальный	Серий- ный	Экспе- римен- тальный
Буксование,%	6,08	3,98	7,42	5,51	8,11	5,53
Скорость движения,м/с	3,48	3,63	3,33	3,49	3,12	3,38
Тяговая мощность, кВт	25,06	26,14	30,40	31,86	33,38	36,17

Представляет определенный интерес проанализировать распределение баланса мощности двигателя, который более наглядно можно проследить по мощностному балансу [129, 137]:

$$N_e = N_{кр} + N_{тр} + N_б + N_f, \quad (4.2)$$

где $N_{кр}$ – тяговая мощность, кВт;

$N_{тр}$ – мощность, затрачиваемая на механические потери, кВт;

$N_б$ – мощность, затрачиваемая на буксование, кВт;

N_f – мощность, затрачиваемая на качение, кВт.

Для построения мощностного баланса были определены составляющие:
-мощность, затрачиваемая на качение трактора, равная:

$$N_f = 10^{-3} \cdot f \cdot G_{\text{тр}} \cdot V_T \cdot (1 - \delta), \quad (4.3)$$

где f – коэффициент сопротивления качению;

$G_{\text{тр}}$ – вес трактора, Н.

$N_{\text{тр}}$ – мощность, затрачиваемую на механические потери при постоянной нагрузке двигателя, принято считать постоянной:

$$N_{\text{тр}} = N_e \cdot (1 - \eta_{\text{тр}}), \quad (4.4)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

N_{δ} – мощность, затрачиваемая на буксование, определяется по следующему выражению:

$$N_{\delta} = N_e \cdot \delta, \quad (4.5)$$

где δ – величина буксования.

Распределение составляющих мощностного баланса серийного МЭС и экспериментального с ПРМ при тяговом усилии 14,1 кН приведено на рисунках 4.4 и 4.5.

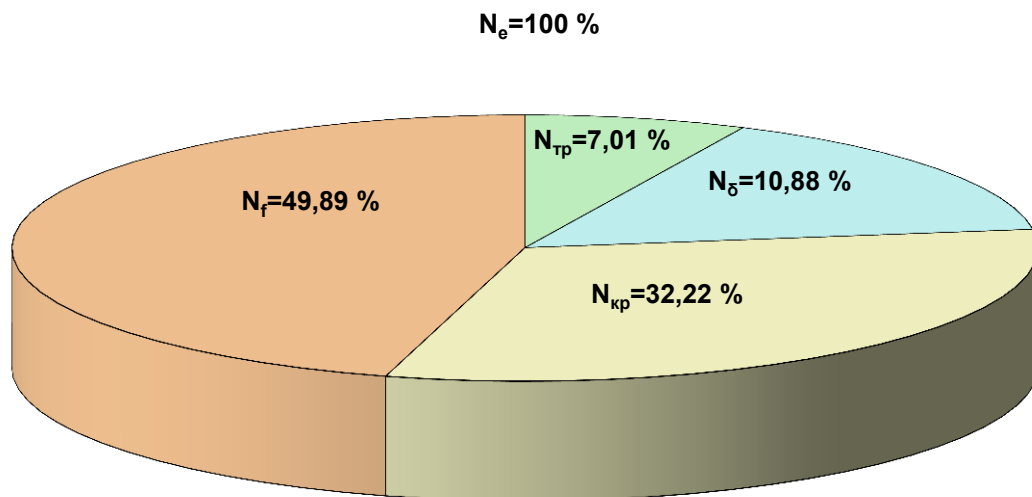


Рисунок 4.4 – Распределение мощностного баланса серийного МЭС

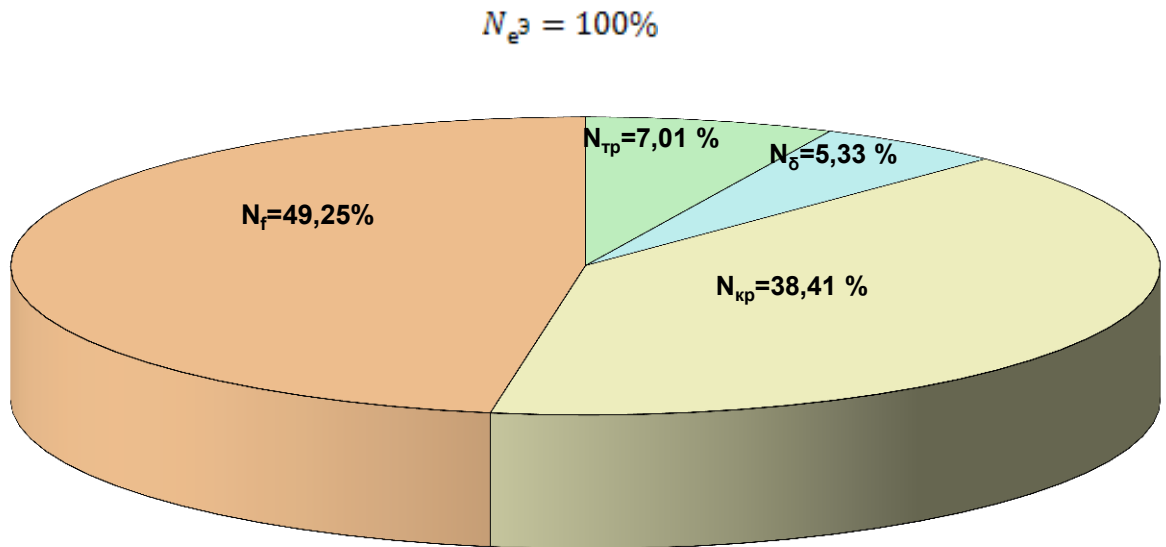


Рисунок 4.5– Распределения мощностного баланса МЭС с ПРМ

Из рисунков 4.4 и 4.5 видно, что произошло перераспределение составляющих мощностного баланса у серийного и экспериментального трактора. Тяговая мощность экспериментального трактора возросла соответственно с 32,22 до 38,41% по сравнению с серийным трактором. В то же время произошло снижение мощности, затрачиваемой на буксование, у экспериментального МЭС по сравнению с серийным с 10,88 до 5,33%.

Анализ рисунков 4.4 и 4.5 показал, что постановка ПРМ на трактор позволяет повысить тягово-сцепные свойства МЭС по сравнению с серийным. Это в свою очередь снижает техногенное воздействие на почву ходовой системы экспериментального трактора.

4.3. Результаты сравнительных хозяйственных испытаний

Повышение производительности труда является основным показателем, влияющим на эффективность использования сельскохозяйственной техники [6, 9, 10]. Для определения влияния ПРМ на эффективность использования колесного трактора класса 1,4 в Амурской области были проведены

сравнительные хозяйственные испытания. В качестве сравнения брали серийный трактор. Сравнение выполнено методом сплошного хронометража.

Основной целью хронометражных наблюдений является определение параметров: производительность в час времени движения, производительность в час чистого рабочего времени, средняя скорость движения, расход топлива на единицу обработанной площади на основании методики [53].

Производительность в час чистого рабочего времени:

$$W_{\text{ч}} = \frac{F}{T_{\text{р}}}, \quad (4.6)$$

где F – общая обработанная площадь, га;

$T_{\text{р}}$ – время движения на гонах, ч.

Производительность в час времени движения:

$$W_{\text{дв}} = \frac{F}{T_{\text{дв}}}, \quad (4.7)$$

где $T_{\text{дв}}$ – время движения, ч.

Средняя скорость движения на гонах:

$$V_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{г}} \cdot n_{\text{г}}}{T_{\text{р}}}, \quad (4.8)$$

где $S_{\text{г}}$ – длина рабочего гона, м; $n_{\text{г}}$ – число гонов.

Расход топлива на единицу обработанной площади:

$$\delta_{\text{у}} = \frac{G}{F}, \quad (4.9)$$

где G – количество топлива, израсходованного на обработку площади., га

Коэффициент использования времени движения:

$$K_{\text{дв}} = \frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{р}} + T_{\text{п}}} = \frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{д}}}, \quad (4.10)$$

где $T_{\text{д}}$ – общее время смены, ч.

Хронометражные наблюдения были проведены на базе КФХ «Жуковин С.А.» при проведении основных полевых операций: бороновании, прикатывании, сплошной культивации и транспортных работах. Полученные результаты приведены в таблицах 4.3- 4.5.

Таблица 4.3-Результаты сравнительных хозяйственных испытаний на бороновании

Показатели		Состав МТА (МТЗ-80+БЗСС-1.0 (15 шт.))	
		Серийный	Экспериментальный
Длина гона, м		850	850
Ширина захвата, м	конструктивная	15,00	15,00
	рабочая	14,81	14,81
Скорость движения, м/с		2,47	3,11
Производительность, га/ч	в час времени движения	6,18	6,88
	в час основного рабочего времени	6,49	7,03
Коэффициент использования времени движения		0,88	0,87
Коэффициент использования времени смены		0,84	0,80
Расход топлива на единицу обработанной площади, кг/га		1,49	1,31

Таблица 4.4-Результаты сравнительных хозяйственных испытаний на прикатывании

Показатели		Состав МТА (МТЗ-80+ЗККШ-6 (2 шт.))	
		Серийный	Экспериментальный
Длина гона, м		830	830
Скорость движения, м/с		2,41	3,14
Производительность, га/ч	в час времени движения	4,29	4,77
	в час основного рабочего времени	4,69	4,98
Коэффициент использования времени движения		0,86	0,84
Коэффициент использования времени смены		0,85	0,82
Расход топлива на единицу обработанной площади, кг/га		1,79	1,51

Таблица 4.5- Результаты сравнительных хозяйственных испытаний на сплошной культивации

Показатели		Состав МТА (МТЗ-80+КПС-4)	
		Серийный	Экспериментальный
Длина гона, м		890	890
Ширина захвата, м	конструктивная	4,00	4,00
	рабочая	3,97	3,97
Скорость движения, м/с		2,32	2,70
Производительность, га/ч	в час времени движения	1,69	1,89
	в час основного рабочего времени	1,81	2,07
Коэффициент использования времени движения		0,85	0,83
Коэффициент использования времени смены		0,83	0,84
Расход топлива на единицу обработанной площади, кг/га		4,65	4,39

Анализ таблицы 4.3 показывает, что использование трактора с ПРМ на бороновании позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на 7,7% и снизить расход топлива на единицу обработанной площади на 12,1% по сравнению с серийным трактором. Аналогичные результаты получены при сплошной культивации и прикатывании. Так, при сплошной культивации увеличение производительности в час основного рабочего времени у трактора с ПРМ составило 12,6%, и при этом снижение расхода топлива на единицу обработанной площади составило 5,6%. Использование МЭС с ПРМ на прикатывании позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на 5,2% и снизить расход топлива на единицу обработанной площади на 15,6%.

Результаты сравнительных хозяйственных испытаний показывают, что использование МЭС с ПРМ позволило повысить производительность в час основного рабочего времени и снизить расход топлива на единицу

обработанной площади по сравнению с серийным трактором при бороновании, сплошной культивации, и прикатывании. Результаты сравнительных хозяйственных результатов на перевозке сельскохозяйственных грузов представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6-Сравнительные хозяйственные испытания экспериментального МЭС на транспортных работах

Показатели	МТЗ-80 + 2ПТС-4	
	серийный	экспериментальный
Длина поля, м	920	920
Грузоподъемность теоретическая, т	4	4
Грузоподъемность фактическая, т	3,7	3,7
Скорость движения по прямой, м/с	1,3	1,7
Скорость движения на поворотах, м/с	1,2	1,5
Производительность в час основного рабочего времени, т·км	17,4	20,1
Коэффициент использования времени движения	0,93	0,88
Расход топлива, кг/т.км	1,98	1,79

Полученные результаты (таблица 4.6) показывают, что использование в составе ТТА трактора колесной формулы 4К2 с ПРМ и прицепа 2ПТС-4 позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на 13,1% и снизить удельный расход топлива на 9.9% по сравнению с серийным МЭС.

4.4 Исследование техногенного воздействия ходовой системы МЭС на почву

Почва – верхний плодородный слой, состоящий из различных минеральных частиц, частиц органического происхождения, между которыми имеются поры, заполненные воздухом и влагой с различными растворимыми в ней питательными веществами. Наряду с этим почва является не только средой для выращивания сельскохозяйственных растений, но и основанием, по которому передвигается различная сельскохозяйственная техника. При передвижении по полю ходовые системы машин раздавливают и истирают почвенные агрегаты, уплотняют верхний плодородный слой, оставляют после себя глубокую колею, что затрудняет дальнейшую обработку почвы и снижает урожайность сельскохозяйственных культур по следу движения.

Для выяснения воздействия на почву ходовых систем МЭС были проведены экспериментальные исследования с серийным МЭС и МЭС с установленным ПРМ работающим на поле, подготовленном под посев с влажностью 22 - 24%.

Плотность почвы определялась методом режущего цилиндра, который забивался в почву. Известно, что плотность (объёмный вес) почвы зависит от минералогического состава, содержания гумуса, а также от степени уплотнения почвы ходовыми системами тракторов, автомобилей и различной сельскохозяйственной техники. Результаты экспериментальных исследований по определению плотности почвы приведены на рисунке 4.6.

Как показали исследования, плотность почвы до прохода трактора по полю составляла $1,18 \text{ г/см}^3$, то после прохода по ней тракторов она возросла. Так, после прохода серийного трактора плотность почвы составила $1,39 - 1,42 \text{ г/см}^3$, а после прохода экспериментального трактора $1,30 - 1,34 \text{ г/см}^3$. Коэффициент уплотнения составил у серийного трактора $1,18 - 1,20$, а у экспериментального $1,10 - 1,14$. Как видно, использование ПРМ позволило снизить показатели уплотнения почвы.

Плотность почвы до и после прохода МЭС

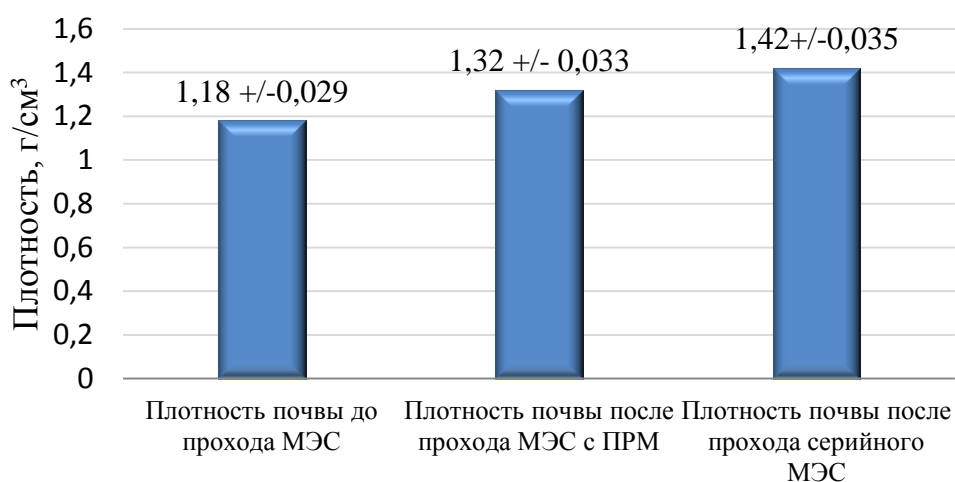


Рисунок 4. 6–Плотность почвы до и после прохода МЭС

После прохода по полю ходовых систем тракторов наряду с плотностью изменяется и твёрдость почвы. Результаты исследований по измерению твёрдости почвы приведены на рисунке 4.7.

Твёрдость почвы до и после прохода МЭС

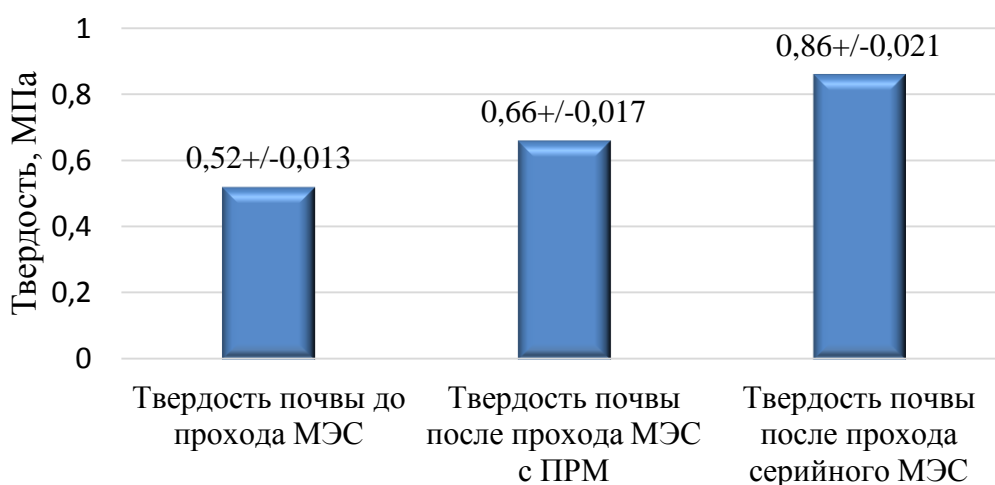


Рисунок 4.7– Твёрдость почвы до и после прохода МЭС

Как видно из приведённых данных, в результате воздействия ходовых систем твёрдость почвы возросла как у серийного МЭС, так и у экспериментального. Если до прохода МЭС твёрдость составляла 0,51 - 0,55 МПа, то после прохода серийного и экспериментального МЭС она составила соответственно 0,83 - 0,86 и 0,60 - 0,66 МПа. Как известно, твёрдость почвы характеризует сопротивление почвы резанию, т. е. её обработке. Увеличение

твёрдости почвы повышает энергозатраты на проведение различных сельскохозяйственных работ. Экспериментальные исследования по определению глубины колеи были проведены при различных тяговых усилиях. Их результаты показали, что с возрастанием тягового усилия глубина колеи возрастает как у серийного, так и у МЭС с установленным ПРМ. При увеличении тягового усилия с 9 кН до 14,1 кН установлено, что глубина колеи возросла как у серийного МЭС- с 0,03 м. до 0,12 м., так и у МЭС с ПРМ- с 0,03 м. до 0,07 м.

4.5 Выводы

Проведённые сравнительные испытания показали, что перераспределение сцепного веса в ходовой системе МЭС позволило:

- увеличить тягово-сцепные свойства МЭС при снижении величины буксования;

- повысить производительность в час основного рабочего времени на и снизить удельный расход топлива на по сравнению с серийным МЭС;

- увеличить тяговую мощность экспериментального МЭС при одновременном снижении мощности, затрачиваемой на буксование;

- снизить техногенное воздействие на почву экспериментального МЭС.

Проведённые исследования и полученные результаты позволили разработать обоснованные рекомендации для аграрного производства по использованию научных результатов и выводов и обозначить направления для применения устройств перераспределения сцепного веса между колесами мобильного энергетического средства на транспортных и сельскохозяйственных работах, проводимых в условиях низкой несущей способности почв при наличии твердого подстилающего слоя, глубокого снежного покрова и гололеда. Предлагаемые устройства защищены патентами РФ на изобретение и полезную модель № 151136, 2590773, 2578903, 2613390, 2597434.

5. ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЭС С ПРМ НА ПОЛЕВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

В настоящее время одним из основных направлений развития АПК является использование энергосберегающих технологий. Существующая традиционная оценка эффективности использования различной с.-х. техники проводилась по приведённым затратам, рентабельности, прибыли и ряду других показателей [97].

Наряду с этим в последние годы денежный эквивалент не всегда показывает истинное состояние дел. Исходя из этого возникает необходимость нахождения постоянного оценочного эквивалента, за счёт учёта затрачиваемой и получаемой энергии, что позволяет более достоверно анализировать эффективность использования технологий и средств механизации [97].

Использование энергетического показателя в качестве критерия даёт следующие преимущества [97]:

- отсутствие зависимости от политики ценообразования;
- затраты на производство сельскохозяйственной продукции выражать в одних единицах – Дж;
- даёт возможность перейти к оценке эффективности производства в денежном выражении.

Энергетический анализ в конечном итоге не заменяет, а дополняет и расширяет возможности более детального экономического анализа, что позволяет находить новые способы экономии энергозатрат, за счёт применения энергосберегающих технологий и средств механизации.

При определении эффективности применения колесного трактора класса 1,4 учитывались методические нормативные материалы, представленные в работах [97,139].

Исходные данные для расчёта взяты из проведенных хронометражных наблюдений за работой МТА и ТТА. Исходя из вышеизложенного, расчёт эффективности выполнен по методике, предложенной в работе [97].

Затраты живого труда:

$$E_{\text{ж}} = \frac{a_{\text{ж}} \cdot n_{\text{ч}}}{W_{\text{см}}}, \quad (5.1)$$

где $a_{\text{ж}}$ – энергетический эквивалент живого труда, МДж/ч;

$n_{\text{ч}}$ – число основных трактористов, чел;

$W_{\text{см}}$ – производительность МТА, га/ч.

Прямые затраты энергии:

$$E_{\text{п}} = N_{\text{т}} \cdot (a_{\text{т}} + f_{\text{т}}), \quad (5.2)$$

где $N_{\text{т}}$ – расход топлива, кг/га;

$a_{\text{т}}$ – теплосодержание топлива, МДж/кг;

$f_{\text{т}}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты энергии на производство топлива, МДж/кг.

Удельная энергоёмкость трактора в расчёте на 1 час работы трактора:

$$E_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot C_{\text{тр}} \cdot (K_{\text{т}} + K_{\text{тк}} + K_{\text{тр}})}{100 \cdot T_{\text{нт}}}, \quad (5.3)$$

где $K_{\text{т}}$, $K_{\text{тк}}$, $K_{\text{тр}}$ – отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонт энергетического средства;

$M_{\text{т}}$ – масса энергетического средства, кг;

$C_{\text{тр}}$ – энергетический эквивалент энергетического средства, МДж/кг;

$T_{\text{нт}}$ – годовая загрузка тракторов, ч.

Удельная энергоёмкость сельскохозяйственной машины:

$$E_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot (\Phi_{\text{м}} + \Phi_{\text{мк}})}{100 \cdot T_{\text{нт}}}, \quad (5.4)$$

где $M_{\text{м}}$ – масса сельскохозяйственной машины, кг;

P_M – энергетический эквивалент сельскохозяйственной машины, МДж/кг;
 Φ_M, Φ_{MK} – отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонт тракторов,
 %;
 T_{HT} – годовая загрузка сельскохозяйственных машин, ч.

Суммарная энергоёмкость энергетического средства и сельскохозяйственной машины в расчёте на 1 га:

$$\dot{A}_{oi} = \frac{\dot{A}_o + \dot{A}_l}{W_{\dot{n}}}. \quad (5.5)$$

Совокупные или полные энергозатраты:

$$E_{TP} = E_{\Pi} + E_{\text{ж}} + E_{TM}. \quad (5.6)$$

Экономия полных энергозатрат:

$$\Delta E_{TP} = E_{TНБ} - E_{ТПП}, \quad (5.7)$$

где $E_{TНБ}$ – совокупные энергозатраты новой машины, МДж/га;
 $E_{ТПП}$ – совокупные энергозатраты базовой машины, МДж/га.

Расчёт эффективности использования колесного трактора класса 1,4 с ПРМ произведён на примере – боронования.

Серийный машинно-тракторный агрегат в составе колесного трактора класса 1,4 и БЗСС-1.0 – 15 шт.

$$1) E_{\text{ж}} = \frac{1 \cdot 1,26}{6,49} = 0,19 \text{ МДж/га}$$

$$2) E_{\Pi} = 1,49 \cdot (42,7 + 10) = 78,52 \text{ МДж/га}$$

$$3) E_T = \frac{3340 \cdot 120 \cdot (10 + 14,9)}{100 \cdot 650} = 153,53 \text{ МДж/га}$$

$$4) E_M = \frac{107 \cdot 860 \cdot (14,2 + 7,0)}{100 \cdot 120} = 162,56 \text{ МДж/га}$$

$$5) E_{TM} = \frac{153,53 + 162,56}{6,49} = 48,70 \text{ МДж/га}$$

$$6) E_{TP} = 78,52 + 0,19 + 48,70 = 127,41 \text{ МДж/га}$$

Экспериментальный машинно-тракторный агрегат

$$1) E_{\text{ж}} = \frac{1 \cdot 1,26}{7,03} = 0,18 \text{ МДж/га}$$

$$2) E_{\text{п}} = 1,31 \cdot (42,7 + 10) = 69,03 \text{ МДж/га}$$

$$3) E_{\text{т}} = \frac{3840 \cdot 120 \cdot (10 + 14,9)}{100 \cdot 650} = 176,52 \text{ МДж/га}$$

$$4) E_{\text{м}} = \frac{107 \cdot 860 \cdot (14,2 + 7,0)}{100 \cdot 120} = 162,56 \text{ МДж/га}$$

$$5) E_{\text{тм}} = \frac{176,52 + 162,56}{7,03} = 48,23 \text{ МДж/га}$$

$$6) E_{\text{тп}} = 69,03 + 0,18 + 48,23 = 117,44 \text{ МДж/га}$$

Экономия полных энергозатрат на бороновании от использования трактора с ПРМ составила

$$\Delta E_{\text{тп}} = 127,41 - 117,44 = 9,97 \text{ МДж/га}.$$

Аналогичным образом сделан расчёт и при других сельскохозяйственных операциях. Полученные данные приведены в таблице 5.1.

Из таблицы 5.1. можно сделать следующий вывод, что общая экономия полных энергозатрат при бороновании, сплошной культивации, и прикатывании составила 59,27 МДж/га, на транспортных работах 11,17 МДж/т.км. Для КФХ с посевными площадями до 400 га общая экономия в рублевом эквиваленте составила 837453р.

Таблица 5.1 - Топливо-энергетическая оценка использования МЭС на
полевых работах

Параметры	Полевые работы						Транспортные работы, МДж/ткм	
	Боронование, МДж/га		Прикапывание, МДж/га		Сплошная культивация, МДж/га		Серий-ный	Эксперименталь-ный
	Серий-ный	Эксперименталь-ный	Серий-ный	Эксперименталь-ный	Серий-ный	Эксперименталь-ный		
							78,52	69,03
Прямые затраты энергии							104,34	94,33
Затраты живого труда	0,19	0,18	0,25	0,25	0,67	0,58	0,07	0,06
Суммарная энергоёмкость тракторов и сельскохозяйственной машины	48,70	48,23	153,29	140,35	166,68	151,67	8,95	7,81
Совокупные или полные энергозатраты	127,41	117,44	246,43	224,25	414,79	387,67	113,37	102,2
Экономия полных энергозатрат	9,97		22,18		27,12		11,17	
Общая экономия энергозатрат	59,27							

ВЫВОДЫ

В результате теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в диссертации по решению научной задачи по повышению эффективности использования и снижения техногенного воздействия на почву МЭС на полевых и транспортных работах получены следующие выводы:

1. Проведённый анализ показал, что природно-климатические и производственные условия Амурской области оказывают большое влияние на эффективность использования и тягово-сцепные свойства колесных энергетических средств. Основные ранневесенние сельскохозяйственные работы осуществляются в период, когда почва имеет слабую несущую способность при наличии твердого подстилающего слоя в виде мерзлоты. В зимний период использование колесных МЭС на транспортных работах при внутрихозяйственных перевозках ограничивается наличием глубокого снежного покрова и гололеда.

2. Получены теоретические зависимости позволяющие утверждать, что использование ПРМ позволяет перераспределять сцепной вес между мостами МЭС, что снижает буксование, повышает величину тягового усилия и производительность сельскохозяйственного агрегата. Экспериментальные исследования показали, что при выдвигании штока гидроцилиндра происходит разгрузка заднего ведущего моста МЭС (колесного трактора класса 1,4) с 21,4 кН до 20,1 кН и увеличение веса приходящегося на передний управляемый мост, что позволяет повысить поперечную устойчивость при транспортном положении с.-х. машины во время выполнении технологических разворотов и переездов. При обратном движении штока гидроцилиндра происходит увеличение сцепного веса МЭС с 21,4 до 23,0 кН, что позволяет повысить тягово-сцепные свойства. Тяговое усилие МЭС (колесного трактора класса 1,4) с ПРМ составило 14,1 кН а у серийного 12,42 кН при величине буксования 12 %. В тоже время при одинаковом тяговом усилии 14,1 кН буксование соответственно составило 11,03% и 20,53%, что говорит о целесообразности использования процесса перераспределения сцепного веса.

3. Установлено, что после прохода серийного МЭС плотность почвы составила 1,39...1,42 г/см³, твердость почвы 0,83...0,86 МПа, а после прохода МЭС с ПРМ соответственно 1,30...1,34 г/см³ и 0,60...0,66 МПа. До прохода плотность почвы составляла 1,18 г/см³, а твердость 0,51...0,55 МПа. Коэффициент уплотнения составил у серийного МЭС 1,18...1,20, а у МЭС с ПРМ – 1,10...1,14. Исследования по определению глубины колеи показали, что с увеличением тягового усилия с 9 кН до 13,5 кН глубина колеи возросла как у серийного МЭС- с 0,03 м. до 0,12 м., так и у МЭС с ПРМ-с 0,03 м. до 0,07 м.

4. Экспериментально подтверждено, что использование МЭС (колесного трактора класса 1,4) с ПРМ на бороновании позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на 7,7% и снизить расход топлива на единицу обработанной площади на 12,1% по сравнению с серийным МЭС. Аналогичные результаты получены при сплошной культивации и бороновании соответственно 12,6% и 5,6%, 5,2% и 15,6%. Использование МЭС с ПРМ на полевых работах позволяет повысить производительность на 13,1% и снизить удельный расход топлива на 9,9 % по сравнению с серийным.

5. Экономическая и топливно-энергетическая оценка показала, что общая экономия полных энергозатрат при использовании МЭС с ПРМ на бороновании, сплошной культивации, и прикатывании составила 59,27 МДж/га, транспортных работах 11,17 МДж/т.км. При применении МЭС с ПРМ в крестьянско-фермерском хозяйстве с посевной площадью до 400 га общая экономия финансовых и материальных средств в рублевом эквиваленте составила 837453р.

6. Проведённые исследования полностью подтвердили предложенную гипотезу, позволили предложить аргументированное решение поставленной в работе задачи, а также разработать обоснованные рекомендации для аграрного производства по использованию научных результатов и выводов, и обозначить направления применения устройств, предложенных в патентах РФ №151136, 2590773, 2578903, 2613390, 2597434.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аврамов, В.И. Повышение эффективности использования колесных МТА за счет автоматического регулирования сцепного веса трактора : монография / В. И. Аврамов, А. Г. Жутов; М-во сельского хоз-ва Российской Федерации, Департамент науч.-технологической политики и образования, ФГОУ ВПО Волгоград. гос. с.-х. акад. – Волгоград : Нива, 2008. – 140 с.
2. Агроклиматические ресурсы Амурской области. – Л.: Гидрометеиздат, 1973. – 104 с.
3. Азимов, Б. Параметрическая идентификация и оценка динамических нагрузок на несущие элементы колесного трактора/ Б. Азизов, Д.К. Якубжанова // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации : сб. науч. тр. XI-ой Международной научно-практической конференции, 19-21 марта 2014 / Юго-Зап. гос. ун-т . – Курск, 2014. – Т. 1.– С. 70-74.
4. Азимжанов, И.У. Динамическая модель трактора с полунавесным прицепом / И. У. Азимжанов // Тракторы и сельхозмашины. – 2001. – № 9. – С. 25-27.
5. Акпасов, В. А. Влияние внутреннего давления шины трактора «Кировец» на её работу и процесс взаимодействия с почвой / В. А. Акпасов, В. В. Слюсаренко // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. работ / Саратов. гос. с.-х. акад. им. Н. И. Вавилова. – Саратов, 1996. – С. 21-26.
6. Алдошин, Н.В. Оптимизация транспортных процессов. Учебное пособие/ Н.В. Алдошин, Р.В.Егоров//М.: ФГБОУ ВПО МГАУ, 2011.- 40с.
7. Амурская область в цифрах: краткий стат. сб. / Федер. служба гос. стат.; Амурстат. – Благовещенск, 2016. – 370 с.
8. Аникин, А.С. Влияние кратности проходов движителей по одному следу на деформацию и плотность почвы / А.С. Аникин, С.Н. Миркин // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. работ / Саратов. гос. с.-х. акад. – Саратов, 1991. – С. 4-12.

9. Алдошин, Н.В. Анализ составляющих эксплуатационного времени при помощи дискретных математических моделей / Н.В. Алдошин // Эксплуатационная обеспеченность интенсивных технологических процессов в растениеводстве: сб. науч. тр. / Моск. ин-т инженеров с.-х. пр-ва им. В. П. Горячкина. – М., МИИСП, 1988. – С. 98-104.

10. Алдошин, Н.В. Повышение производительности при перевозке сельскохозяйственных грузов / Н.В. Алдошин, Пехутов А.С.// Механизация и электрификация сельского хозяйства. –2012.- №4.- С. 26-27

11. Программа для расчета продольной устойчивости трактора : программы для ЭВМ 2015661188 РФ / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина; правообладатель Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – N 2015618078 ; заявл. 03.09.2015 ; опубл. 20.11.2015. (60,55 Кб).

12. Баранский, А.Н. Улучшение эксплуатационных показателей и использования колесных тракторов / А. Н. Баранский. – Минск : Урожай, 1968. – 256 с.

13. Белковский, В.Н. Рекомендации по определению параметров шин для сельскохозяйственной техники, обеспечивающих требования ГОСТ 26955-86 по допустимому воздействию на почву / В. Н. Белковский, В. П. Пачев, В. А. Русанов. – М.: ВИМ – НИИ КГШ, 1987. – 20 с.

14. Белов, Г.Д. Уплотнение почвы тракторами и урожай / Г. Д. Белов, А. П. Подолько // Земледелие. – 1976. – № 9. – С. 17-19.

15. Беляев, А.Н. Исследование физико-механических свойств почвы на поворотной полосе / А. Н. Беляев, В. В. Шередекин, Д. Г. Козлов, В. И. Крюков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – № 3. – С. 11-12.

16. Бердов, Е.И. Влияние почвенно-грунтовых условий и параметров движителя на сопротивление самопередвижению транспортно-тяговой гусеничной машины / Е. И. Бердов // Вестник ЧГАА. – 2010. – Т. 57. – С. 7-13.

17. Бердов, Е.И. Системы статистического и динамического изменения центра давления как средство повышения эффективности использования

трактора двойного назначения/ Е. И. Бердов, Е. Г. Щепетов //Достижения науки-агропромышленному производству: материалы ЛП Международной научно-технической конф., 24-26 января 2013 / Челяб. гос. агроинженер. акад. – Челябинск, 2013. – Ч. 5. – С. 47-53.

18. Бобряшов, А.П. Определение оптимальных тягово-скоростных режимов работы сельскохозяйственных колесных тракторов / А. П. Бобряшов // Разработка инновационных технологий и технических средств для АПК: сб. науч. тр. 8-й Международной научно-практической конф. «Инновационные разработки для АПК», 28-29 марта, 2013. – Зелиноград, 2013. – Ч. 1. – С. 278-284.

19. Бондарев, А.Г. Изменение физических свойств и плодородия почв Нечерноземья под воздействием ходовых систем /А. Г. Бондарев// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – № 5. – С. 8-10.

20. Бондарев, А.Г. Изменение физических свойств и плодородия почв при их уплотнении движителями сельскохозяйственной техники / А. Г. Бондарев, П. М. Сапожников, В. Ф. Уткаева, В. Н. Щепотьев // Воздействие движителей на почву : сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1988. – Т. 118. – С. 46-57.

21. Бондарев, А.Г. Изменение физических свойств и плодородия почв при их уплотнении движителями сельскохозяйственной техники /А. Г. Бондарев, П. М. Сапожников, В. Ф. Уткаева, В. Н. Щепотьев // Воздействие движителей на почву : сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1988. – Т. 118. – С. 46-57.

22. Бондарев, А.Г. Комментарий к ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы допустимого воздействия на почву / А. Г. Бондарев, В. В. Медведев, В. А. Русанов, А. В. Судаков // Земледелие. – 1987. – № 9. – С. 29-30.

23. Бондарев, А.Г. Осторожно – почва! / А. Г. Бондарев, В. А. Русанов // Сельский механизатор. – 1984. – № 8. – С. 22-23.

24. Бондарев, А.Г. Проблема обостряется /А. Г. Бондарев, В. А. Русанов, А. Я. Поляк // Земледелие. – 1985. – № 2. – С. 23-25.

25. Бондарев, А.Г. Результаты исследований по ограничению уровня воздействия движителей на почву / А. Г. Бондарев, В. А. Русанов. – М.: НТС МСХ СССР, 1983. – 23 с.

26. Бондарев, А.Г. Физические и физико-технологические основы плодородия почв / А. Г. Бондарев, А. Д. Воронин // 100 лет генетического почвоведения: сб. ст. / Почв. ин-т им. В.В. Докучаева. – М.: Наука, 1986. – С. 178-184.

27. Бочаров, А.В. Повышение тягово-сцепных свойств прицепного транспортного агрегата за счет автоматической гидродогрузки задних колес трактора: автореф. дис. ... канд. тех наук: 05.20.01 / Бочаров Алексей Валентинович. – Воронеж, 2000. – 21 с.

28. Бумбар, И.В. Совершенствование технологического процесса работы зерноуборочного комбайна на уборке сои: учебное пособие. - 2-е изд., испр. и доп.) / И. В. Бумбар. – Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 1999. – 141 с.

29. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. - 8-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2002. – 575 с.

30. Вентцель, Е.С. Задачи и упражнения по теории вероятностей / Е. С. Вентцель, Л. А. Овчаров. – М.: Академия, 2003. – 442 с.

31. Виссер, О.А. Влияние уплотнения почвы тракторами на урожай картофеля / О. А. Виссер, К. И. Гаврилов // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. – Л., 1970. – Т. 137, Вып. 3. – С. 14-18.

32. Власов, В.А. Результаты урожайности сельскохозяйственных культур по следам движителей / В. А. Власов // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. тр. / Саратов. гос. с.-х. акад. – Саратов, 1991. – С. 38-41.

33. Водяник, И.И. Работа колеса при многократных проходах по одному следу / И. И. Водяник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 2. – С. 34-36.

34. Водяник, И.И. Распределение давления тракторного колеса на почву / И. И. Водяник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1981. – № 4. – С. 44-46.
35. Водяник, И.И. Снижение деформации почвы колесами тракторов / И. И. Водяник, П. И Фирман // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 10. – С. 59-60.
36. Водяник, И.И. Уплотнение почвы движителями сельскохозяйственных машин / И. И. Водяник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – № 5. – С. 19-22.
37. Водяник, И.И. Уширители передних колес тракторов / И.И. Водяник, П. И. Фирман // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1988. – № 12. – С. 52-53.
38. Вонг, Джу. Теория наземных транспортных средств / Джу Вонг. - М.: Машиностроение, 1982. – 285 с.
39. Ворохобин, А.В. Повышение производительности тракторно-транспортных агрегатов корректированием вертикальных нагрузок на колеса / А. В. Ворохобин, О. В. Лещёва // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – № 4. – С. 102-108.
40. Воронин, А.И. Плотность сложения орошаемой каштановой почвы и ее плодородие / А.И. Воронин // Почвоведение. – 1982. – № 5. – С. 32-38.
41. Гапич, Д.С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.20.01 / Д.С. Гапич Дмитрий Сергеевич ; Волгогр. гос. аграр. ун-т. – Волгоград, 2014. – 43 с.
42. Гмурман, В.Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике / В. Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 2004. – 404 с.
43. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 2003. – 479 с.

44. Голов, Г.В. Почвы и экология агрофитоценозов Зейско-Буреинской равнины / Г. В. Голов. – Владивосток: Дальнаука, 2001. – 162 с.

45. Голубев, В.В. Влияние плотности почвы на урожайность сои в условиях учхоза ДальГАУ и ХНИИСХ КНР / В. В. Голубев, Ю. Н. Рубан, Е. Б. Захарова, Цинн Футин, Тан Цунсин, Бай Сюймей // Пути воспроизводства плодородия почв и повышения урожайности сельскохозяйственных культур в Приамурье: сб. науч. тр. – Благовещенск : Изд-во ДальГАУ, 1997. – Вып. 3. – С. 15-21.

46. Голубев, В.В. Эффективность системы машин для возделывания зерновых культур и сои /В. В. Голубев, Е. Б. Захарова // Пути воспроизводства плодородия почв и повышение урожайности сельскохозяйственных культур в Приамурье: сб. науч. тр. – Благовещенск : Изд-во ДальГАУ, 2000. – Вып. 6. – С. 9-17.

47. Гореликов, В.Е. Исследование тяговой динамики трактора с четырьмя ведущими колесами с крюковой нагрузкой / В. Е. Гореликов // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. – Л., 1962. – Т. 89. – С. 41-44.

48. Горшков, Г.Ю. Повышение проходимости колесных машин /Ю. Г. Горшков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2006. – № 3. – С. 16-18.

49. Горшков, Ю.Г. Повышение тягово-сцепных свойств трактора МТЗ-80 / Ю. Г. Горшков, Ю. Б. Четыркин, А. А. Калугин // Вестник ЧГАА. -2013. – Т. 63. – С. 27-32.

50. Горшков, Ю.Г. Увеличение сцепного веса МТА с помощью автоматического догрузателя / Ю. Г. Горшков, А.Г. Попова, Е.В. Лисицина // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4. – С. 21-23.

51. Горшков, Ю.Г. Исследование влияния угла склона на дисбаланс нагружения бортов колесной машины и изменение направления вектора центра тяжести/ Ю. Г. Горшков, И. Н. Старунова, А. А. Калугин., М. А. Белоусов // Научное обозрение. – 2014. – № 1. – С. 28-33.

52. ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 30 с.
53. ГОСТ Р 52778-2007 Испытание сельскохозяйственной техники. Методы эксплуатационно–технологической оценки. Введ. 2008-07-01. – М.: Стандартиформ, 2008. – 27 с.
54. Гребнев, В.П. Эффективность оборудования колесных тракторов тягово–догружающим устройством / В. П. Гребнев., А. В. Ворохобин // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 8. – С. 9-11.
55. Грицай, А.Д. Продуктивность сельскохозяйственных культур в зависимости от плотности сложения пахотного слоя почвы /А. Д. Грицай // Тезисы докладов научной конференции. – Киев, 1975. – С. 102-108.
56. Денисов, А.А. Определение затрат мощности на качение и буксование трактора с четырьмя ведущими колесами при заблокированном приводе осей/ А. А. Денисов // Труды ЧИМЭСХ.– 1975. – Вып.40. – С. 18-21.
57. Долгов, И.А. О возможности создания модификации трактора с треугольным гусеничным обводом. / И. А. Долгов., А. В. Победин, В. В. Варфоломеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 3. – С. 19-21.
58. Доспехов, Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б. А. Доспехов. – 5-е изд., испр., доп. и перераб. – М. : Агропромиздат, 1985. – 351 с.
59. Дьяков, В.П. Сдвиг или отрыв. / В. П. Дьяков // Достижения науки и техники АПК. – 2008. – № 2. – С. 42-45.
60. Егоров, В.Н. Технико–экономические показатели применения догружающего устройства в тракторно–транспортном агрегате / В.Н. Егоров; Урал. гос. аграр. ун–т // Современные проблемы агроинженерной науки и образования. – Екатеринбург, 2013. – С. 28-31.
61. Емельянов, А. М. Выбор закономерностей деформации переувлажненных почв Дальнего Востока / А. М. Емельянов, Г. М Носовцев, К. В. Аникин // Перспективы развития комплексной механизации АПК Дальнего

Востока: сб. науч. тр. / ДальНИИПТИМЭСХ. – Благовещенск, 2000. – С. 108-116.

62. Емельянов, А.М. Гусеничные уборочные машины. Основы теории и конструктивно–технологические устройства: монография / А.М. Емельянов, И.В. Бумбар, М.В. Канделя, В. Н. Рябченко; ДальГАУ. – Благовещенск: Изд–во ДальГАУ, 2007. – 246, [2] с.

63. Емельянов, А.М. Методические указания элементы математической обработки и планирования инженерного эксперимента / А. М. Емельянов, А. М. Гуров ; БСХИ. – Благовещенск, 1984. – 63 с.

64. Емельянов, А.М. Повышение эффективности работы трактора класса 1,4 с треугольным гусеничным движителем / А. М. Емельянов, Е. М. Шпилев // Труды Кубанского государственного аграрного университета. – Краснодар, 2013. – № 43. – С. 311-315.

65. Евдокимов, В.Г. методы повышения тягово-сцепных свойств транспортных средств /С.В. Щитов, В.Г.Евдокимов, З.Ф.Кривуца //Двойные технологии . –2012.-№ 2. – С. 75-77.

66. Ешеев, С.Б. Влияние ходовых систем тракторов на плодородие каштановых почв Бурятии / С.Б. Ешеев, С.Ф. Калашников // Воздействие движителей на почву : сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1988. – Т. 118. – С. 126-131.

67. Жирнов, А.Б. О системе машин для растениеводства в зоне БАМа / А. Б. Жирнов // Техника в сельском хозяйстве. – 1998. – № 2. – С. 34-37.

68. Жутов, А.Г. Автоматический регулятор сцепного веса трактора МТЗ–80Л. / А. Г. Жутов, В. И. Аврамов, А. Ю. Попов. // Техника в сельском хозяйстве. – 2009. – № 3. – С. 36-37.

69. Захарченко, А.Н. Влияние ходовых систем тракторов кл. 3 на уплотнение почвы и урожайность / А. Н. Захарченко, И. В. Заикина, А. А. Захарченко // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 9. – С. 23-26.

70. Золотаревская, Д.И. Математическое моделирование и расчет уплотнения почвы при работе колесного трактора и после остановки / Д. И.

Золотаревская, З. Г. Гончарова // Тракторы и сельхозмашины. –2009. – № 12. – С. 22-27.

71. Золотаревская, Д. И. Прогнозирование уплотняющего воздействия на почву колесных тракторов / Д. И. Золотаревская, К. Джафаринаими // Тракторы и сельхозмашины. – 2008. – № 1. – С. 34-39.

72. Зональная система земледелия Амурской области / под ред. В. Ф. Кузина. – Благовещенск: Хабаров. кн. Изд-во, 1985. – 271с.

73. Зырянов, А.П. Исследование влияния удельной силы колесного трактора на распределение нагрузки по его осям / А. П. Зырянов // Вестник ЧГАА. – 2010. – Т. 57. – С. 95-97.

74. Камчадалов, Е.П. Оценка взаимодействия элементов подсистемы трактор–поле в технологическом процессе / Е. П. Камчадалов // Механизация возделывания сельскохозяйственных культур на Дальнем Востоке: сб. науч. тр. / БСХИ. – Благовещенск, 1975. – Вып. 4. – С. 3-8.

75. Камчадалов, Е.П. Техногенно-нормируемая эксплуатация машинно-тракторного парка: метод. пособие / Е. П. Камчадалов, Ю. Н. Рубан, А. В. Липкань. – Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 2003. – 120 с.

76. Карапетян, М.А. Воздействие движителей трактора на физические свойства почвы / М. А. Карапетян // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 7. – С. 50-51.

77. Кашпура, Б.И. Эксплуатация машинно-тракторного парка на Дальнем Востоке / Б. И. Кашпура. – Благовещенск : Изд-во БСХИ, 1989. – 87 с.

78. Ким, Ю.А. Влияние конструктивных параметров колесных движителей на изменение физико–механических свойств почвогрунта и тяговые качества трактора / Ю. А. Ким, П. В. Зеленый, И. В. Франкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2008. – № 4. – С. 34-42.

79. Киселев, В.В. Обеспечение устойчивости при эксплуатации сельскохозяйственной техники/ В. В. Киселев // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2014. – № 4. – С. 14-21.

80. Кононов, А.М. Исследование реализации тягово–цепных качеств и агротехнической проходимости колесных тракторов на суглинистой почве Белоруссии : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Горки, 1974. – 35 с.

81. Кононов, А.М. О воздействии ходовых систем тракторных агрегатов на почву / А. М. Кононов, И. П. Ксенович // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – № 4. – С. 5-7.

82. Кононов, А.М. Уплотнение почвы агрегатами / А.М. Кононов, В.А. Гарбар // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1973. – № 1. – С. 46-47.

83. Коршун, Н.А. Агрегатирование тракторов Т-150 и Т-150К с сельскохозяйственными машинами / Н. А. Коршун. – М.: Колос. – 1975. – 160 с.

84. Кряжков, В.М. Экологическая проблема воздействия движителей на почву и эффективное направление ее решения / В.М. Кряжков, В.А. Русанов // Научное наследие В.В. Докучаева и современное земледелие : материалы науч. сессии Россельхозакадемии 23-26 июня 1992 г. ст. Таловая Воронежской обл. – М., 1992. – Ч. 1. – С. 232-242.

85. Кузнецов, Е.Е. Повышение тягово-цепных свойств колесного трактора класса 1, 4 за счет постановки дополнительного ведущего моста : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Е. Е. Кузнецов ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2012. – 22 с.

86. Кузнецов, Н.Г. Аналитическая оценка тягово-цепных свойств тракторов с колесной формулой 4К4 с учетом кинематического несоответствия движителей ведущих мостов / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 5. – С. 21-23.

87. Кудрявцев, И.Г. Пути устранения кинематического несоответствия трактора и прицепа с ведущей осью на повороте / И. Г. Кудрявцев –Тракторы и сельхозмашины. – 1965. – № 5. – С. 36-39.

88. Кутьков, Г.М. Тяговый расчет трактора тягово-энергетической концепции / Г. М. Кутьков, М. В. Сидоров // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 4. – С. 13-18.

89. Кутьков, Г.М. Теория и тяговый расчет полноприводного трактора / Г. М. Кутьков, А. А. Соловейчик, М. В. Сидорова // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2014. – № 2. – С. 8-14.
90. Лапик, В.П. Экологические аспекты воздействия гусеничных движителей на почву / В. П. Лапик // Вестник МГАУ. – 2010. – № 2. – С. 86-88.
91. Лопарев, А.А. Уплотняющее воздействие на почву гусенично-колесного трактора / А. А. Лопарев, А. С. Комкин // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 6. – С. 30-32.
92. Ляско, М.И. Влияние ходовых систем сельскохозяйственных тракторов на уплотнение почвы и урожайность ячменя / М.И. Ляско [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1979. – № 12. – С. 4-6.
93. Макаров, В.Н. Влияние плотности почвы на содержание элементов минерального питания в пахотном горизонте и урожай сои / В. Н. Макаров // Условия произрастания и урожай сои. – Новосибирск, 1978. – С. 46-51.
94. Мананникова, Т.В. Влияние разных схем движителей трактора «Кировец» на макроагрегатный состав почвы // Улучшение агротехнической проходимости машин / Т.В. Мананникова; Саратов. с.-х. ин-т. – Саратов, 1991. – С. 19-24.
95. Мелехов, В.Н. О влиянии изменения сцепного веса колесного трактора на его тягово-сцепные показатели на почве повышенной влажности / В.Н. Мелехов // Труды Саратовского института механизации сельского хозяйства. – 1970. – Вып. 43. – С. 21-29.
96. Мелуа, Р.А. Действие и последствие уплотнения / Р. А. Мелуа, В. Ф. Кивер // Земледелие. – 1985. – № 2. – С. 29-31.
97. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. – М.: ВИМ, 1995. – 95 с.
98. Методологическое обоснование выбора конструкции устройств рационального перераспределения сцепного веса [Электронный ресурс] / С.В. Щитов [и др.] // АгроЭкоИнфо: электрон. научно–производств. журн. – 2016. – № 2. – URL: <http://agroecoinfo.narod.ru/journal/> (дата обращения: 24.08.2017)

99. Миркин, С. Н. К вопросу о влиянии внутреннего давления в шине и изменения напряженного состояния почвы на её уплотнение / С. Н. Миркин // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. раб. Саратов. ГСХА. – Саратов, 1996. – С. 8-12.

100. Назаров, Г.Н. Исследование эффективности гидроувеличителя сцепного отвода колёсного трактора / Г. Н. Назаров // Труды ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1967. – Вып. 26. – С. 12-18.

101. ГОСТ 26953–86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву. – Введ. 1987-01-01. – М.: Госстандарт СССР, 1986. – 18 с.

102. Носов, С.В. Развитие деформации и изменение плотности почвогрунта под траком гусеничной машины / С. В. Носов., Н. Е. Перегудов // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 11. – С. 14-16.

103. Нуруллин, Р.Г. Способы регулирования пятна контакта шины с почвой /Р.Г.Нуруллин, И.С.Возовик, А.Х.Зимагулов// Исследования эксплуатации качеств тракторов и автомобилей: науч. тр. Горьк. СХИ.- Горький, 1982.-Т.155.-С.36-38.

104. Онищук, В.С. Комплексная характеристика почвенных ресурсов равнинных ландшафтов Приамурья / В. С. Онищук, А. Н. Панасюк. – Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 2010. – 324 с.

105. Пат. 151136 Российская Федерация, МПК В60В 11/02. Стабилизатор продольной устойчивости колесного трактора / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова, К.Е. Кузнецов; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2014138208 ; Заявл. 22.09.2014 ; Оpubл. 20.03.2015, Бюл. №8.

106. Пат. 154775 Российская Федерация, МПК F16F 1/14, В60G 11/18, В61F 5/12. Стабилизатор вертикальных колебаний моста колесного транспортного средства / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.В. Панова, Е.С. Поликутина, С.А. Рыбаков; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015117097; Заявл. 05.05.2015; Оpubл. 10.09.2015, Бюл. №25.

107. Пат. 169463 Российская Федерация, МПК В60В 11/02, В62D 13/00, В60В 39/00. Автоматический пружинный регулятор устойчивости колесного трактора моноблочной схемы / С. В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, В.А. Сенников, Н.Н. Сенникова; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2016120561 ; Заявл. 25.05.2016; Оpubл. 21.03.2017, Бюл. №9.

108. Пат. 2578903 Российская Федерация, МПК В60В11/02, В60В39/00, В62D13/00. Пружинный стабилизатор устойчивости колесного трактора типа «МТЗ» / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова, К.Е. Кузнецов ; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2014148012 ; Заявл. 27.11.2014 ; Оpubл. 27.03.2016, Бюл. № 9.

109. Пат. 2597434 Российская Федерация, МПК В62D 6/00, В62D 7/20. Пружинный стабилизатор колесного трактора / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова ; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015117329 ; Заявл. 06.05.2015 ; Оpubл. 10.09.2016, Бюл. № 25.

110. Пат. 2598363 Российская Федерация, МПК F16F 1/14, В60G 11/18, В61F 5/12. Регулятор колебаний движителей моста колесного транспортного средства / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, С.А. Рыбаков, К.Е. Кузнецов ; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015119310 ; Заявл. 21.05.2015 ; Оpubл. 20.09.2016, Бюл. № 26.

111. Пат. 2613390 Российская Федерация, МПК В62D 53/04, А01В 59/04. Пружинно–рычажный корректор сцепного веса колесного трактора / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015140368; Заявл. 22.09.2015 ; Оpubл.16.03.2017, Бюл. № 8.

112. Петрушко, И.М. Курс высшей математики. Теория вероятностей. Лекции и практикум: учебное пособие / И. М. Петрушко. – СПб.: Лань, 2008. – 352 с.

113. Письменный, Д.Т. Конспект лекций по теории вероятностей и математической статистике – 2–е изд., испр. / Д. Т. Письменный. – М. Айрис-пресс, 2005. – 256 с.

114. Плаксин, А.М. Снижение уплотнения почвы движителями МТА изменением массы трактора / А. М. Плаксин, А. П. Зырянов, Т. П. Ишимов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – № 8. – С. 22-24.
115. Плаксин А.М. Энергетические показатели почвообрабатывающих агрегатов при различной массе трактора. / А.М. Плаксин, А.П. Зырянов // Вестник ЧГАА. – 2008. – Т. 52. – С. 78-80.
116. Победин, А.В. Математическая модель трактора с треугольным гусеничным ободом / А. В. Победин, И. А. Долгов, В. В. Варфоломеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 11. – С. 13-16.
117. Поливаев, О.И. Оценка воздействия движителей колесных тракторов на почву /О. И. Поливаев, О. М. Костиков, О. С. Ведринский, А. В. Панков // Техника в сельском хозяйстве. – 2010. – № 3. – С. 26-28.
118. Попов, А.Ю. Влияние упругого элемента в навеске на вертикальную нагрузку на колесах трактора / А. Ю. Попов, П. В. Коновалов // Интеграция науки и производства – стратегия устойчивого развития АПК России в ВТО: материалы Международной научно–практической конференции, посвященной 70–летию Победы в Сталинградской битве. 30 января–01 февраля 2013 г. – Волгоград, 2013. – Т. 5. – С. 150-151.
119. Ревут, Б.И. Физика почв / Б. И. Ревут. – Л.: Колос, 1972. – 368 с.
120. Русанов, В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения / В. А. Русанов. – М.: ВИМ, 1968. –368 с.
121. Русанов, В.А. Проблемы ходовых систем сельскохозяйственных тракторов и возможные пути их решения / В. А. Русанов // Тезисы докладов науч. конф. УСХА. – Киев, 1975. – С. 18-25.
122. Скурятин, Н.Ф. Исследование сил, действующих на прицеп при работе с тягово-догрузочным устройством/ Н.Ф. Скурятин [и др.] //Вестник Воронежского государственного аграрного университета. -2013.- № 4.- С. 94-98.
123. Скурятин, Н.Ф. Повышение грузоподъемности прицепного агрегата/ Н.Ф.Скурятин [и др.] //Сельский механизатор. -2014.- № 12. -С. 38-39.

124. Скурятин, Н.Ф. Исследование кинематики движения тракторного транспортного прицепного агрегата по пересеченной местности с тягово–догрузочным устройством/ Н.Ф. Скурятин, Е.В. Соловьев // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. – 2014. – № 3(3). – С. 23–28.

125. Русинов, А. В. Методы оценки системы движитель – опорное основание / А. В. Русинов // Сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1984. – Т. 2. – С. 3-19.

126. Селиванов Н.И. Оценка тягово–сцепных свойств колесного трактора К-701 / Н. И. Селиванова, В. С. Кирина, Р. А. Эбель // Вестник КрасГАУ. – 2007. – № 3. – С. 168-172.

127. Сенникова, Н. Н. Повышение эффективности использования машинно–тракторных агрегатов в сельскохозяйственном производстве Амурской области : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 20.10.2010 / Н. Н. Сенникова ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2010. – 23 с.

128. Синеговская, В. Т. Стратегия развития семеноводства сои на Дальнем востоке / В. Т. Синеговская // Труды Кубанского государственного аграрного университета. – 2016. – № 59. – С. 344-350.

129. Скотников, В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скотников А. А. Машенский, А. С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.

130. Слюсаренко, В.В. Самоуплотнение и разуплотнение почв в естественных условиях и после прохода энергонасыщенной техники / В. В. Слюсаренко, А. В. Русинов // Техника в сельском хозяйстве. – 2001. – № 3. – С. 8-11.

131. Спириданчук, А.Б. Снижение величины прямых энергозатрат при обработке почвы / А. Б. Спириданчук, Н. В. Спириданчук, С. В. Щитов // Достижения науки и техники АПК. – 2014. – № 2. – С. 59-60.

132. Система земледелия Амурской области / под общ. ред. П. В. Тихончука. – Благовещенск: Изд–во Дальневосточного ГАУ, 2016. – 574 с.

133. Трепененков, И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И. И. Трепенков – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.
134. Ульянов, Ф.Г. Повышение проходимости и тяговых свойств колесных тракторов на пневматических шинах / Ф. Г. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1964. – 135 с.
135. Хафизов, К.А. Установление потерь урожая и основных причин их снижения от уплотнения движителями машинно–тракторных агрегатов по уходу за посевами / К. А. Хафизов, Р. Н. Федоров // Научное обеспечение инновационного развития АПК: материалы Всероссийской научно–практической конференции, посвященной 90–летию государственности Удмуртии, 16–19 февр. 2010 г. / ИжГСХА. – Ижевск, 2010. – Т. 3. – С. 43-48.
136. Худовец, В. И. Повышение опорной проходимости неполноприводного колесного трактора класса 1,4 путем рационального распределения сцепного веса между мостами трактора: дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 27.12.2013 / В. И. Худовец ; Дальневост. гос. аграр. ун–т. – Благовещенск, 2013. – 135 с.
137. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
138. Щегорец, О.В. Соеводство: учеб. пособие / О. В. Щегорец ; Дальневост. гос. аграр. ун–т. – Благовещенск, 2002. – 432 с.
139. Щитов, С.В. Влияние класса тяги трактора на величину потерь энергозатрат от уплотнения почвы / С. В. Щитов, Н. В. Спириданчук, В. Ф. Кузин // Вестник КрасГАУ. – 2013. – № 1. – 110-114.
140. Щитов, С.В. Воздействие на почву ходовой системы трактора / С. В. Щитов, О. П. Митрохина // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – № 3. – С. 8-9.
141. Пат. 151136 Стабилизатор продольной устойчивости колесного трактора / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е, Поликутина Е.С, Кузнецова О.А. Кузнецов К.Е.; заявитель и патентообладатель Дальневост. гос. аграр. ун–т. – № 2014138208/11; заявл. 22.09.14 ; опубл. 20.03.15, Бюл. № 8.

142. Пат. 2482974 Автоматический корректор сцепного веса для увеличения проходимости и повышения производительности колесных тракторов при их агрегатировании с прицепами / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е.; заявитель и патентообладатель Дальневост. гос. аграр. ун-т. – № 2011151377/11; заявл. 15.12.11 ; опубл. 27.05.13, Бюл. № 15.

143. Щитов, С.В. Влияние перераспределения сцепного веса между мостами трактора на ширину захвата, буксование и производительность машинно–тракторного агрегата [Электронный ресурс] / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина // АгроЭкоИнфо: электрон. научно–производств. журн. – 2017. – №1. – URL: <http://agroecoinfo.narod.ru/journal/> (дата обращения 24.08.2017).

144. Щитов, С.В. Влияние энергозатрат на выбор энергетического средства / С. В. Щитов, Н. В. Спириданчук, Е. С. Поликутина // Научное обозрение. – 2014. – № 8. – С. 535-538.

145. Щитов, С.В. Использование пружинно–разгрузочного механизма для повышения нагрузки на передний управляемый мост трактора / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина // Научное обозрение. – 2015. – № 11. – С. 18-23.

146. Щитов, С.В. Исследование трактора с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа / С. В. Щитов, Н. Н. Сенникова // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 5. – С. 33-34.

147. Щитов, С.В. Повышение производительности колесных тракторов путем модернизации их ходовой системы / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецова, Е. С. Поликутина // Техника и оборудование для села. – 2015. – № 6. – С. 18-20.

148. Щитов, С.В. Результаты экспериментальных исследований по определению влияния устройства для перераспределения сцепного веса на тяговые свойства и ходовую систему колесного трактора / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина // Достижения науки и техники АПК. – 2015. – Т. 29, № 10. – С. 95-98.

149. Щитов, С.В. Экспериментальные исследования трактора с корректором сцепного веса на транспортных работах /С.В. Щитов, С.В. Яценко // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2006. – № 11. – С. 33.

150. Щитов, А.С. Повышение тягово-сцепных свойств колесных тракторов класса 1,4 на полевых транспортных работах в условиях Амурской области: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.С. Щитов ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2004. – 20 с.

151. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики /А. А. Яблонский. – М.: Высшая школа, 1963. – 371 с.

152. Яценко, С.В. Исследование тягово–сцепных свойств колесного трактора класса 1,4 с корректором сцепного веса в условиях Амурской области: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / С. В. Яценко ; Дальневост. гос. аграр. ун–т. – Благовещенск, 2007. – 23 с.

153. Mancovic, M. Dynamic modeling of the transmission line of an agricultural tractor / M. Mancovic // SAE Techn. Pap. Ser, 1991. – P. 1-12.

154. Beireitung mitteleuropaischer Traktoren Vahlensieck bernd Renius Karl – Theodor, Hetz Edmundo// Land techik, 1993, № 8-9.

155. Buliński, Jerzy. Effect of multiple passages and the wheel load on soil deformation / Jerzy Buliński, Łukasz Leszczyński // Ann.Warsaw Univ.Life Sci. Agr. – 2012. – № 59. – P.5-12.

156. Hakansson, I. A Method for Characterizing the State of Compactness of the Plough laye / I. Hakansson // Soil Tillage Research, 16 (1990). –P. 105 - 120.

157. Hakansson, I. A. Method for Characterizing the State of Compactness of an Arable Soil / I. A. Hakansson // Catena Supplement 11. Braunshweig, 1988. – P. 101-105.

158. Hart, W. E. On dynamic characteristics of Wheeled tractors /W. E. Hart // Venicle syst dyn, 1988. – 17/Syppl. - 541 p.

159. Hunger, Ruedi. Bodenverdichtung: Prävention vor Regeneration / Ruedi Hunger // Schweiz. Landtechn. – 2012. – 74, Aug. – P. 46-48.

160. Kucsewski, J. Comparative analysis of the relation between the tractor wheel slip and the coefficient of adhesion utilization according to various empiric formulae / J. Kucsewski, S. Wolski // *Ann. Warsaw Agr. Univ SGGW //Ar. Agr*, 1991. – № 23. – P. 3-9.
161. Lines, J. A. The stiffness of agricultural tractor tires / J. A. Lines, K. Murphy // *J. Terramech.* – 1999. – V. 28, № 1. – P. 49-64.
162. Nattenes I. The mechanikal farm for 2030 – *Agricultural Engineering*, 1982. – № 1. – P. 30-32.
163. Niedrigor Luftdruck schont den boden / Volk Ludwig // *Getreide Mag.* – 1997. – V.3, № 3. – P. 108-111.
164. Performance of tractor cage whell as affected by lug height. Dubey R.K., Singh Bachchan. «*J. Agr. Eng.*». – 1985. – V. 22, № 3.– P. 1-8.
165. Rubber–traching concept lifeby lighten weights / Collings Andy, Faulkner Andrew// *Farmens Weekly.* – 1994 – V. 121, N 21. – P. 61.
166. Sasaki, S. Articulated tracked vehicle with four diqrees of freedom /S. Sasaki, E. Miyata // *J. Terramech.* – 1991. – V. 28. – № 2. – P. 189-199.
167. Skornyakov E., Kvasha E., Tatalin B., Rusanov V. (Dnepropetrovsk, Moskow). New Conception of design and manufacture of ENVIRONMENT – protective properties tires and efficiencyof there application // *INTERNATION CONFERENCE SOIL COMPACTION AND SOIL NAMAGEMENT. TALLIN, ESTONIA, 8-12 JUNE, 1992.* – P. 16-19.
168. Soane, B.D. The ground pressure of wheels and tracks / B.D. Soane // *Power Farm.* – 1970. – V. 44. – N 4. – P. 40-44.
169. Traction benefits of prepared traffic lanes. Burt Eddie C., Taylor James H., Welis Larry G. «*Agr. Eng.*». – 1984. – V. 65, N 9. – P.16-18.
170. Trend to larger equipment forecast after CAP reform // *Farmers Weekly.* – 1992. – № 25. – P. 33.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Выписка
из протокола заседания № 5 от 11 мая года по
внедрению в агропромышленное производство
Тамбовского района Амурской области
научно-технических разработок и передового опыта

Присутствовало: члены комиссии – 10 чел., приглашённые – 4 чел. (учёные – аграрники, специалисты агропромышленного комплекса Амурской области).

Слушали: результаты научно – исследовательской работы Поликутиной Е.С., направленной на повышение эффективности функционирования колёсных энергетических средств на сельскохозяйственных работах

Решение: результаты научно – исследовательской работы Поликутиной Е.С. считать актуальными, эффектными и востребованными в агропромышленном комплексе, рекомендовать к внедрению в технологию производства сельскохозяйственной продукции.

Председатель:

начальник отдела сельского хозяйства
Администрации Тамбовского района
Амурской области



А.И.Якушин

«УТВЕРЖДАЮ»

Ректор ФГБОУ ВО
«Дальневосточный ГАУ»



2016 г.

«УТВЕРЖДАЮ»

Руководитель организации



Васильев И.М.

2016 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

Мы, нижеподписавшиеся, представители ФГБОУ ВО Дальневосточного государственного аграрного университета *и.о.начальника ИИЧ*

Муратов Д.Д., доцент кафедры «Эксплуатация ТММ»

Кузнецов Е.Е., аспирант Поджуккина Е.С.

и представители ООО «Союз» агроном *Васильев И.С.*,
бригадир Сиротников Д.С.

составили настоящий акт о том, что в период *4.01.2015 - апрель 2016* г.г. в результате проведения научно-исследовательских работ по теме:

«Испытание тяглов-агрегатных средств колесного бригадирского типа при выполнении тяглов-агрегатных работ в процессе внедрения были выполнены следующие работы: проведены опытно-исследовательские и тягловые испытания колесных тракторов с механико-разрушающим механизмом на сельскохозяйственных работах в реальных условиях эксплуатации. Экономический эффект составил 108214 руб. Экономия топлива 29,5 т/год»

Предложения по дальнейшему внедрению результатов:

Рекомендовать *использовать тракторы с механико-разрушающим механизмом в технологическом процессе работы в ООО «Союз»*

Представители ФГБОУ ВО

Дальневосточный ГАУ

и.о.нач. ИИЧ Муратов Д.Д.
Кузнецов Е.Е.
Поджуккина Е.С.

Представители предприятия

агроном Васильев И.С.
бригадир Сиротников Д.С.

«УТВЕРЖДАЮ»
Ректор ФГБОУ ВО
«Дальневосточный ГАУ»



_____ 2017 г.

«УТВЕРЖДАЮ»

Руководитель организации



_____ 201__ г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

Мы, нижеподписавшиеся, представители ФГБОУ ВО Дальневосточного государственного аграрного университета нач НИЧ Муратов А.А.,
доцент Кузнецов Е.Е., аспирант Поликутина Е.С.
и представители ЗАО «Агрофирма Партизан» и агроном Кобляков А.В., зам.главного бухгалтера
Макаренко П.Ф.

составили настоящий акт о том, что в период 2015-2017 г.г. в результате проведения научно-исследовательских работ по теме: «Повышение эффективности функционирования энергетических средств в технологии возделывания сельскохозяйственных культур», были проведены сравнительные хозяйственные испытания трактора класса 1,4 с установленным прижимно-разгрузочным механизмом (ПРМ) в составе машинно-тракторного агрегата (МТА) в реальных условиях эксплуатации на предпосевных работах.

в процессе внедрения были выполнены следующие работы: боронование на различных типах почв разной степени влажности, прикатывание, сплошная культивация.

годовой экономический эффект от использования МТА с установленным прижимно-разгрузочным механизмом составил: на бороновании- 106672 руб., на прикатывании-87346 руб., на культивации- 114568 руб. Экономия полных энергозатрат составила соответственно 128,9 Мдж/га на бороновании, 98,6 Мдж/га на прикатывании и 124,9 Мдж/га. Предложения по дальнейшему внедрению результатов:

Рекомендовать использование МТА с прижимно-разгрузочным механизмом в технологии возделывания сельскохозяйственных культур.

Представители ФГБОУ ВО
Дальневосточный ГАУ

Начальник НИЧ Муратов А.А.
Доцент каф. ЭТТМиК Кузнецов Е.Е.
Аспирант Поликутина Е.С.

Представители предприятия

Кобляков А.В.
Макаренко П.Ф.

«УТВЕРЖДАЮ»

«УТВЕРЖДАЮ»

Ректор ФГБОУ ВО
«Дальневосточный ГАУ»

Руководитель организации



06 2017 г.



Федосаев, Д.И.

«B» 2017 г.
М.П.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

Мы, нижеподписавшиеся, представители ФГБОУ ВО Дальневосточного государственного аграрного университета Мамыших НИЧ Муратов А.А.
Зависел В.В., аспирант Золотухина В.С.

и представители ООО "Красная звезда" управляющий хозяйством
Долг А.В., главный механик Золотух В.Н.

составили настоящий акт о том, что в период 2015-2017 г.г. в результате проведения научно-исследовательских работ по теме:

"Экономическое обоснование применения мобильных энергетических средств в технологии растениеводства"

в процессе внедрения были выполнены следующие работы: сравнительное
испытание трактора с притормаживающим механизмом (ПРМ), и устройствами корректировки светного веса на
транспортных и с/х работах.

экономический эффект составил на боронах 106400 руб в год,
на культивации 101341 руб в год, на транспортных
операциях 86900 руб в год.

Предложения по дальнейшему внедрению результатов:

Рекомендовать использовать трактора с устройствами
корректировки светного веса в деятельности ООО "Красная звезда"

Представители ФГБОУ ВО
Дальневосточный ГАУ

Представители предприятия

Мамыших НИЧ Муратов А.А.
Зависел В.В.
аспирант Золотухина В.С.

Долг А.В.
Золотух В.Н.

«УТВЕРЖДАЮ»
Ректор ФГБОУ ВО
«Дальневосточный ГАУ»

Д.М. Жилихин

«10» 07 2017 г.
М.П.

«УТВЕРЖДАЮ»

Руководитель организации

С.М. Белая
«10» 07 2017 г.
М.П. «РАССВЕТ»

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

Мы, нижеподписавшиеся, представители ФГБОУ ВО Дальневосточного государственного аграрного университета Начальник НИИ Муратов Д.А., доцент Кузнецов Е.Е., аспирант Поликутина Е.С. и представители ООО «РАССВЕТ» г. Индуссар Винокуров Д.М., механик Нефедов В.С.

составили настоящий акт о том, что в период 2015-2017 г.г. в результате проведения научно-исследовательских работ по теме: «Повышение эффективности функционирования энергетических средств в технологии возделывания сельскохозяйственных культур», были проведены сравнительные хозяйственные испытания трактора класса 1,4 с установленным прижимно-разгрузочным механизмом (ПРМ) в составе машинно-тракторного агрегата (МТА) в реальных условиях эксплуатации на предпосевных работах.

в процессе внедрения были выполнены следующие работы: боронование на различных типах почв разной степени влажности, сплошная культивация.

годовой экономический эффект от использования МТА с установленным прижимно-разгрузочным механизмом составил: на бороновании- 98102 руб, на культивации- 104566 руб. Экономия полных энергозатрат составила соответственно 134,5Мдж/га на бороновании и 140,7 Мдж/га. Предложения по дальнейшему внедрению результатов:

Рекомендовать использование МТА с корректором сцепного веса тяжелой дисковой бороны в технологии возделывания сельскохозяйственных культур.

Представители ФГБОУ ВО
Дальневосточный ГАУ

Начальник НИИ Муратов Д.А.
Доцент каф.ЭТТМик Кузнецов Е.Е.
Аспирант Поликутина Е.С.

Представители предприятия

Винокуров Д.М.
Нефедов В.С.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 151136

**СТАБИЛИЗАТОР ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА**

Патентообладатель(ли): **ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ (RU)**

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2014138208

Приоритет полезной модели 22 сентября 2014 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 18 февраля 2015 г.

Срок действия патента истекает 22 сентября 2024 г.

Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2613390

Пружинно-рычажный корректор сцепного веса колёсного трактора

Патентообладатель: **ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ" (RU)**

Авторы: **Щитов Сергей Васильевич (RU), Кузнецов Евгений Евгеньевич (RU), Поликутина Елена Сергеевна (RU)**

Заявка № 2015140368

Приоритет изобретения 22 сентября 2015 г.

Дата государственной регистрации в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 16 марта 2017 г.

Срок действия исключительного права на изобретение истекает 22 сентября 2035 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015661188

Программа для расчета продольной устойчивости трактора.

Правообладатель: **ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ" (ФГБОУ ВО ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГАУ) (RU)**

Авторы: **Щитов Сергей Васильевич (RU), Кузнецов Евгений Евгеньевич (RU), Поликутина Елена Сергеевна (RU)**

Заявка № **2015618078**

Дата поступления **03 сентября 2015 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **20 октября 2015 г.**

Заместитель руководителя Федеральной службы по интеллектуальной собственности



Л.Л. Кирий