

Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Дальневосточный государственный
аграрный университет»

**А. С. Вторников, С. В. Щитов,
Е. Е. Кузнецов, З. Ф. Кривуца**

***МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ
И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ
КОЛЕСНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ***

Монография

Благовещенск
Дальневосточный ГАУ
2023

УДК 629.33
ББК 39.33
М54

Рецензенты:

*Сергей Николаевич Воякин, доктор технических наук,
доцент, декан электроэнергетического факультета
Дальневосточного государственного аграрного университета
Александр Викторович Кучер, кандидат технических наук,
доцент кафедры вооружения и стрельбы
Дальневосточного высшего общевойскового командного училища
имени Маршала Советского Союза К. К. Рокоссовского*

*Рекомендовано к печати научно-техническим советом
Дальневосточного государственного аграрного университета*

М54 **Методы оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров колесных энергетических средств : монография /**
А. С. Вторников, С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, З. Ф. Кривуца ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск : Дальневосточный ГАУ, 2023. – 139 [1] с.

ISBN 978-5-9642-0582-1

В монографии изложены результаты исследований методов и способов оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров колесных энергетических средств в целях повышения эффективности их использования на транспортных работах при движении по поверхностям, имеющим продольно-поперечный уклон. Представлены перспективные конструкции, предназначенные для стабилизации энергетического средства на склоновых поверхностях с учетом наличия неровностей поверхности движения. Приведен анализ эффективности предложенных способов и технических решений, а также даны результаты производственной проверки опытных образцов разработанных устройств.

Предложенные материалы могут представлять интерес для работников научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, специалистов агропромышленного комплекса, преподавателей, аспирантов, магистров, занимающихся вопросами использования и модернизации мобильных колесных энергетических средств.

УДК 629.33
ББК 39.33

ISBN 978-5-9642-0582-1

© Вторников А. С., Щитов С. В., Кузнецов Е. Е.,
Кривуца З. Ф., 2023
© ФГБОУ ВО Дальневосточный
государственный аграрный университет, 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1 Современное состояние проблемы. Актуальность и направленность исследований	7
1.1 Особенности естественно-производственных условий Дальнего Востока России и их влияние на использование автомобилей в агропромышленном комплексе	7
1.2 Анализ способов повышения эффективности использования колесных грузовых автомобилей на транспортных работах	10
1.3 Анализ технических решений и способов перераспределения вертикальных нагрузок на движители энергетического средства	18
1.3.1 Обзор технических решений и способов перераспределения вертикальных нагрузок в ходовой системе энергетического средства.....	19
1.3.2 Анализ технических решений и способов коррекции нагрузки на движители транспортного средства	27
Выводы по разделу.....	50
2 Теоретические предпосылки исследований и обоснование конструктивно-технологических параметров рамочного регулятора нагрузки.....	51
2.1 Теоретические предпосылки исследований	51
2.2 Обоснование предлагаемого способа перераспределения весовой нагрузки между движителями, находящимися на одной колесной оси.....	53
2.3 Теоретическое обоснование процесса межколесного перераспределения веса между движителями, находящимися на одной колесной оси	57
2.4 Влияние рамочного регулятора нагрузки на поперечную устойчивость энергетического средства	66
2.5 Влияние рамочного регулятора нагрузки на формирование энергозатрат транспортного средства.....	74
Выводы по разделу.....	79

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах	80
3.1 Результаты экспериментальных исследований по определению перераспределения нагрузки между движителями автомобиля	80
3.2 Результаты экспериментальных исследований по обоснованию конструктивно-технологических параметров устройства	98
3.3 Результаты экспериментальных исследований по определению влияния габарита моста на коэффициент стабилизации поперечной нагрузки	101
3.4 Результаты исследований по определению влияния наклона поверхности на коэффициент догружения колеса, находящегося ниже по склону	103
3.5 Результаты сравнительных хозяйственных испытаний транспортного средства с регулятором нагрузки на транспортных работах	105
3.6 Результаты экспериментальных исследований по определению коэффициента использования времени смены	109
Выводы по разделу	117
4 Топливо-энергетическая и экономическая оценка проведенных исследований	120
Заключение	124
Список использованной литературы	126

ВВЕДЕНИЕ

На данном этапе развития общества без применения современных средств механизации невозможно использование передовых ресурсосберегающих и эффективных технологий производства продукции агропромышленного комплекса, так как своевременное и качественное выполнение полевых работ и транспортных операций является основным этапом в процессе сельскохозяйственного производства.

Следовательно, от эффективности использования энергетических средств, в частности автомобилей средних классов грузоподъемности, широко распространенных в сельскохозяйственных организациях, как наименее затратных и наиболее выгодных в использовании, зависит не только себестоимость единицы произведенной продукции, но и показатели финансово-хозяйственной деятельности, экономической устойчивости предприятия.

Эксплуатация автомобилей в условиях Дальнего Востока Российской Федерации имеет свои особенности. Так, учитывая невысокий уровень развития дорожно-транспортной сети на востоке России, в частности дорог с твердым покрытием; зимние холода со значительными как годовыми, так и суточными амплитудными перепадами температур воздуха; длительный холодный период (до 200 суток) в северных районах; немалые расстояния между населенными пунктами (от 40 километров в Амурской области, Хабаровском и Приморском краях до 200 километров в Якутии, Магаданской области и Чукотском автономном округе), в связи с необходимостью стабильного передвижения одиночных автомобилей и автопоездов по дорогам различной степени подготовленности дорожного полотна, почвенным грунтам или бездорожью, возникает вопрос обеспечения высокой проходимости энергетических средств, их всепогодной надежности, управляемости и эффективности во всех климатических зонах и условиях эксплуатации.

Производственными наблюдениями за проведением работ транспортно-технологического обеспечения сельскохозяйственного производства отмечено, что в процессе выполнения транспортной операции также возможно возникновение причин или условий, которые могут существенно повлиять на техническое состояние автомобиля и сроки выполнения транспортной задачи.

В частности, при перемещении по поверхностям с изменяющейся несущей способностью или при движении по склоновым поверхностям для стабилизации энергетического средства возникает необходимость перераспределения веса, приходящегося на движители, находящиеся выше по склону. Кроме этого, неоднократно установлено, что при выполнении полевых работ иногда приходится выезжать с поля с повреждением движителей вследствие прокола или разрыва колеса, что в обычных случаях приводит к неработоспособности и простоям автомобиля из-за потребности срочного ремонта или привлечении дополнительных технических средств при необходимости его эвакуации.

Таким образом, анализ обозначенных выше производственных и климатических факторов; причин возникновения неисправностей и приемов их устранения, определяют необходимость поиска технических решений и способов для перераспределения веса (вертикальной нагрузки), приходящегося на движитель колесного средства при передвижении, как наиболее приемлемого и производительного способа, и определяют актуальность проводимых исследований, направленных на повышение эффективности колесных энергетических средств на транспортных работах, результаты которых несомненно найдут применение в сельскохозяйственном производстве.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ.

АКТУАЛЬНОСТЬ И НАПРАВЛЕННОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Особенности естественно-производственных условий

Дальнего Востока России и их влияние на использование автомобилей в агропромышленном комплексе

Дальневосточный регион занимает площадь в 69 429 млн. км², что составляет 42,02 % всей территории Российской Федерации. При этом уровень развития дорожно-транспортной сети, в частности дорог с твердым покрытием, в сравнении с протяженностью территории, крайне незначительный и составляет примерно 5,3 км на 1 000 км², тогда как в среднем по России этот показатель приближается к 31,7 км на 1 000 км². При этом практически полностью транспортная инфраструктура сосредоточена в южных районах региона, в северных же районах она представлена в основном только дорогами 3–5 технических категорий, стабильный сквозной проезд по которым возможен лишь в холодное время года.

Самый большой по территории регион Дальнего Востока России – Якутия, самый маленький – Еврейская автономная область. Наиболее населенным (на период 2021 года) является Приморский край, наименее – Чукотский автономный округ (рис. 1.1) [56, 57, 61, 89].

Для данного региона характерны длительный холодный период в северных районах (до 200 суток), немалые расстояния между населенными пунктами (от 40 километров в Амурской области, Хабаровском и Приморском краях до 200 километров в Якутии, Магаданской области и Чукотском автономном округе).

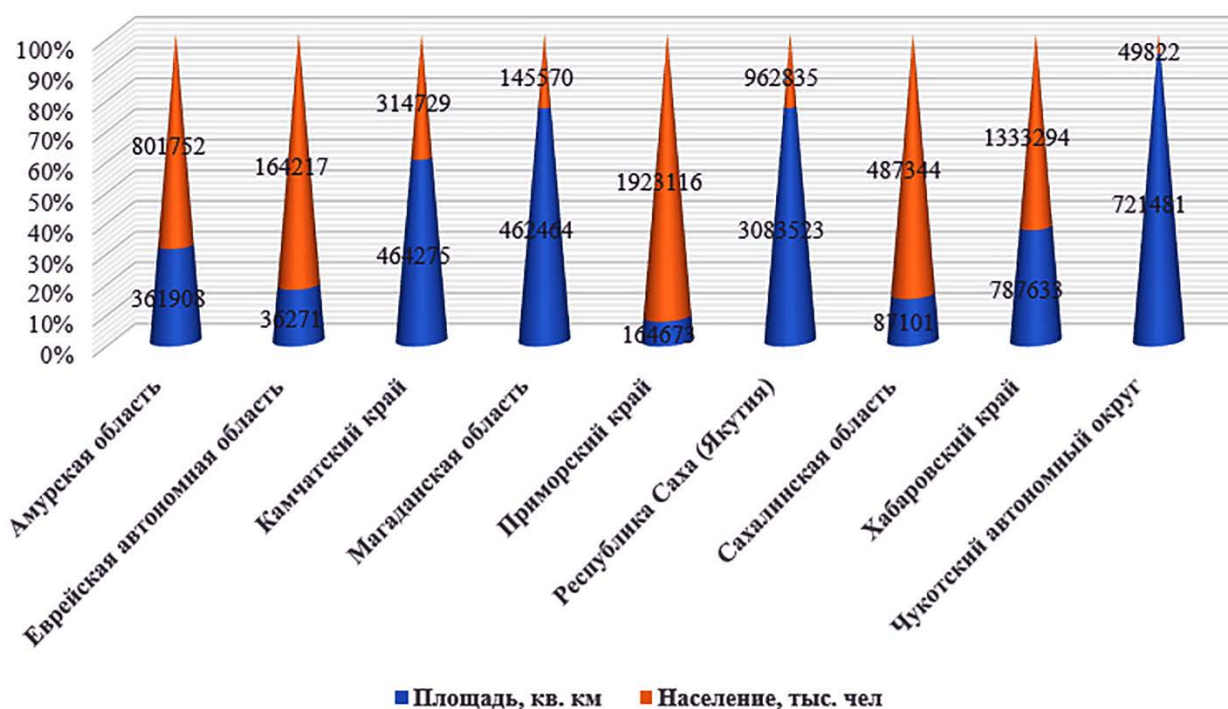


Рисунок 1.1 – Соотношение площади регионов Дальневосточного федерального округа и проживающего в них населения

Приведенные данные показывают, что в условиях Дальнего Востока вопрос обеспечения высокой проходимости энергетических средств и их всепогодной надежности во всех климатических зонах и условиях эксплуатации является наиболее важным, так непредвиденная остановка или неисправное состояние автомобиля способны привести к невозвратным потерям перевозимых грузов [3, 26, 27, 43].

Учитывая, что в Амурской области основные транспортные работы, предусмотренные применяемой технологией производства продукции растениеводства, приходятся на март – май (от 25 до 30 %) и сентябрь – ноябрь (от 40 до 45 %) и проходят в условиях слабой несущей способности почвы (рис. 1.2), автомобили общего назначения на транспортных операциях при движении по дорогам с низким коэффициентом сцепления используются малоэффективно вследствие их невысоких тягово-сцепных свойств. Возникает необходимость привлечения автомобилей повышенной проходимости.

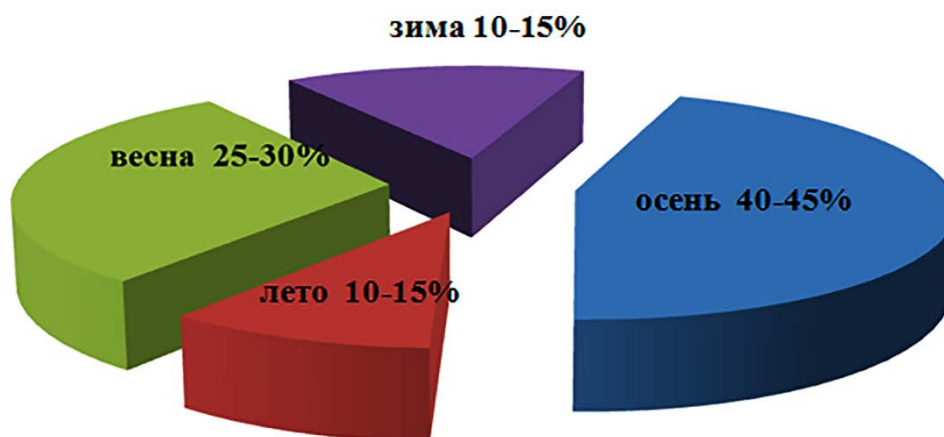


Рисунок 1.2 – Распределение объема грузоперевозок в зависимости от сезонности [3]

Основные показатели, плановые ориентиры и динамика производства зерновых и сои в агропромышленном комплексе Амурской области за период 2020–2021 гг. представлены на рисунке 1.3 [56, 57].

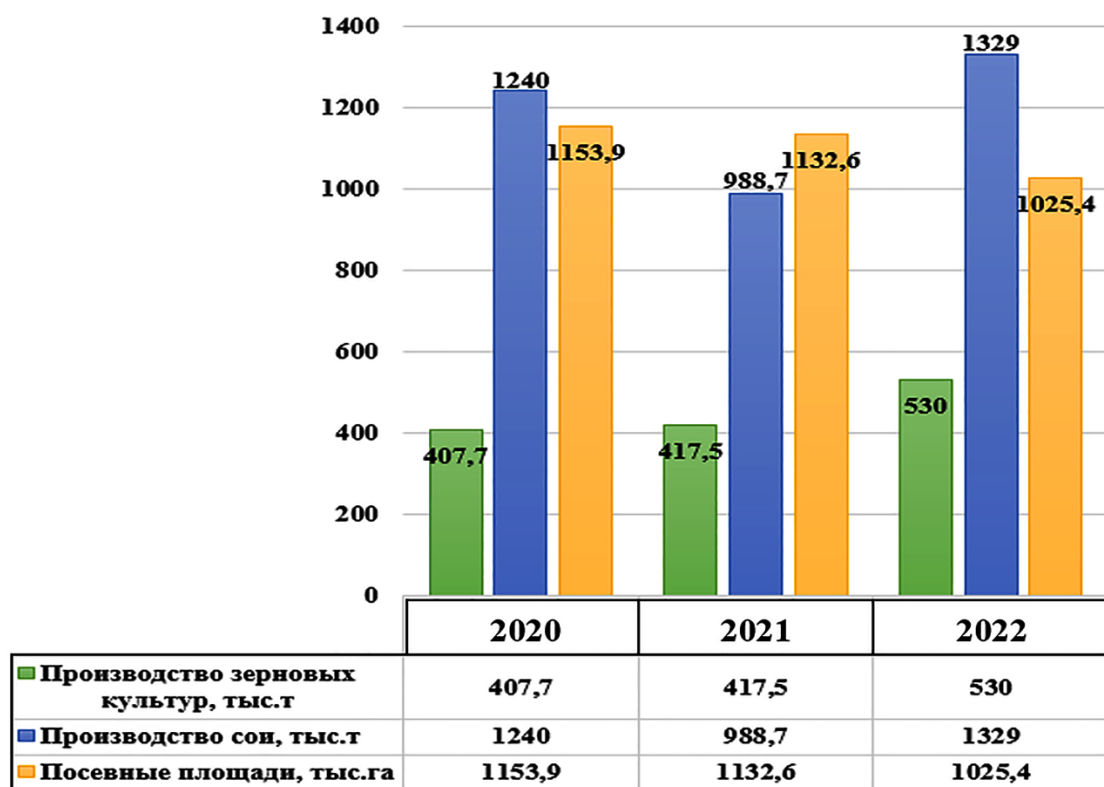


Рисунок 1.3 – Посевные площади и динамика производства основных сельскохозяйственных культур в АПК Амурской области

Таким образом, прослеживается устойчивая тенденция к развитию сельского хозяйства региона, что несомненно увеличит валовой сбор продукции и повысит нагрузку на средства транспортно-технологического обеспечения.

Вместе с тем, учитывая, что уровень развития собственной материально-технической базы в фермерских хозяйствах и небольших сельскохозяйственных организациях с малыми посевными площадями достаточно низок, а используемый автомобильный парк имеет уровень амортизации более 80–85 %, ощущается дефицит производственных сооружений, средств диагностики и ремонта, запасных частей и оборудования. Товаропроизводители не имеют возможности содержать большой парк автомобилей повышенной проходимости, а арендовать их в период проведения основных сельскохозяйственных работ не всегда является финансово или экономически допустимым. Следовательно, предприятия максимально используют имеющиеся в их распоряжении ресурсы механизации в целях своевременного и качественного выполнения операций, предусмотренных выбранной технологией растениеводства, что также определяет необходимость поиска способов повышения надежности эксплуатации в климатических и дорожных условиях региона [25, 39, 42, 43].

1.2 Анализ способов повышения эффективности использования колесных грузовых автомобилей на транспортных работах

Объем грузоперевозок автомобильным транспортом, по данным Федерального научного агроинженерного центра ВИМ и ежегодной статистики автомобильных перевозок, с 2005 г. по настоящее время вырос в 1,4 раза, а тракторным транспортом – в 1,7 раза [4, 98].

Транспортные работы в технологии производства сельскохозяйственной продукции составляют неотъемлемую часть всего технологического процесса,

на их выполнение расходуются значительные трудовые и энергетические ресурсы.

При этом необходимо отметить, что для полноценного обеспечения процесса сельскохозяйственного производства требуется более 250 наименований грузов, что в конечном итоге вызывает большую потребность в обслуживающих этот процесс транспортных средствах [17, 40, 45, 62, 88].

Как показывают исследования, доля затрат на транспортировку грузов составляет 20–40 % от общей суммы затрат на производство продукции, а в отдельных случаях достигает 65–70 % [42, 43]. При этом затраты энергии составляют около 50 %, а объем грузоперевозок варьирует от 20 до 60 т·км на 1 га обрабатываемой пашни [27, 94].

Одними из основных исследовательских работ, посвященных вопросам управляемости мобильных машин, выступают работы Г. А. Гаспарянца [18], В. В. Гуськова [27], Е. А. Чудакова [102], Я. М. Певзнера [69], И. П. Ксеновича [40, 41], Г. И. Мамити [49], С. Х. Плиева [73–75]. Управляемость, теория поворота колесных агрегатов с учетом динамических факторов разрабатывались Я. Е. Фаробиним [99, 100], Я. М. Певзнером [69], А. С. Литвиновым [48], Е. А. Чудаковым [102], Г. В. Зимелевым [34], Л. Л. Гинцбургом [19].

Вопросу использования колесных грузовых автомобилей на транспортных работах в различных дорожных условиях посвящены труды Н. В. Алдошина [3], В. А. Гобермана [20], А. Ю. Измайлова [35], С. А. Иофинова [36], З. Ф. Кривуцы [38], С. Д. Сметнева [91], Е. Е. Кузнецова [42, 43], Е. С. Кузнецова [44] и других [30, 81, 93].

Вопросы управляемости и устойчивости автомобилей, их торможения на платформе пространственных расчетных схем обсуждались в исследованиях Г. М. Косолапова [37], Г. М. Кутькова [46], А. А. Ревина, Ю. Я. Комарова и других авторов [63, 70–72, 76–78, 95, 97].

В дальнейшем периоде вопросами надежности движения мобильных машин в большом количестве занимались не только отечественные, но и зарубежные исследователи. Значимые труды в данной сфере принадлежат российским ученым Е. А. Чудакову [102], Я. М. Певзнеру [69], Г. В. Зимелеву [34], Н. С. Захарову [33], А. С. Литвинову [48], Д. А. Антонову [5], а также зарубежным авторам: И. И. Рокару [84], С. В. Winkler [119], G. B. Tajanowski [116], М. Р. Miller [111], R. H. Macmillan [110], Д. Р. Эллису [104] и другим [108, 109, 112–115, 117, 118].

Существенный вклад в формирование концепции перемещения автопоездов внесли такие ученые как Я. Х. Закин [31], Я. Е. Фаробин [99, 100], Л. В. Гячев [29], В. В. Осепчугов [65].

Проблемы стабилизации, а также управляемости автопоездов нашли отражение в работах А. И. Аксенова [2], А. А. Асриянца [6], Ю. М. Власко [9], А. В. Величко [8] и других [11, 34, 58, 59, 60].

Большая часть работ Д. А. Антонова [5], А. А. Асриянца [6], А. М. Горелика [21], Л. В. Гячева [29], В. В. Сильянова [87] также посвящены исследованиям влияния внешних факторов на управляемость и стабильность движения.

Взаимозависимость стабильности перемещения автопоезда от геометрических параметров его составных частей, соотношения их масс, а также моментов инерции рассмотрена в трудах А. И. Аксенова [2], А. А. Асриянца [6], Ю. М. Власко [9], Я. Х. Закина [31].

Единым заключением ученых считается потребность учета характеристик стабильности движения (устойчивости) агрегатов и сопутствующих условий, оказывающих большое влияние на тяговые характеристики, управляемость, безопасность и, в конечном итоге, эффективность при выполнении как сельскохозяйственных, так и транспортных работ.

Вместе с тем, исследования Б. Е. Довбня [30], Г. М. Крохты [39], А. И. Левина [47], Н. И. Селиванова [86], Л. Г. Резника [82], В. В. Робустова [83] подтверждают,

что природно-производственные особенности региона применения энергетического средства формируют значительное количество факторов, также оказывающих влияние на его эффективность и работоспособность [105].

Производственными наблюдениями за проведением работ транспортно-технологического обеспечения сельскохозяйственного производства отмечено, что в процессе выполнения транспортной операции возможно возникновение причин или условий, которые могут существенно повлиять на техническое состояние автомобиля и сроки выполнения транспортной задачи.

В настоящее время, в связи с обширным распространением в экономике Российской Федерации последствий мировых кризисных явлений, влияния снижения потребительского спроса из-за пандемии коронавируса и значительным снижением покупательской способности внутренней валюты, существенно снизился объем пополнения и обновления существующей техники, что напрямую повлияло на экономическую эффективность транспортных работ и снизило эксплуатационные показатели автотранспорта [25, 38, 64, 80].

Эффективность использования колесных энергетических средств на транспортных работах в сельскохозяйственном производстве объясняется возможностью их передвижения как по грунтовым полевым и сельскохозяйственным дорогам, так и по дорогам с улучшенным покрытием.

На эффективность применения автомобилей в агропромышленном комплексе оказывают влияние следующие факторы: природно-климатические условия, скорость движения, энергетические показатели, тягово-сцепные свойства, расстояние грузоперевозок, грузоподъемность и др.

При планировании перевозок грузов сельскохозяйственного назначения с использованием одноименного вида транспорта в идентичных условиях в качестве критериев, согласно исследованиям, проведенным З. Ф. Кривуцой [38], рекомендуется применять пробеговые критерии оптимальности, которые

имеют относительную простоту и точность измерения, что позволяет получить наибольший экономический результат.

Авторы многочисленных исследований пришли к выводу, что повысить эффективность функционирования транспортно-технологического обеспечения агропромышленного комплекса возможно за счет сокращения транспортных работ, что позволит снизить транспортные затраты и уменьшить потребность в подвижном составе.

Внедрение в сельскохозяйственное производство новых современных систем машин и постоянное совершенствованием технологий возделывания сельскохозяйственных культур предопределяют необходимость обеспечения оптимального согласования смежных транспортных и технологических операций [3, 12, 16].

Одной из сложных и наиболее напряженных сельскохозяйственных операций является завершающий этап полевых работ – уборка урожая. В работах [17, 38, 68] критериями оптимальности предлагается принимать минимум приведенных затрат на уборку и доставку зерна в требуемом объеме. В рассматриваемом случае целевая функция представляет собой сумму приведенных затрат в объеме годовой потребности района и определяется выражением (1.1):

$$\Pi = \sum_{ijl} C_{ijl} X_{ijl} + \sum_{ikl} C_{ikl} X_{ikl} + \sum_{jkl} C_{jkl} X_{jkl} \rightarrow \min \quad (1.1)$$

где C_{ijl} – приведенные затраты на уборку и перевозку 1 т зерна с i -го поля на j -й ток l -м способом, руб./т;

C_{ikl} – приведенные затраты на перевозку 1 т зерна с i -го поля k -му потребителю l -м способом, руб./т;

C_{jkl} – приведенные затраты на перевозку 1 т зерна с j -го тока k -му потребителю l -м способом, руб./т;

X_{ijl} – объем перевозок зерна с i -го поля на j -й ток l -м способом, т;

X_{ikl} – объем перевозок зерна с i -го поля k -му потребителю l -м способом, т;

X_{jkl} – объем перевозок зерна с j -го тока k -му потребителю l -м способом, т.

В работе [38] оценку правильности выбора соотношения грузоподъемности и скорости движения с грузом предлагается производить на основе удельного расхода топлива (1.2):

$$g = f \cdot L \cdot 0,72(1 + A_m) \cdot \left[\left(1 + \frac{V_{\Gamma}}{V_x} \right) + \left(\frac{t_{\text{пр}} \cdot G_{\text{пр}} \cdot V_{\Gamma}}{L} \right) \right] \quad (1.2)$$

где f – коэффициент сопротивления перекачиванию;

L – средняя длина пробега с грузом, км;

A_m – коэффициент материалоемкости;

V_{Γ} – скорость движения с грузом, м/с;

V_x – скорость движения без груза, м/с;

$t_{\text{пр}}$ – время простоя тракторного поезда на погрузочно-разгрузочных операциях, ч.

$G_{\text{пр}}$ – грузоподъемность прицепа, т.

Для снижения удельного расхода топлива, как видно из уравнения (1.2), необходимо уменьшать коэффициент материалоемкости, повышать скорость движения, уменьшать время простоя на погрузочно-разгрузочных работах.

Вопросы оптимального сочетания технологий и средств транспортного обеспечения в технологических процессах производства сельскохозяйственной продукции нашли отражение в работах А. Ю. Измайлова [35]. В качестве критерия оптимальности автор предлагает принимать величину себестоимости одной тонны перевозимого зерна (1.3):

$$\Delta C = \frac{LK\Gamma}{\Delta P} + \frac{3_y + A_{mc} + 3_m + 3_{\text{пр}}}{P} \quad (1.3)$$

где L – путь, проходимый транспортным средством при перевозке зерна за цикл «комбайн – ток – комбайн», км;

K – стоимость 1 кг горюче-смазочных материалов, руб.;

Γ – расход горюче-смазочных материалов на 100 км пути, кг;

ΔP – масса зерна, перевозимая транспортным средством за цикл, т;

A_{mc} – амортизация транспортного средства за уборочный период, руб.;

3_m – затраты на техническое обслуживание транспортного средства за уборочный период, руб.;

$3_{\text{пр}}$ – прочие затраты на транспортное средство;

P – масса груза, перевозимая транспортным средством за сезон, т.

Использование транспортных агрегатов с двумя ведущими мостами повышает экономичность транспортных работ, а кинематическое несоответствие устраняется подбором определенного давления в колесах автомобиля.

Однако проведенный анализ показал, что минимальные затраты времени на выполнение заданного объема работ не всегда приводят к максимальной производительности или к минимуму эксплуатационных расходов подвижного состава.

При обосновании транспортного обеспечения методом математического моделирования чаще всего используется транспортная задача.

В качестве критерия производительности транспортного обеспечения нашли применение:

- 1) детерминированные экономико-математических модели, позволяющие провести оптимизацию параметров транспортной системы [20, 107];
- 2) теория массового обслуживания для построения вероятностных моделей [50];
- 3) имитационное моделирование транспортной системы [31, 40, 41, 51].

В работе [38] тягово-сцепные свойства предлагается оценивать по запасу проходимости (1.4):

$$\Pi = \frac{\varphi_{\text{доп}} K_z \lambda_k}{K_m \left[\Psi \pm \left(\frac{\delta_{\text{вр}}}{g} \right) \frac{d_v}{d_t} \right]} \quad (1.4)$$

где $\varphi_{\text{доп}}$ – коэффициент использования сцепления, соответствующий допустимому буксованию ведущих колес;

K_z – коэффициент запаса сцепления;

λ_k – коэффициент вертикальной нагрузки ведущих колес;

Ψ – коэффициент сопротивления;

$\delta_{\text{вр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\frac{d_v}{d_t}$ – линейное ускорение агрегата.

Из формулы (1.4) видно, что запас проходимости во многом зависит от дорожных условий.

Анализ литературных источников показывает, что для повышения эффективности использования колесных грузовых автомобилей на транспортных работах необходимо повышение их тягово-сцепных свойств и курсовой устойчивости. Это возможно за счет корректирования величины вертикальной нагрузки и веса, приходящего на ведущие колеса, согласно предлагаемой блок-схеме рисунка 1.4 [10, 66, 90, 92].



Рисунок 1.4 – Основные используемые и рекомендуемые способы повышения тягово-сцепных свойств колесного транспортного средства

Указанные способы повышения тягово-сцепных свойств колесного транспортного средства приведут к получению следующих ожидаемых результатов (рис. 1.5).

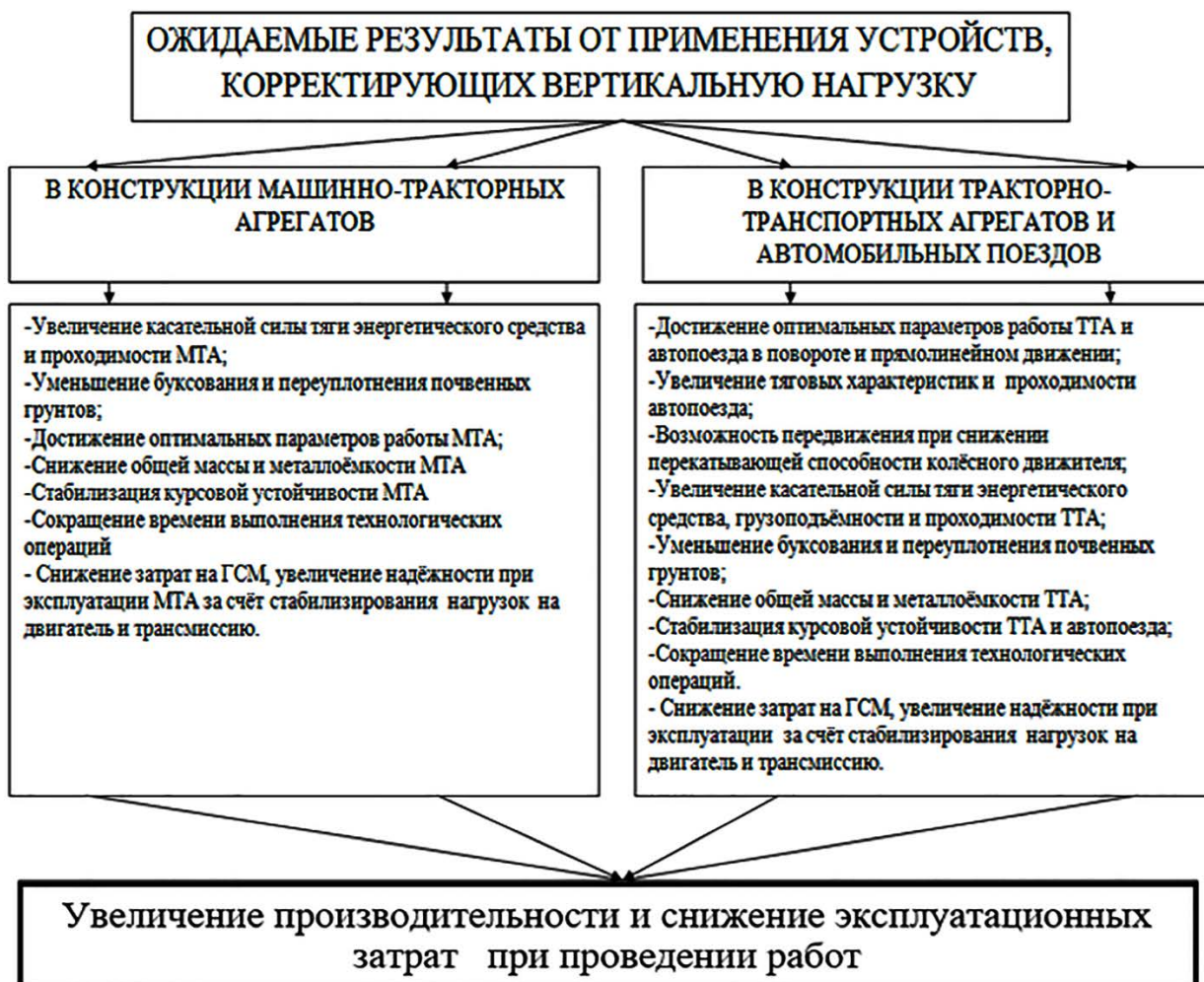


Рисунок 1.5 – Теоретические результаты применения устройств коррекции сцепного веса

1.3 Анализ технических решений и способов перераспределения вертикальных нагрузок на движители энергетического средства

Как уже отмечалось, при выполнении транспортных работ на поверхностях с изменяющейся несущей способностью или при движении по склоновым рельефам возникает необходимость перераспределения веса, приходящегося на движители. Это обусловлено тем, что по разным причинам поверхность, по которой движется энергетическое средство, имеет неодинаковую несущую способность, что снижает тягово-сцепные качества движителя.

Другой причиной является движение по склоновым поверхностям. Это связано с тем, что для повышения поперечной устойчивости необходимо догружать движитель, находящийся выше по склону, что дает возможность выполнения транспортных работ по поверхностям с более высоким углом наклона рельефа местности.

Кроме этого, неоднократно установлено, что при выполнении полевых работ иногда приходится выезжать с поля с повреждением движителей вследствие прокола или разрыва колеса, так как в полевых условиях на почвах с низкой несущей способностью произвести работы по замене колесного движителя достаточно трудоемко, а иногда и невозможно. Кроме того, после проведения таких работ на поле с низкой несущей способностью, данному полю наносится значительный техногенный вред, для устранения которого требуются дополнительные операции, связанные с выравниванием и разрыхлением почвенного слоя.

Таким образом, анализ обозначенных факторов предопределяет необходимость поиска технических решений и способов для перераспределения веса (вертикальной нагрузки), приходящегося на движитель колесного средства при передвижении и актуальность проводимых исследований, результаты которых несомненно найдут применение в сельскохозяйственном производстве.

1.3.1 Обзор технических решений и способов перераспределения вертикальных нагрузок в ходовой системе энергетического средства

Основной целью перераспределения вертикальной нагрузки, приходящейся на движители, расположенные по бортам, или на переднюю управляемую ось, является повышение тягово-сцепных свойств движителей, находящихся в условиях лучшей реализации сцепных свойств шины, а также повышение продольной устойчивости при движении по склоновым поверхностям.

Как показали проведенные исследования, решить поставленную задачу возможно различными способами. Проанализируем некоторые из них, известные из рассматриваемой области техники.

С целью повышения тягово-сцепных свойств тракторно-транспортных агрегатов предлагаются устройства, предназначенные для повышения проходимости колесных тракторов, агрегатируемых с прицепом, а также устройство для стабилизации продольной устойчивости энергетического средства. Общее устройство и принципы их работы подробно описаны в патенте РФ № 2303547 и в патенте РФ на полезную модель № 151136.

Основными недостатками предлагаемых технических решений являются высокое количество задействованных узлов и деталей, трудоемкость установки и регулировки, недолговечность при работе, невозможность передачи части весовой нагрузки между мостами энергетического средства, высокая металлоемкость, а также значительная потеря передаваемых силовых усилий при работе.

Нетиповое решение перераспределения веса предлагается в патенте РФ № 2613390 за счет установки пружинно-рычажного корректора сцепного веса колесного трактора, который позволяет повысить проходимость и устойчивость к опрокидыванию, снизить буксование, повысить безопасность эксплуатации и производительность колесных тракторов при проведении хозяйственных работ и передвижении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя. В результате проведенных исследований были получены математические зависимости, позволяющие определить параметры перераспределения нагрузки между мостами энергетического средства [79]:

1. При догрузке переднего моста: при неработающем устройстве (1.5) и при работающем устройстве (1.6):

$$N_1^I = \frac{P \cdot a \cos \alpha}{b \sin \beta + h \cos \beta'} \quad (1.5)$$

$$N_1^{III} = \frac{P \cdot a \cos \alpha + P \cdot m \sin \alpha}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta} = \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta} \quad (1.6)$$

2. При догрузке заднего моста: при неработающем устройстве (1.7) и при работающем устройстве (1.8):

$$N_2^{II} = \frac{P \cdot a \cos \alpha - P \cdot m \sin \alpha}{b'' \sin \beta' + (m + h'') \cos \beta''} = \frac{P(a \cos \alpha - m \sin \alpha)}{b' \sin \beta'' + (m + h'') \cos \beta''} \quad (1.7)$$

$$N_2^{III} = \frac{P \cdot a \cos \alpha + P \cdot m \sin \alpha}{b'' \sin \beta'' - (m - h'') \cos \beta''} = \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b'' \sin \beta'' - (m - h'') \cos \beta''} \quad (1.8)$$

где $N_1^I, N_1^{II}, N_1^{III}$ – силовые реакции поверхности, Н;

α – угол наклона гидроцилиндра к точке прикрепления, град;

β – угол поворота прижимно-разгрузочного устройства относительно шарнирно-неподвижной опоры, град;

m – перемещение точки крепления гидроцилиндра, м;

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;

a – расстояние от шарнирно-неподвижной опоры до точки крепления гидроцилиндра, м;

h – расстояние от точки C до точки приложения реакции поверхности, м.

Проанализировав выражения (1.5)–(1.8), можно сделать вывод, что при работе устройства повышается продольная устойчивость энергетического средства за счет перераспределения вертикальных нагрузок, приходящихся на оси энергетического средства.

Для повышения проходимости колесных тракторов, агрегатируемых с прицепом, предложено устройство по патенту РФ № 2496674, содержащее жесткую силовую связь, соединяющую дышло прицепа со сцепным устройством навески трактора; гибкую тросовую силовую связь, направляющий маховик, фланцевый полиспастный узел с подшипником, силовой гидроцилиндр. Основными недостатками предлагаемого технического решения являются невозможность передачи части весовой нагрузки на передний управляемый мост

трактора, значительная трудоемкость установки, большое количество задействованных узлов и деталей, недолговечность силовой тросовой связи.

Оригинальное решение технической задачи перераспределения весовой нагрузки за счет использования цепного корректора веса колесного энергетического средства предлагается в патенте РФ № 2673174. Устройство позволяет повысить проходимость и устойчивость к опрокидыванию, снизить эффект буксования. В ходе исследований его технологических параметров были получены следующие зависимости:

1. В режиме повышения продольной устойчивости:

$$Y'_B = \frac{G(L - aC'_y) - P_B \cdot h_b}{L} = \frac{G(L - aC'_y)}{L} - \frac{P_B \cdot h_b}{L}, \quad (1.9)$$

$$Y'_\Pi = \frac{GaB'_y + P_B \times h_b}{L} = \frac{GaB'_y}{L} + \frac{P_B \cdot h_b}{L} \quad (1.10)$$

где Y'_B, Y'_Π – вертикальные реакции поверхности под передним и ведущим мостами трактора;

X'_B, X'_Π – горизонтальные реакции поверхности под передним и ведущим мостами трактора;

P_B – усилие гидроцилиндра, кПа;

h_b – высота установки кронштейна крепления силовой связи устройства на ведущем мосту трактора, м;

a'_y – расстояние от точки приложения весовой нагрузки на заднем ведущем мосту трактора до вертикальной проекции центра масс трактора, м;

C' – точка смещенного центра масс трактора.

2. В режиме повышения тягово-сцепных свойств:

$$Y''_B = \frac{G(L - a''_y) - P_\Pi \cdot \cos \alpha \cdot h_\Pi}{L} = \frac{G(L - a''_y)}{L} + \frac{P_\Pi \cdot \cos \alpha \cdot h_\Pi}{L}, \quad (1.11)$$

$$\begin{aligned} Y''_\Pi &= \frac{Ga''_y + P_\Pi \cdot \cos \alpha \cdot h_\Pi + P_\Pi \cdot \sin \alpha \cdot L}{L} = \\ &= \frac{Ga''_y}{L} - \frac{P_\Pi \cdot \cos \alpha \cdot h_\Pi}{L} + P_\Pi \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad (1.12)$$

где Y''_B, Y''_Π – вертикальные реакции поверхности под передним и ведущим мостами трактора;

X''_B, X''_Π – горизонтальные реакции поверхности под передним и ведущим мостами трактора;

P_{Π} – усилие гидроцилиндра, кПа;
 h_{Π} – высота установки кронштейна крепления силовой связи устройства на управляемом мосту трактора, м;
 a''_y – расстояние от точки приложения весовой нагрузки на заднем ведущем мосту трактора до вертикальной проекции центра масс трактора, м;
 C'' – смещенный центр масс трактора.

Ранее авторами было предложено устройство (патент СССР № 1650480). Данное опорно-цепное устройство сочлененного транспортного средства позволяет повысить эффективность автопоезда в работе и безопасность его движения за счет более рациональной догрузки осей тягача, улучшения управляемости и регулирования стабилизирующего момента.

В работе [7] рассмотрен вопрос увеличения тягово-цепных свойств прицепного транспортного агрегата при помощи автоматического гидродогружающего устройства за счет гидравлической корректировки нагрузок, воздействующих на колеса транспортного агрегата.

Одно из оригинальных технических решений по перераспределению вертикальных нагрузок между мостами энергетического средства рассмотрено в работе [101], где за счет использования корректора качельного типа колесного трактора с изменяемой точкой передачи весовой нагрузки, выполненного по патенту РФ № 2563303, автором предлагает определять тяговое усилие, развиваемое трактором с дополнительным ведущим мостом, по формуле (1.13):

$$P_{кр} = P_k - P_f = P_{ка} = Y_{ктр} \cdot \varphi_{тр} + (Y_{кд} + P \cdot F + G_d) \cdot \varphi_d - P_f \quad (1.13)$$

где $P_{кр}$ – касательная сила тяги, развиваемая трактором, Н;

P_k – касательная сила тяги, развиваемая дополнительным колесом трактора, Н;

$Y_{ктр}$, $Y_{кд}$ – нормальные реакции почвы под ведущими колесами трактора и дополнительного ведущего моста соответственно, Н;

$\varphi_{тр}$, φ_d – коэффициенты сцепления ведущих колес трактора и дополнительного моста трактора с почвой;

P – давление в цилиндре, кг/см²;

F – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

G_d – вес дополнительного моста, Н;

P_f – сила сопротивления движению трактора, Н.

Предлагаемая формула (1.13) показывает, что за счет постановки дополнительного моста и перераспределения сцепного веса между мостами энергетического средства увеличивается сила тяги на крюке трактора.

Патентным поиском предложено техническое решение созданием и внедрением устройства по патенту РФ № 183194 за счет использования межосевого стабилизатора ходовой системы колесного трактора, предназначенного для стабилизации его ходовой системы и курсовой устойчивости.

На основании проведенных исследований была получена зависимость (1.14), позволяющая определить поперечную устойчивость энергетического средства с учетом перераспределения нагрузки при работе межосевого стабилизатора ходовой системы:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2h} + \frac{T}{2G} \left(\cos \beta \cos \varphi \cdot \frac{h}{B} - \sin \beta \frac{a}{B} \right) / \cos \alpha \quad (1.14)$$

где B – поперечная база трактора, м;

h – расстояние от оси крепления колеса до центра пятна контакта заднего движителя, м;

a – расстояние от центральной оси колеса до точки А крепления силовой связи, м;

T – параметры изменения силовой нагрузки, возникающей в тросовой связи, м;

А – точка крепления троса на оси колесного движителя;

T_x, T_y, T_z – пространственные составляющие силовой реакции при изменении длины тросовой связи T в точке крепления тросовой связи, Н;

β, φ – углы натяжения тросовой связи, град.

Вопросам повышения продольной устойчивости посвящены технические решения, представленные в патентах РФ № 169463 и № 167460. Проведенными исследованиями доказано, что предлагаемые устройства позволяют не только улучшить устойчивость энергетического средства, но и повысить эффективность его использования за счет снижения величины буксования: согласно полученным выражениям – для серийного мобильного энергетического

средства (1.15) и для экспериментального мобильного энергетического средства с предлагаемым устройством (1.16):

$$\delta^c = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}} \right)^3}, \quad (1.15)$$

$$\delta^э = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \quad (1.16)$$

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

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

$r_{\text{к}}$ – радиус колеса, м;

$N_{\text{доп}}$ – дополнительно перераспределяемый сцепной вес, Н.

Анализ полученных выражений (1.15) и (1.16) показывает, что использование предлагаемого решения позволяет снизить величину буксования по сравнению с серийным энергетическим средством. Это позволило получить выражения для производительности серийного мобильного энергетического средства (1.17) и экспериментального мобильного энергетического средства с предлагаемым устройством (1.18):

$$W^c = 0,36B_p \cdot V_T \cdot \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \right) \cdot \tau, \quad (1.17)$$

$$W^э = 0,36B_p \cdot V_T \cdot \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \right) \quad (1.18)$$

где B_p – ширина захвата сельскохозяйственного орудия, м;

V_T – теоретическая скорость движения агрегата, м/с.

В работе С. В. Соловьева [92] предложено обоснование процесса перераспределения сцепного веса между весом кузова-разбрасывателя удобрений и ведущими колесами трактора, а также предложена формула (1.19):

$$R_d = \frac{q \cdot \frac{l_k^2}{2} \cdot \lambda^2 + (q \cdot l_k \cdot l_{об} - q \cdot l_k^2) \cdot \lambda + G_{пр}(l_{общ} - l_{ц})}{(l_{об} - l_p)} \quad (1.19)$$

где λ – доля длины кузова, занятая грузом, м;

q – удельный вес груза в кузове полуприцепа-разбрасывателя, приходящийся на один метр его длины, кН/м;

$l_{об}, l_{ц}, l_p$ – расстояние от точки А до точки действия соответствия реакции опоры, центра тяжести и реакции со стороны прицепного устройства трактора, м;

$G_{пр}$ – вес пустого полуприцепа-разбрасывателя, кН.

Вопросам догружения задних ведущих колес энергетического средства посвящена работа [108]. Автор на основании проведенных исследований предлагает дополнительное усилие на ведущие колеса энергетического средства определять по выражению (1.20):

$$R' = \frac{l_2}{l_1} Q \sin \alpha \quad (1.20)$$

Установлено, что, создавая дополнительную нагрузку (Q) на прицепное устройство, можно увеличить сцепной вес на ведущих колесах трактора.

На основании проведенного анализа можно заключить, что повысить тягово-сцепные свойства энергетического средства, а, следовательно, и его эффективность возможно за счет перераспределения вертикальной нагрузки в ходовой системе энергетического средства.

1.3.2 Анализ технических решений и способов коррекции

нагрузки на движители транспортного средства

В ходе производственных наблюдений за работами энергетических средств, выполняемых в процессе транспортно-технологического обеспечения сельскохозяйственного производства, отмечается необходимость обеспечения поперечной устойчивости мобильных энергетических средств, в частности при работе на склонах. Существующие колесные мобильные средства технически ограничены условиями безопасности использования, за исключением крутосклонных тракторов, ходовые системы и конструкция которых специально предназначены для работы в этих условиях.

Повысить эффективность использования энергетических средств при движении по склоновым поверхностям возможно за счет их дооснащения к эксплуатационным режимам. С целью решения обозначенной проблемы *предлагается ряд технических решений, защищенных охранными документами на результаты интеллектуальной деятельности, которые позволяют провести дооснащение энергетических средств к использованию на транспортных работах в обозначенных условиях:*

1. *Стабилизатор вертикальных колебаний моста колесного транспортного средства (патент РФ № 154775)* предназначен для увеличения опорной проходимости колесного транспортного средства, скорости передвижения при выполнении работ, снижения энергетических потерь и «бульдозерного» эффекта проваливающегося колеса в движении.

2. *Регулятор колебаний движителя моста колесного транспортного средства (патент № 2598363)* предназначен для амортизации вертикальных колебаний моста; имеет возможность его поддрессоривания или удержания в горизонтальной плоскости в зависимости от дорожных условий.

3. *Электронатяжной стабилизатор ходовой системы транспортного средства (патент РФ № 2680643)* предназначен для стабилизации ходовой системы транспортного средства за счет предварительного натяжения гибкой силовой связи, системы амортизации вертикальных колебаний моста при движении по склонам и имеющий возможность перераспределения собственной нагрузки транспортного средства между движителями одного моста.

4. *Регулятор поперечной устойчивости многоосного транспортного средства (патент РФ № 169390)* предназначен для регулирования поперечной устойчивости многоосного транспортного средства; способен обеспечить амортизацию вертикальных колебаний моста при движении по склонам и имеет возможность перераспределения собственной нагрузки транспортного средства между противоположно-расположенными движителями одного моста или задней колесной тележки.

5. *Устройство для буксировки бортового полуприцепа (патент РФ № 276881)* предназначено для буксировки бортового полуприцепа многоцелевым полноприводным автомобилем и способно передавать часть собственной нагрузки агрегируемого полуприцепа на ходовую систему, ведущие колеса и раму буксирующего транспортного средства-автомобиля в целях увеличения его проходимости, снижения буксования, повышения производительности при выполнении работ.

6. *Межколесный регулятор нагрузки автомобиля (патент РФ № 164614)* предназначен для регулирования вертикальных колебаний моста и имеет возможность его удержания в горизонтальной плоскости в зависимости от дорожных условий и состояния поверхности движения.

7. *Устройство догрузки ходовой системы автомобиля (патент РФ № 205034)* предназначено для увеличения проходимости и повышения производительности колесных транспортных средств при их агрегатировании с при-

цепами в условиях передвижения по скользкой дороге, бездорожью; при глупом боком снежном покрове, малой несущей способности почв или наличии подстилающего мерзлотного слоя.

8. *Корректирующее устройство собственной нагрузки трехосного энергетического средства (патент РФ № 166841)* предназначено для корректирования собственной нагрузки трехосного энергетического средства за счет его удержания в горизонтальной плоскости в зависимости от дорожных условий передвижения.

9. *Пассивный межколесный регулятор веса (патент РФ № 166779), межосевой регулятор веса (патент РФ № 166919), рамочный регулятор нагрузки (патент РФ № 166665)*. Данные устройства предназначены для регулирования вертикальных колебаний моста транспортного средства.

10. *Регулятор поперечной устойчивости колесного энергетического средства (патент РФ № 169390), межколесный регулятор собственной нагрузки транспортного средства (патент РФ № 164802)*. Предназначены для регулирования поперечной устойчивости колесного энергетического средства при движении по склонам и имеют возможность перераспределения собственной нагрузки транспортного средства между движителями одного моста в целях улучшения стабилизации и тягово-сцепных свойств автомобиля.

Для обоснования практического применения в производстве предлагаемых устройств необходимо рассмотреть их конструктивные особенности и определить возможности использования в конкретных условиях. Также, учитывая, что устройства предлагают улучшение ряда технологических характеристик для различных режимов работы, выбор устройства для установки в ходовую систему автомобиля следует проводить в совокупности перспективных изменений.

Например, с целью решения отраслевой задачи повышения продольно-поперечной устойчивости серийных колесных мобильных энергетических

средств в различных условиях склонового земледелия предлагается ряд технических решений, защищенных охранными документами на объекты интеллектуальной собственности, конструкция которых позволяет предложить улучшение технологических характеристик и устойчивости серийных колесных мобильных энергетических средств.

Стабилизатор вертикальных колебаний моста колесного транспортного средства представлен в виде принципиальной схемы на рисунке 1.6.

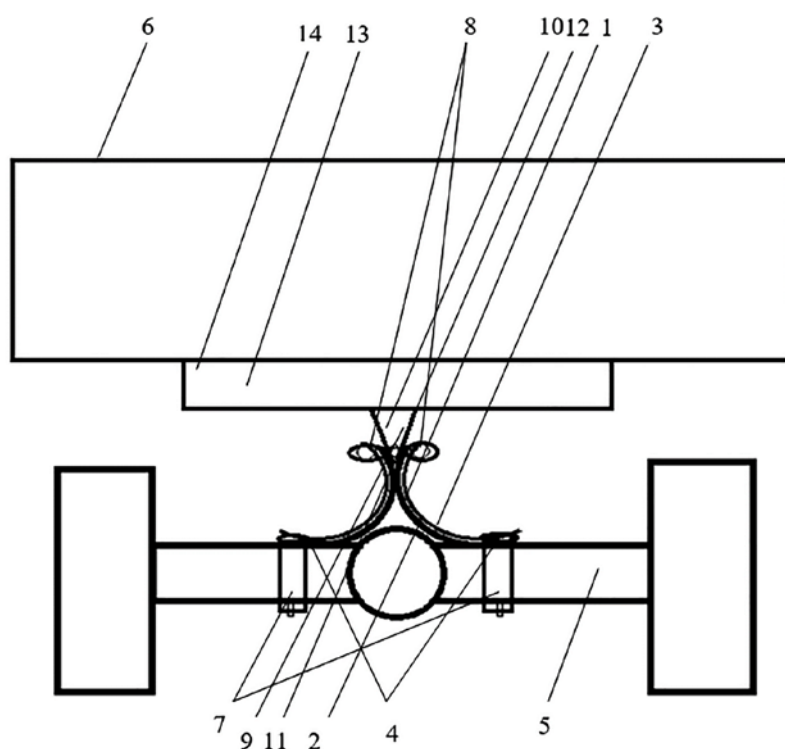


Рисунок 1.6 – Стабилизатор вертикальных колебаний моста колесного транспортного средства

Решение задачи по стабилизации вертикальных колебаний моста колесного транспортного средства достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из двух полуэллиптических сдвоенных плоских пружин рессорного типа 2 и 3, взаимоопирающихся внешними технологическими изгибами, и установленных нижней упорной частью с окончаниями 4 на чужке моста 5 транспортного средства 6; зафиксированных болтовыми стремянками 7, а верхней частью 8 закрепленных болтовыми соединениями 9

с резиноармированными втулками в узле коромысла 10, объединенном шарниром 11 с опорным рычагом 12, установленным в технологических отверстиях поперечной траверсы 13 рамы 14 колесного транспортного средства 6.

При передвижении колесного транспортного средства, наезде на препятствие или проваливании в неровности грунта, собственный вес вертикально смещаемой части моста 5 производит надавливание или силовую разгрузку соответствующей полуэллиптической сдвоенной плоской пружины рессорного типа, установленной над этой частью моста 5, что вызывает перераспределение нагрузки на взаимопирающую полуэллиптическую сдвоенную плоскую пружину рессорного типа; подъем или опускание узла коромысла 10 на шарнире 11 и передачу весовой нагрузки части моста 5 на опорный рычаг 12, поперечную траверсу 13 и раму 14 колесного транспортного средства 6, вызывая реакцию устранения силового воздействия, что ведет к выравниванию моста 5 колесного транспортного средства 6.

Регулятор колебаний движителей моста колесного транспортного средства в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.7.

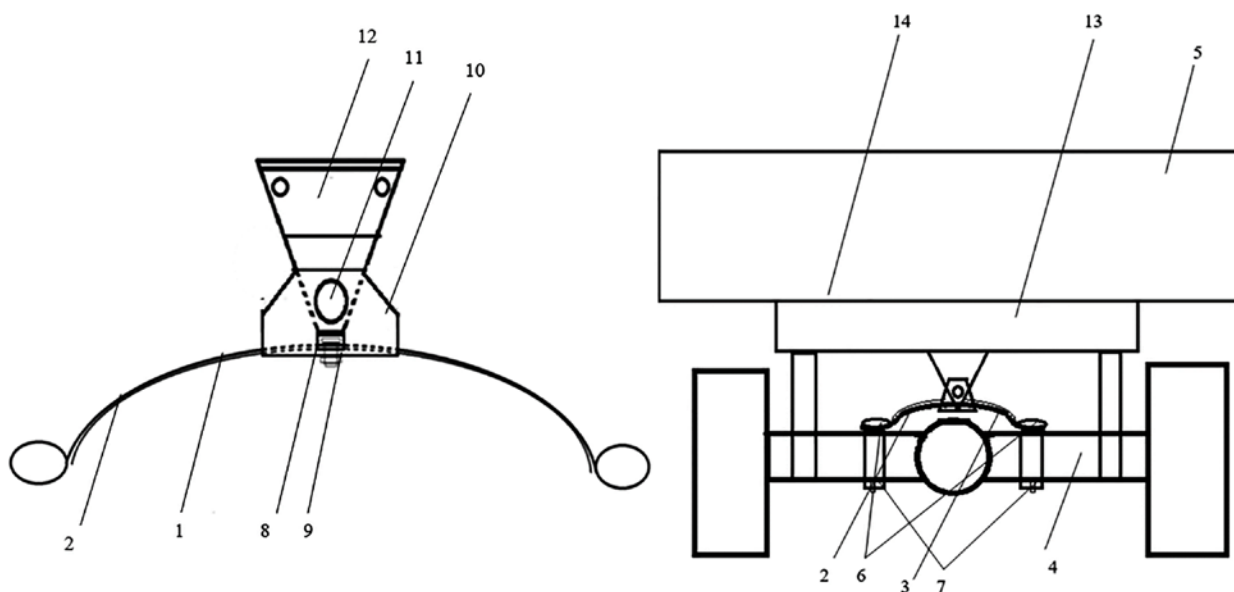


Рисунок 1.7 – Регулятор колебаний движителей моста колесного транспортного средства

Решение задачи по стабилизации ходовой системы транспортного средства достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, опирающейся внутренним технологическим изгибом 3 на чулок моста 4 транспортного средства 5, зафиксированной через окончания 6 болтовыми стремянками 7; центральная часть 8 пружины 2 соединена болтовым креплением 9 с узлом коромысла 10, объединенным шарниром 11 с опорным рычагом 12, установленным в технологических отверстиях поперечной траверсы 13 рамы 14 колесного транспортного средства 5.

При передвижении колесного транспортного средства, наезде на препятствие или проваливании в неровности грунта, собственный вес вертикально-сдвигаемой части моста 4 производит надавливание или силовую разгрузку части сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, что вызывает поворот пружины 2 на шарнире 11 узла коромысла 10; перераспределение нагрузки на противоположную часть сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, опорный рычаг 12, поперечную траверсу 13 и раму 14 колесного транспортного средства 5, вызывая реакцию устранения силового воздействия, что ведет к выравниванию моста 4 колесного транспортного средства 5.

Электронатяжной стабилизатор ходовой системы транспортного средства схематично показан на рисунке 1.8. В данном случае повышение поперечной устойчивости достигается применением конструкции, состоящей из двух одинаковых гибких тросовых силовых связей 1 и 2, верхними креплениями установленными в электронатяжных опорах 3 и 4 с редуктором и натяжным барабаном, которые закреплены на нижней поверхности траверсы 5 рамы 6 транспортного средства 7. При этом последующие крепления силовых связей зафиксированы на окончаниях колесного моста 8 транспортного средства 7 поддиагонально.

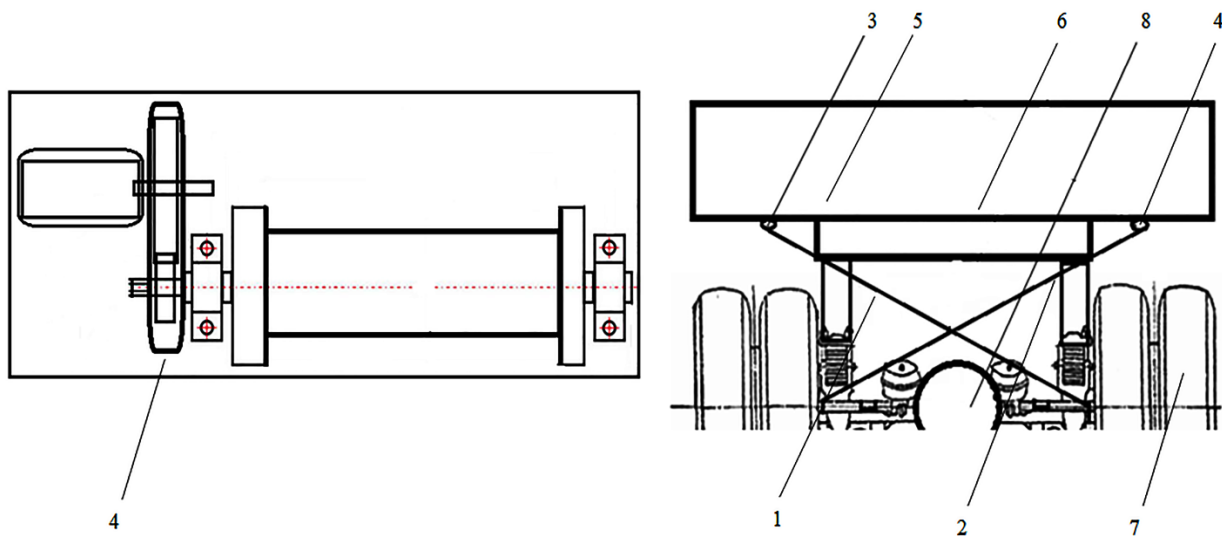


Рисунок 1.8 – Электронатяжной стабилизатор ходовой системы транспортного средства

Перед началом движения по склонам водитель колесного транспортного средства включает электронатяжные опоры 3 и 4 с редуктором и натяжным барабаном, которые производят натяжение гибких тросовых связей 1 и 2, выбирая холостой ход подвески и тросовых связей. При дальнейшем передвижении собственный вес вертикально-сдвигаемого окончания моста 8, находящегося ниже по склону, производит силовое нагружение гибкой тросовой силовой связи 2 или 3, через электронатяжные опоры 3 или 4, вызывая прижимание противоположной части рамы 6 транспортного средства 7, тем самым обеспечивая изменение направления вектора центра силы тяжести в безопасное положение, что приводит к снижению высоты центра тяжести, перераспределяя весовую нагрузку на противоположный движитель, находящийся выше по склону, повышая устойчивость, скорость движения и безопасность эксплуатации.

Использование данного изобретения, обладающего высокой надежностью, низкой себестоимостью, удобством в обслуживании и эксплуатации, при достаточно несложной конструкции и простоте изготовления электронатяжного стабилизатора ходовой системы транспортного средства, позволит повысить устойчивость, скорость движения и безопасность эксплуатации при проведении работ на склонах, в условиях сложного или горного рельефа местности.

Регулятор поперечной устойчивости многоосного транспортного средства в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.9.

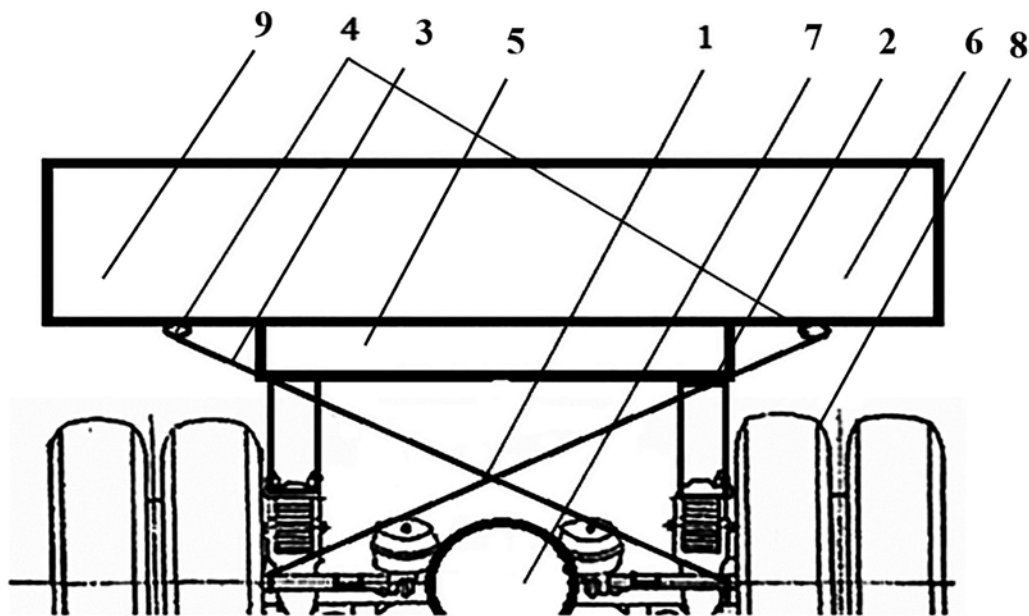


Рисунок 1.9 – Регулятор поперечной устойчивости многоосного транспортного средства

Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из двух одинаковых гибких тросовых силовых связей 2 и 3 (стандартных буксировочных тросов с петлевыми окончаниями), проходящих через опорные рычаги 4, имеющие вид скобы, вваренные посредством электродуговой сварки в нижнюю часть силовой траверсы рамы 5 или кузова 6 и закрепленные окончаниями на чалке моста 7, вблизи движителей 8 автомобиля 9 побортно.

При передвижении многоосного транспортного средства по склонам собственный вес вертикально-смещаемых движителей 8 моста 7, находящегося ниже по склону, производит силовое нагружение гибкой тросовой силовой связи 2 или 3, через опорный рычаг 4, вызывая прижатие противоположной части рамы 5 и кузова 6 автомобиля 9, обеспечивая изменение расположения центра масс, что приводит к снижению его высоты и перераспределению ве-

совой нагрузки на противоположные движители колесной тележки, находящиеся выше по склону, повышая устойчивость автомобиля, скорость движения и безопасные режимы эксплуатации.

Устройство для буксировки бортового полуприцепа в виде принципиальной схемы представлено на рисунке 1.10.

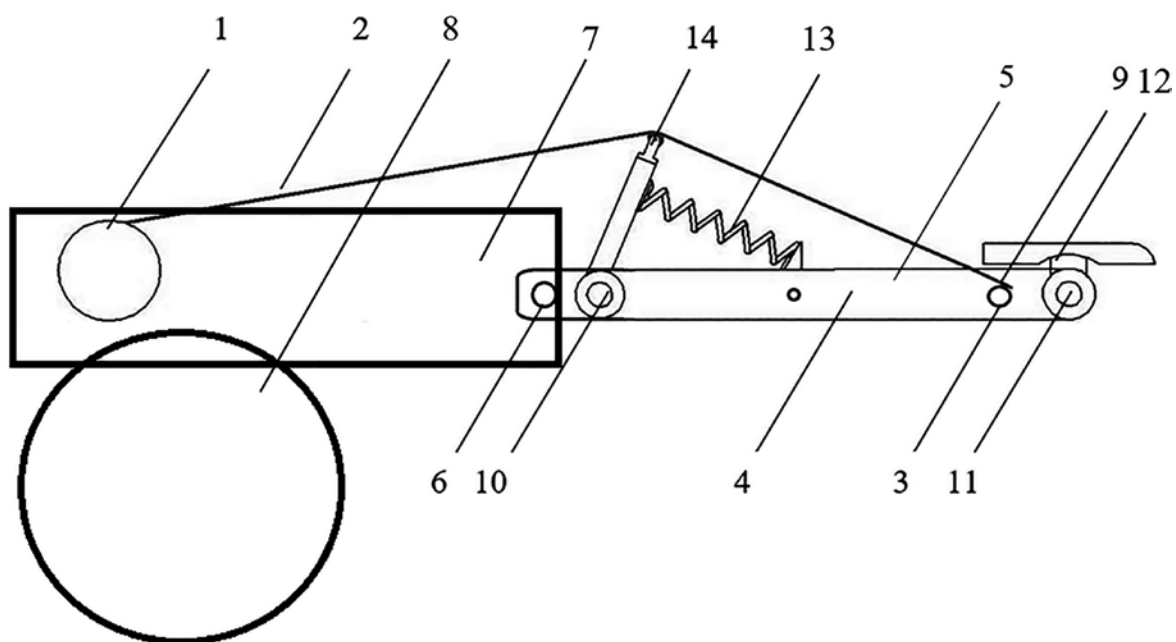


Рисунок 1.10 – Устройство для буксировки бортового полуприцепа

Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1 с вытяжной гибкой тросовой силовой связью 2 и чалочным крюком 3, а также опорного кронштейна 4, изготовленного в виде дышла 5, установленного на шарнирах 6 в задней фронтальной части рамы 7 автомобиля 8, с подъемной и поперечной траверсами 9 и 10, в сцепной петле 11 которого встроено седельно-сцепное устройство 12. При этом на поперечной траверсе 10 дышла 5 установлен подпружиненный натяжитель 13 с роликовой направляющей 14. Вытяжная гибкая тросовая силовая связь 2 проходит через роликовую направляющую 14 подпружиненного натяжителя 13, а чалочный крюк 3 зафиксирован в подъемной траверсе 9.

При необходимости агрегатирования серийного транспортного средства высокой проходимости, оборудованного лебедочным устройством, с бортовым полуприцепом, водитель автомобиля 8 при помощи лебедочного устройства 1 и ослабления вытяжной гибкой тросовой силовой связи 2, через чалочный крюк 3, опускает ранее зафиксированное в транспортном положении на задней части борта автомобиля фиксатором (на рисунке не показано) устройство для буксировки бортового полуприцепа в положение, соответствующее горизонтальному расположению шкворня, расположенного на опорной поверхности полуприцепа, который служит для сцепки с тягачом. Далее, при движении автомобиля задним ходом происходит сцепление и фиксация шкворня полуприцепа и седельно-сцепного устройства 12, что позволяет агрегатировать серийное транспортное средство высокой проходимости, оборудованное лебедочным устройством, с бортовым полуприцепом.

При необходимости передвижении колесного автопоезда, агрегатированного полуприцепом, по грунтам с низкой несущей способностью и увеличении величины буксования или зарывании движителей, водителем включается лебедочное устройство 1, которое натягивает вытяжную гибкую тросовую силовую связь 2, приподнимая чалочным крюком 3 дышло 5, что позволяет перераспределить вес передней части полуприцепа на ходовую систему, ведущие колеса, раму 7 и шарниры 6 дышла 5 автомобиля 8, а также дает возможность за счет увеличения веса на движители повысить тягово-сцепные свойства агрегируемого транспортного средства (автомобиля) и его проходимость по слабонесущим грунтам, позволяя без пробуксовки передвигаться, производя транспортные работы.

При отсутствии необходимости передвижения с подключенным устройством для буксировки бортового полуприцепа водителем транспортного средства (автомобиля) 8 расцепляется шкворень полуприцепа и седельно-сцепное

устройство 12; автомобиль 8 выезжает, а устройство для буксировки бортового полуприцепа поднимается лебедочным устройством 1 и фиксируется в транспортном положении на задней части борта автомобиля фиксатором (на рисунке не показано).

Межколесный регулятор нагрузки автомобиля в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.11.

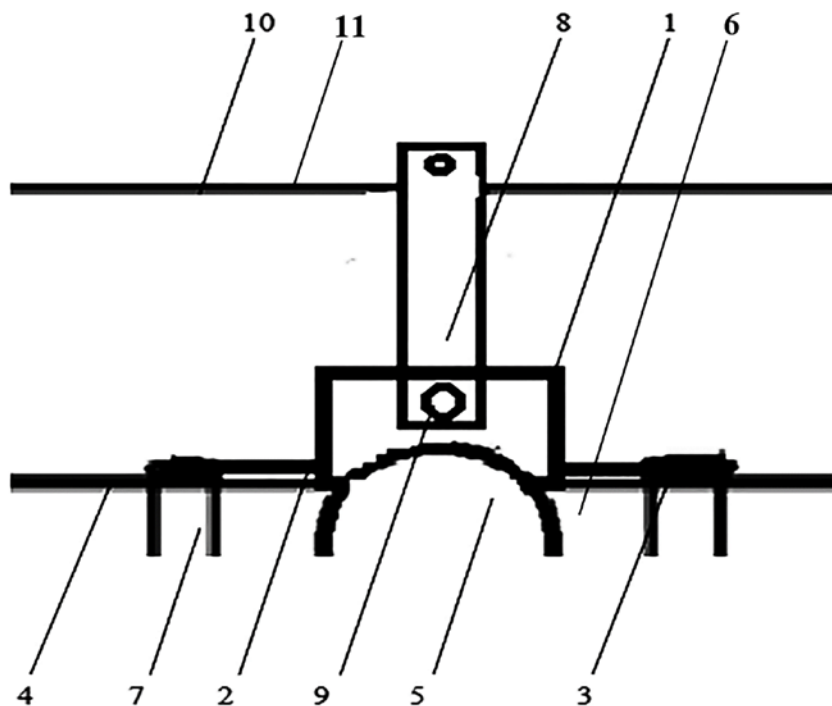


Рисунок 1.11 – Межколесный регулятор нагрузки автомобиля

Решение технической задачи достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из фигурной П-образной тяги 2 с горизонтальными окончаниями 3, выполненной из пружинной стали, закрепленной с верхней части чулка 4 моста 5 автомобиля 6 болтовыми стремянками 7, и опорного рычага 8 с шарниром 9, проходящего через П-образную часть тяги 2 с горизонтальными окончаниями 3, установленного в технологических отверстиях поперечной траверсы 10 рамы 11 автомобиля 6.

При наезде на препятствие или проваливании автомобиля в неровности грунта, мост 5 автомобиля 6 производит вертикальное движение; глубина про-

валивания моста 5 ограничивается длиной опорного рычага 8; причем П-образная часть тяги 2 с горизонтальными окончаниями 3 упирается в шарнир 9 с возможностью горизонтального смещения. При этом происходит перераспределение весовой нагрузки с вертикально-движущейся части моста 5 через опорный рычаг 8 на поперечную траверсу 10 и раму 11 автомобиля 6, что вызывает реакцию устранения силового воздействия и ведет к выравниванию моста 5 автомобиля 6.

Устройство догружения ходовой системы автомобиля в виде принципиальной схемы представлено на рисунке 1.12.

Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции, состоящей из лебедочного устройства 1 с вытяжной гибкой тросовой силовой связью 2 и чалочным крюком 3, который зафиксирован в срединной петле 4, следующей гибкой тросовой связи 5, проходящей через роликовую направляющую 6, встроенную в силовую траверсу дышла 7 прицепа вблизи крепежных шарниров 8. При этом петля 4 образована при оборачивании окончаний гибкой тросовой связи 5 вокруг чулка заднего ведущего моста 9 автомобиля 10.

При передвижении колесного автопоезда, агрегатированного прицепом, по грунтам с низкой несущей способностью, и увеличении величины буксования или зарывании движителей, оператор транспортного средства включается лебедочное устройство, которое натягивает гибкую тросовую силовую связь 2. При этом вывешивается передняя часть прицепа на гибкой тросовой связи 5, что позволяет нагрузить крепежные шарниры 8 дышла 7 и буксирное устройство автомобиля, таким образом перераспределяя нагрузку прицепа на ходовую систему, ведущие колеса, раму и буксирное устройство автомобиля, что дает возможность увеличивать тягово-сцепные свойства агрегатируемого транспортного средства и его проходимость по слабонесущим грунтам, без пробуксовки передвигаться, производя транспортные перевозки.

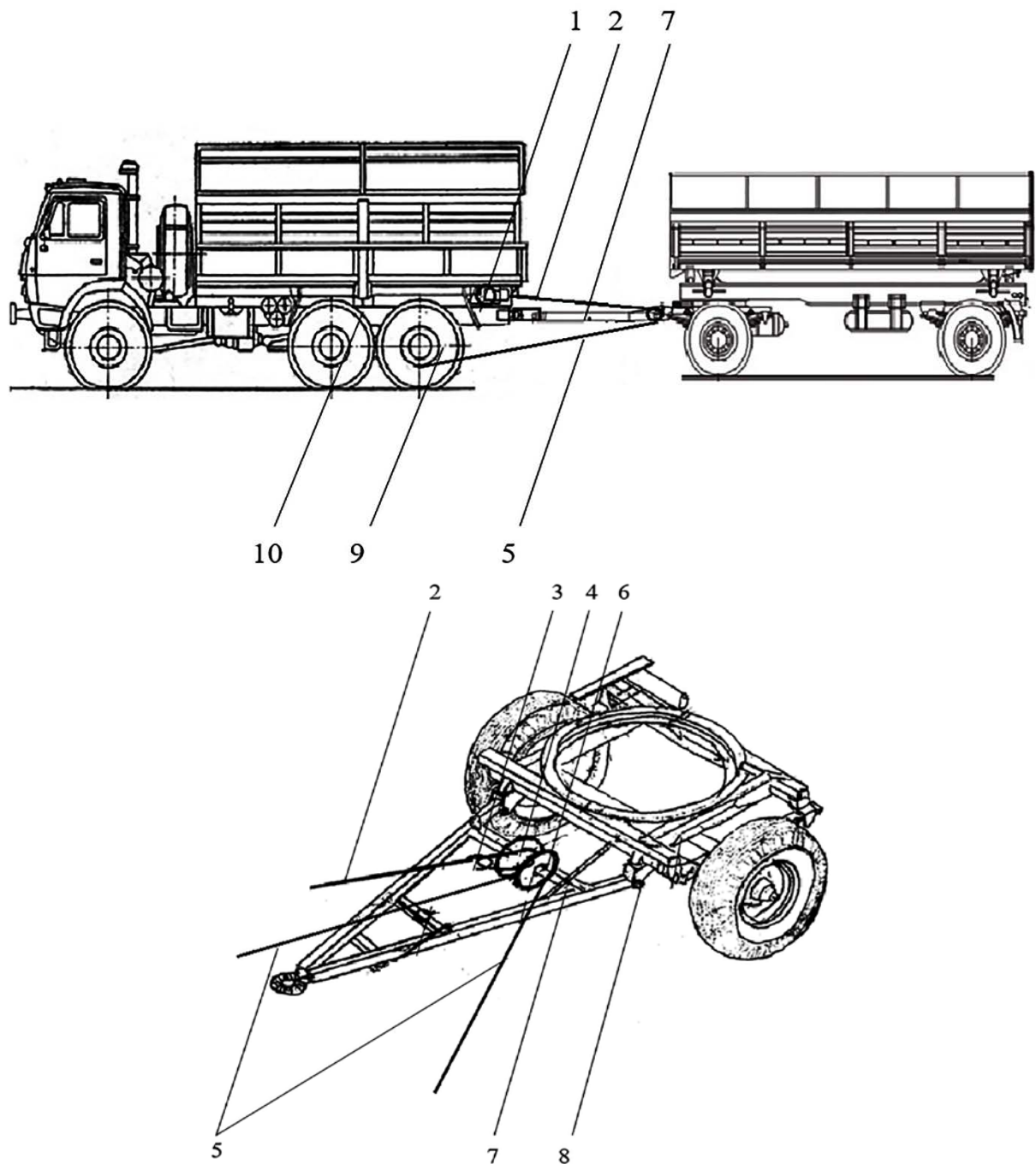


Рисунок 1.12 – Устройство догрузки ходовой системы автомобиля

При отсутствии необходимости передвижения с подключенным устройством догрузки ходовой системы автомобиля, оператор транспортного средства (автомобиля) лебедочное устройство не включается и перераспределение нагрузки не производится.

Корректирующее устройство собственной нагрузки трехосного энергетического средства в виде принципиальной схемы представлено на рисунке 1.13. Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из двух сдвоенных полуэллиптических плоских пружин рессорного типа 2 и 3, установленных окончаниями динамическим прогибом вверх на чулках мостов 4 и 5 задней колесной тележки 6 трехосного энергетического средства 7 по бортно и объединенных в кронштейне 8, зафиксированном в срединной части 9 пружин 2 и 3, муфтой 10 с силовым шарниром 11.

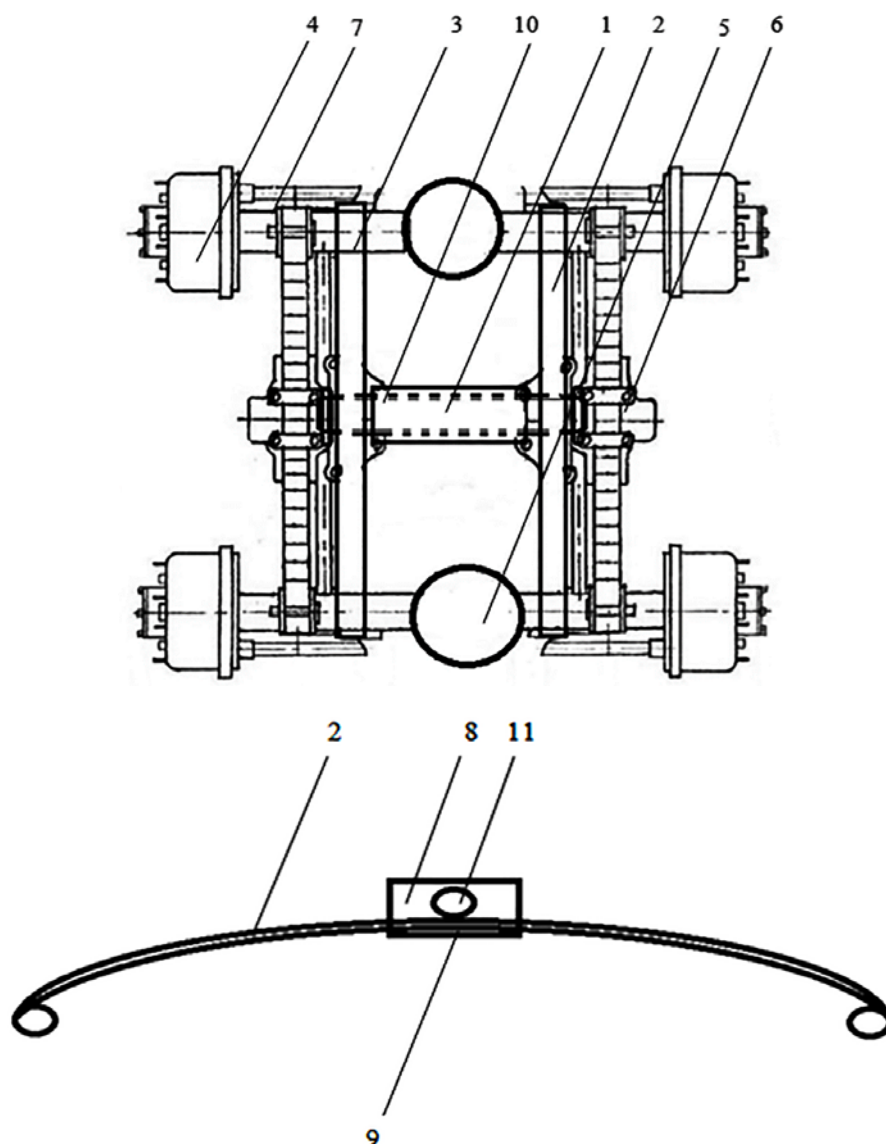


Рисунок 1.13 – Устройство догружения ходовой системы автомобиля

При наезде на препятствие или проваливании задней колесной тележки 6 трехосного энергетического средства 7 в неровности грунта, мосты 4 и 5 производят вертикальное движение; при этом собственная нагрузка, приходящаяся на проваливающиеся побортные движители через сдвоенную полуэллиптическую плоскую пружину рессорного типа 2, кронштейн 8 и муфту 10 с силовым шарниром 11, перераспределяется на противоположную сдвоенную полуэллиптическую плоскую пружину рессорного типа 3, вызывая реакцию устранения силового воздействия, что ведет к побортному выравниванию мостов 4 и 5 трехосного энергетического средства 7.

Пассивный межколесный регулятор веса в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.14.

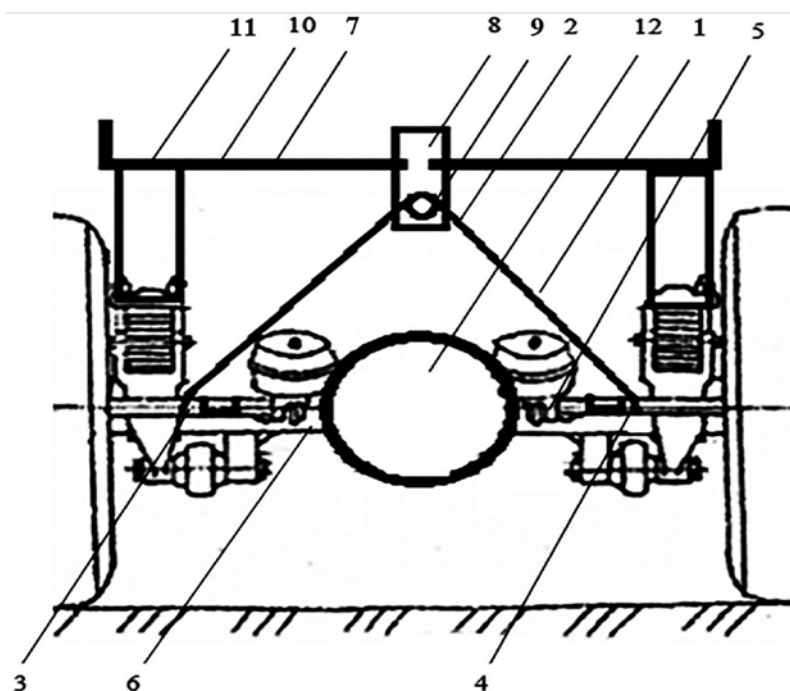


Рисунок 1.14 – Пассивный межколесный регулятор веса

Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из гибкой тросовой силовой связи 2, пружинами 3 и 4, закрепленной вокруг противоположных окончаний чулка 5 моста 6 транспортного средства 7, сре-

динная часть которой проходит через опорный рычаг 8 с шарниром 9, установленный на силовом элементе-траверсе 10 рамы 11 над картером 12 редуктора моста 6.

При наезде на препятствие или проваливании транспортного средства 7 в неровности грунта, мост 6 производит вертикальное смещение, причем глубина проваливания части моста 6 ограничивается максимальным натяжением гибкой тросовой силовой связи 2. При этом происходит перераспределение весовой нагрузки с вертикально-сдвигающейся части моста 6, через опорный рычаг 8 с шарниром 9 и силовой элемент-траверсу 10, на раму 11 и противоположный движитель моста 6, вызывая реакцию устранения вертикального смещения, что ведет к выравниванию моста 6 транспортного средства 7.

Межосевой регулятор веса в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.15.

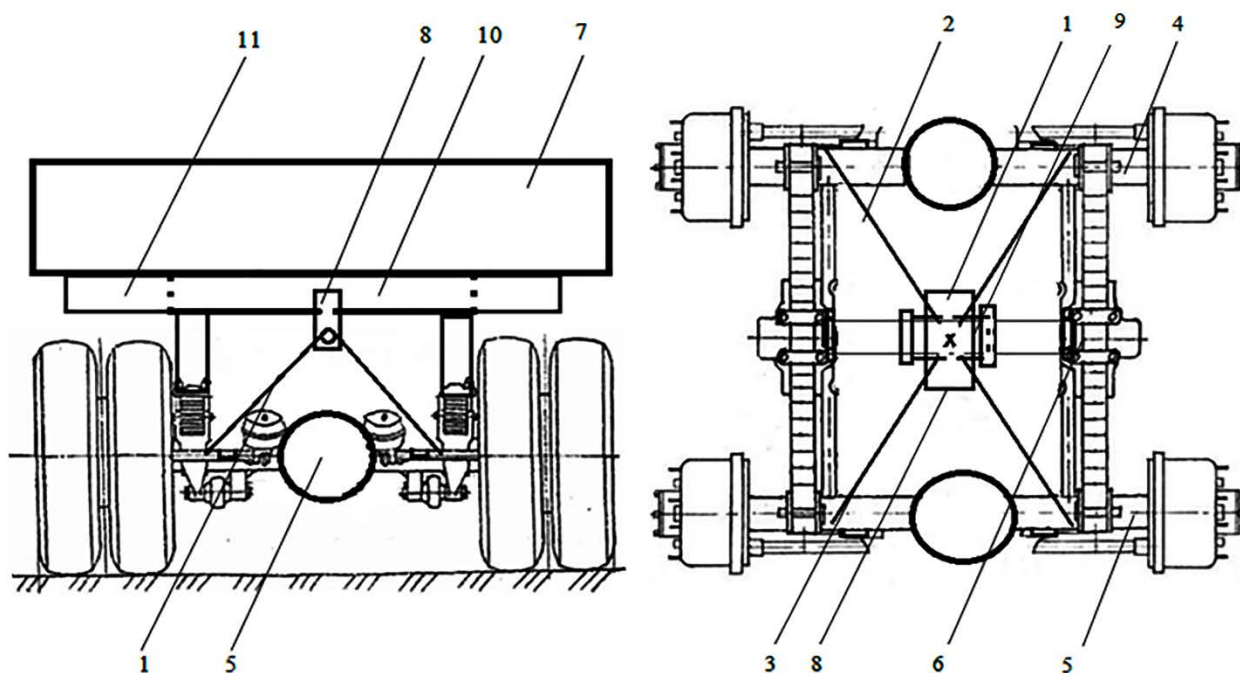


Рисунок 1.15 – Межосевой регулятор веса

Поперечная устойчивость при внедрении этого технического решения достигается конструкцией в виде устройства 1, состоящего из двух гибких тро-

совых силовых связей 2 и 3, поддиагонально закрепленных вокруг противоположных окончаний чулков мостов 4 и 5 задней колесной тележки 6 трехосного транспортного средства 7, срединная часть которых проходит через опорный рычаг 8 с шарниром 9, установленный болтовым соединением посередине силового элемента-траверсы 10 рамы 11 транспортного средства 7 на одинаковом расстоянии между обеими мостами.

При наезде на препятствие или проваливании транспортного средства 7 в неровности грунта (на примере моста 4), мост 4 производит вертикальное смещение, причем глубина проваливания части моста 4 ограничивается максимальным натяжением гибкой тросовой силовой связи 2. При этом происходит перераспределение весовой нагрузки с вертикально-сдвигающейся части моста 4, через опорный рычаг 8 с шарниром 9 и силовой элемент-траверсу 10, на раму 11 и диагонально противоположный колесный движитель моста 5, вызывая реакцию устранения вертикального смещения, что ведет к выравниванию моста 4 транспортного средства 7.

Использование предлагаемого способа позволит увеличить опорную проходимость, скорость передвижения колесного транспортного средства при выполнении работ в условиях склоновых поверхностей и уклонов дорог, а также снизит энергетические потери и «бульдозерный» эффект проваливающегося колесного движителя в движении.

Регулятор поперечной устойчивости колесного энергетического средства в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.16.

Достижение повышения характеристик поперечной устойчивости обеспечивается тем, что предлагаемое устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из двух одинаковых гибких тросовых силовых связей (стандартных буксировочных тросов с петлевыми окончаниями) 2 и 3, установленных в опорных рычагах 4, выполненных на нижней поверхности траверсы рамы 5

энергетического средства 6, и закрепленных на окончаниях 7 моста 8 энергетического средства 6 поддиагонально.

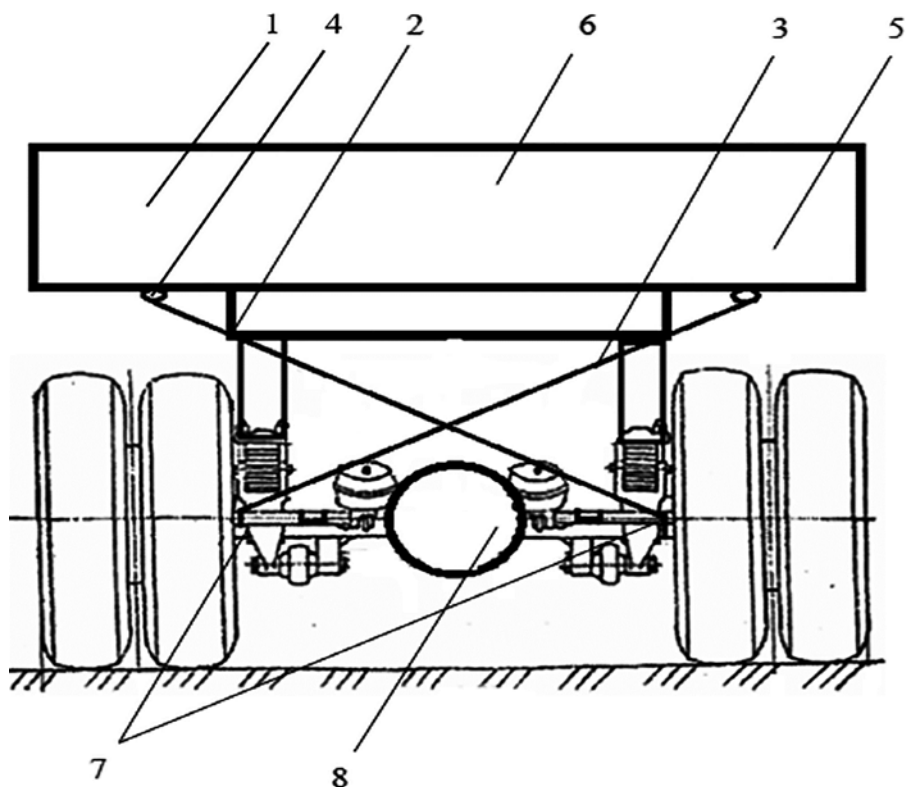


Рисунок 1.16 – Принципиальная схема регулятора поперечной устойчивости колесного энергетического средства

При передвижении колесного энергетического средства по склонам собственный вес вертикально-сдвигаемого окончания 7 моста 8, находящегося ниже по склону, производит силовое нагружение гибкой тросовой силовой связи 2 или 3, через опорный рычаг 4, вызывая прижимание противоположной части рамы 5 энергетического средства 6, обеспечивая изменение направления вектора центра силы тяжести в безопасное положение, что приводит к снижению высоты центра тяжести, перераспределяя весовую нагрузку на противоположный движитель, находящийся выше по склону, повышая устойчивость, скорость движения и безопасность эксплуатации.

Использование данной полезной модели, обладающей высокой надежностью, низкой себестоимостью, удобством в обслуживании и эксплуатации, при

достаточно несложной конструкции и простоте изготовления, позволит повысить характеристики поперечной устойчивости конструкции, скорость движения и безопасность эксплуатации энергетического средства при проведении работ на склонах, в условиях сложного и горного рельефа местности.

Межколесный регулятор собственной нагрузки транспортного средства в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.17.

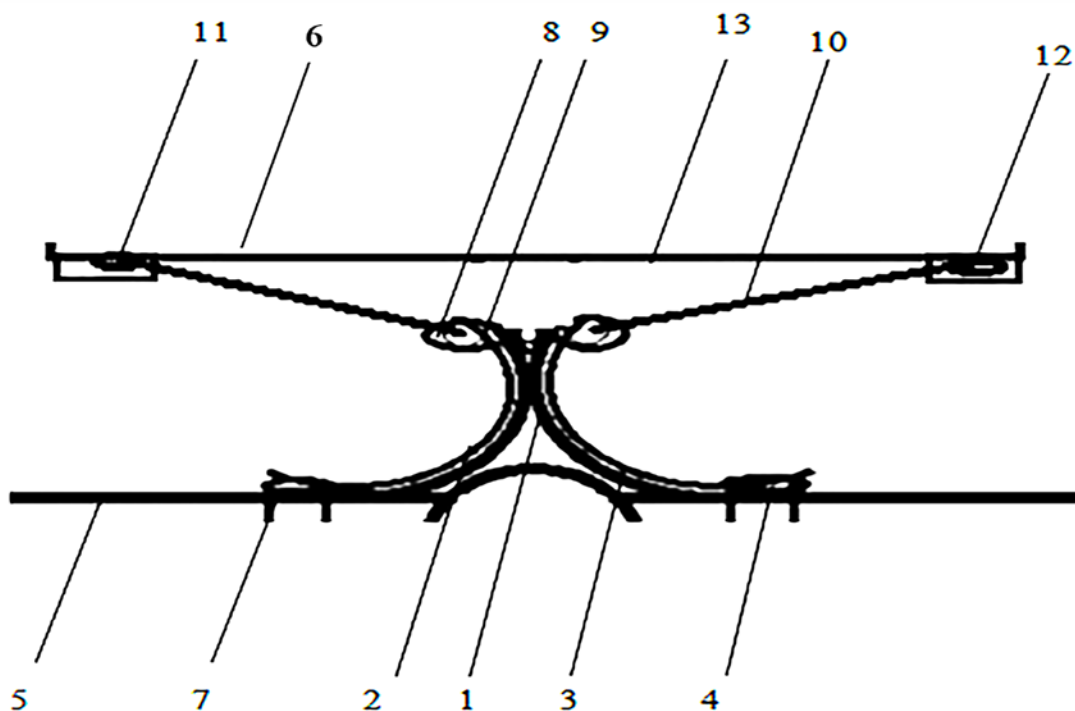


Рисунок 1.17 – Межколесный регулятор собственной нагрузки транспортного средства

Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из двух полуэллиптических сдвоенных плоских пружин рессорного типа 2 и 3, взаимопирающихся внешними технологическими изгибами, и установленных нижней упорной частью с окончаниями 4 на чулке моста 5 транспортного средства 6, зафиксированных болтовыми стремьянками 7, а верхней частью 8 закрепленных болтовыми соединениями с резиноармированными втулками в окончаниях 9 реактивных тяг 10, последующие окончания 11 которых закреплены в силовых кронштейнах 12 на раме транспортного средства 6.

При передвижении колесного транспортного средства по склонам собственный вес вертикально-сдвигаемой части моста 5, находящейся выше по склону, производит смещение полуэллиптической сдвоенной плоской пружины рессорного типа 2, вызывая надавливание соответствующей противоположной полуэллиптической сдвоенной плоской пружины рессорного типа 3 и поджимание через соответствующую реактивную тягу рамы 13 транспортного средства 6 к движителю моста 5, находящемуся выше по склону, обеспечивая изменение направления вектора центра тяжести в безопасное положение. Это приводит к снижению высоты центра тяжести, повышая устойчивость, скорость движения и безопасность транспортного средства при нахождении на склоне, сложных рельефах местности и эксплуатации в горных условиях.

Регулятор колебаний движителей моста колесного транспортного средства в виде принципиальной схемы представлен на рисунке 1.18.

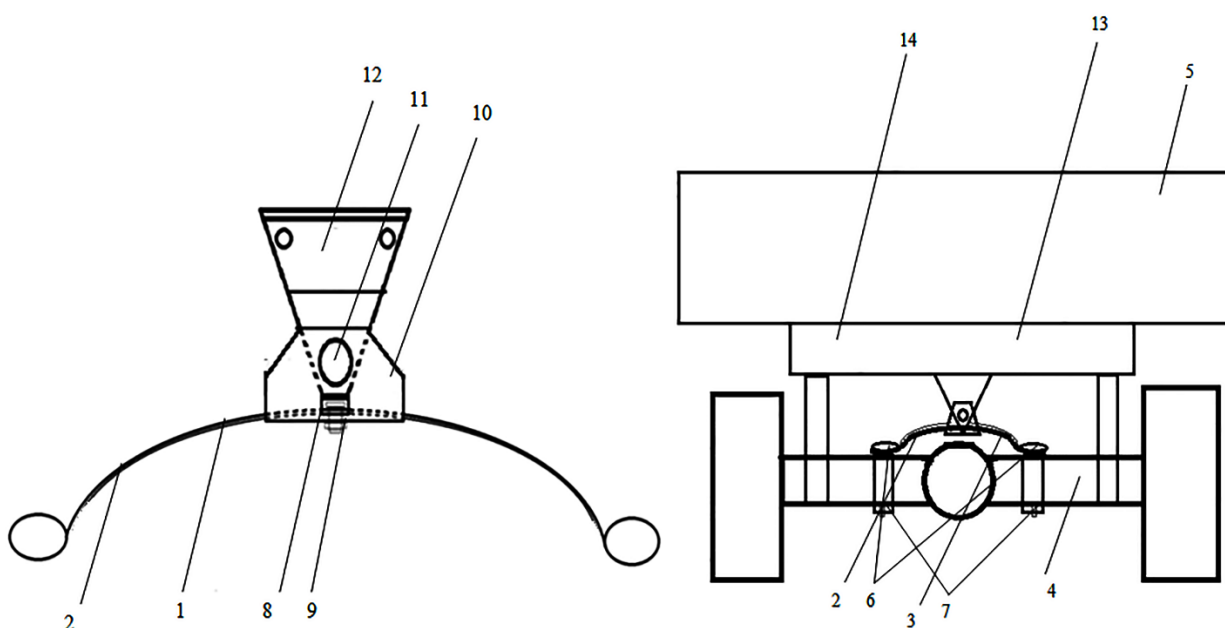


Рисунок 1.18 – Принципиальная схема регулятора колебаний движителей моста колесного транспортного средства

Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей

из сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, опирающейся внутренним технологическим изгибом 3 на чулок моста 4 транспортного средства 5, зафиксированной через окончания 6 болтовыми стремянками 7. Центральная часть 8 пружины 2 соединена болтовым креплением 9 с узлом коромысла 10, объединенным шарниром 11 с опорным рычагом 12, установленным в технологических отверстиях поперечной траверсы 13 рамы 14 колесного транспортного средства 5.

При передвижении колесного транспортного средства, наезде на препятствие или проваливании в неровности грунта, собственный вес вертикально-смещаемой части моста 4 производит надавливание или силовую разгрузку части сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, что вызывает поворот пружины 2 на шарнире 11 узла коромысла 10, перераспределение нагрузки на противоположную часть сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, опорный рычаг 12, поперечную траверсу 13 и раму 14 колесного транспортного средства 5, вызывая реакцию устранения силового воздействия, что ведет к выравниванию моста 4 колесного транспортного средства 5.

Использование данного изобретения позволит увеличить опорную проходимость, скорость передвижения колесного транспортного средства при выполнении работ, снизит энергетические потери и «бульдозерный» эффект проваливающегося колеса в движении.

Таким образом, на основании проведенного обзора технических решений и способов перераспределения вертикальных нагрузок на движители энергетического средства нами актуализирована и представлена схема, отражающая современное состояние, методы и направления исследований в области перераспределения сцепного веса в ходовой системе транспортного агрегата, представленная на рисунке 1.19.

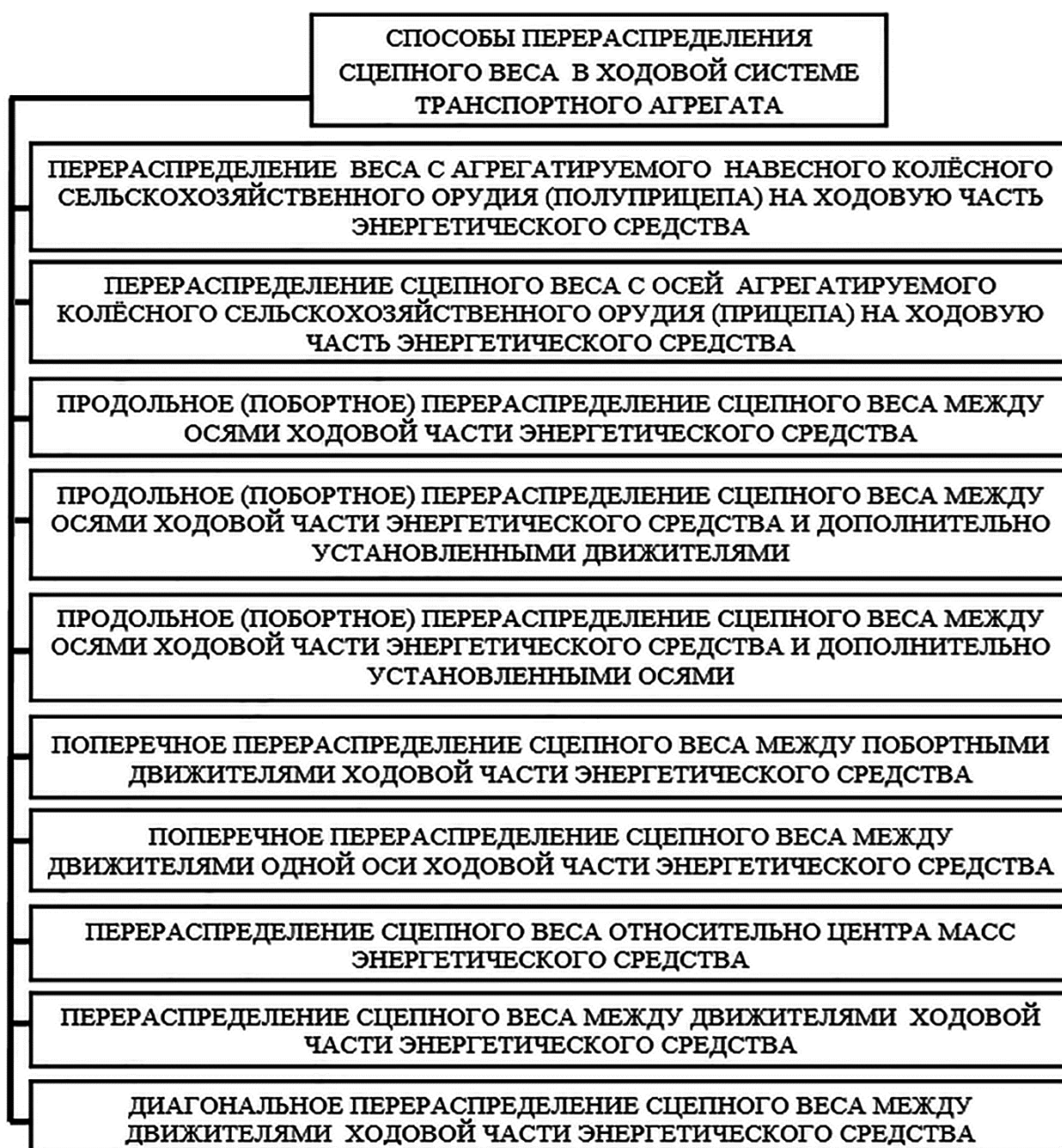
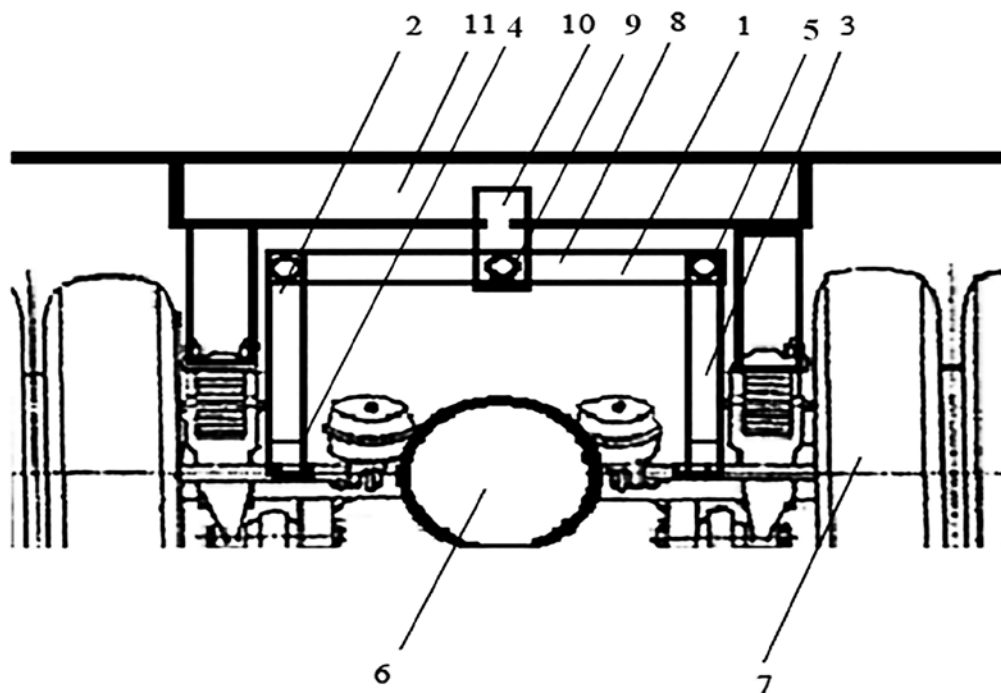


Рисунок 1.19 – Способы перераспределения сцепного веса в ходовой системе транспортного агрегата

Проведенными изысканиями, с учетом анализа всех преимуществ и недостатков ранее рассмотренных перераспределяющих устройств для повышения продольной и поперечной устойчивости энергетического средства, к дальнейшим исследованиям выделена, как наиболее оптимальная конструкция, соот-

ветствующая всем критериям патентного поиска и решения технической задачи и являющаяся перспективной – **Рамочный регулятор нагрузки** (рис. 1.20), на который получен патент РФ № 166665.



1 – конструкция устройства; 2 – реактивная штанга; 3 – реактивная штанга; 4 – вилочные окончания; 5 – кронштейны; 6 – чулок моста; 7 – транспортное средство; 8 – узел коромысла; 9 – силовой шарнир; 10 – опорный рычаг; 11 – рама

Рисунок 1.20 – Рамочный регулятор нагрузки

Предлагаемое устройство за счет перераспределения вертикальной нагрузки, приходящейся на движители, позволит повысить тягово-сцепные свойства движителей, находящихся в условиях лучшей реализации сцепных свойств шины, а также увеличить продольно-поперечную устойчивость при движении по склоновым поверхностям и выполнении транспортных работ.

При детальном рассмотрении вышеуказанное устройство представляется наиболее оптимальным по критерию «цена – надежность – эффективность». В этой связи, в целях дальнейшего опытного и производственного внедрения предлагаемой перспективной конструкции рамочного регулятора нагрузки необходимо проведение опытно-конструкторских работ, детальных теоретических и экспериментальных исследований.

Выводы по разделу

1. Увеличение объема производимой сельскохозяйственной продукции и производственно-климатические условия региона обосновывают необходимость нахождения способов малозатратного и эффективного способа повышения производительности существующих транспортных агрегатов.

2. На основании проведенного обзора установлено, что для повышения эффективности использования транспортных агрегатов в технологии возделывания сельскохозяйственных культур при их использовании на почвах с низкой несущей способностью и движения в условиях склоновых земель необходимо повышение тягово-сцепных качеств и условий устойчивости агрегатов.

3. Обзор предлагаемых конструкций по повышению продольно-поперечной устойчивости ходовых систем позволил предложить конструкторское решение технической задачи с наименьшими материальными затратами и высокими режимно-эксплуатационными характеристиками.

4. В целях дальнейшего опытного и производственного внедрения предлагаемой перспективной конструкции рамочного регулятора нагрузки необходимо проведение опытно-конструкторских работ, детальных теоретических и экспериментальных исследований.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАМОЧНОГО РЕГУЛЯТОРА НАГРУЗКИ

2.1 Теоретические предпосылки исследований

При выполнении различных транспортных работ наблюдаются случаи, когда транспортное средство не может полностью реализовать свои тягово-сцепные свойства вследствие слабой несущей способности почвы или при движении по склоновым поверхностям. В этих случаях возникает кинематическое несоответствие тяговых усилий в передающих элементах трансмиссии и ведущих мостов транспортного средства, способное характеризоваться как мгновенным усилением с выходом свободной мощности за пределы силового контура, так и замедлением крутящих моментов, и может, как следствие действующих на него сторонних сил и ускорений, привести как к практически моментальной остановке транспортного средства, так и его переворачиванию с разрушением несущей конструкции, изменению работоспособности узлов, деталей или геометрических параметров трансмиссии.

Следовательно, необходимость продолжения движения колесного транспортного средства, геометрия и конструкция движителей которого подверглась внезапному изменению в движении, является немаловажной задачей повышения производительности, эффективности и безопасности эксплуатации колесной техники.

Рассмотрим причинно-следственные связи совершения события, повлекшие за собой остановку транспортного средства и возможные последствия от рассматриваемого явления. При этом временный фактор, характеризующий событие и последствия этого события, является основным звеном в системе нейтрализации его последствий.

Исходя из условий (2.1) и (2.2):

$$T_{\text{пс}} \rightarrow \max, \quad (2.1)$$

$$T_{\text{ср}} \rightarrow \min \quad (2.2)$$

где $T_{\text{пс}}$ – время наступления последствий события, влекущих нарушение работоспособности, отказ и остановку транспортного средства, ч.;

$T_{\text{ср}}$ – время взаимодействия устройств, предназначенных для нейтрализации последствий от остановки транспортного средства, ч.

То есть предполагается соблюдение следующих условий:

$$T_{\text{с}} \rightarrow T_{\text{пс}} > T_{\text{с}} \rightarrow T_{\text{ср}}, \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} &\text{или } T_{\text{с}} + T_{\text{пс}} > T_{\text{с}} + T_{\text{ср}} \\ &\text{при } T_{\text{пс}} > T_{\text{ср}} \end{aligned} \quad (2.4)$$

где $T_{\text{с}}$ – время события, ч.

Следовательно, тяжесть и время наступления последствий события имеет обратную функциональную зависимость от времени взаимодействия устройств и конструкций, направленных на нейтрализацию последствий снижения тяговых свойств или поперечной устойчивости движителя транспортного средства в движении без материального ущерба.

Рассмотренные параметры показывают, что этим условиям может соответствовать только встраиваемое в ходовую систему дополнительное устройство, предназначенное для быстрого перераспределения весовой нагрузки в ходовой системе транспортного средства в условиях недостаточных тягово-сцепных свойств, снижения продольно-поперечной устойчивости или при повреждении одного из движителей, находящегося на одной колесной оси.

Изученные зависимости позволили обосновать и предложить технические решения для перераспределения сцепного веса в ходовой части автомобиля, трактора и сельскохозяйственной машины, а также сформировать программу для ЭВМ, предназначенную для расчета поперечной устойчивости агрегата.

2.2 Обоснование предлагаемого способа перераспределения весовой нагрузки между движителями, находящимися на одной колесной оси

От безопасности и эффективности эксплуатации транспортных средств зависит не только себестоимость единицы произведенной продукции, но и финансово-хозяйственная деятельность и экономическая устойчивость предприятия. Часто в процессе транспортировки грузов возникают ситуации, когда транспортное средство вынуждено простаивать из-за недостаточных тягово-сцепных свойств, слабой продольно-поперечной устойчивости при выполнении операций в условиях склоновых земель или вследствие выхода из строя движителя энергетического средства, находящегося на одной оси, в процессе выполнения перевозок.

Следовательно, поиск технических решений, способствующих повышению работоспособности транспортного средства в перечисленных выше условиях, является задачей актуальной и необходимой для сельскохозяйственного производства.

На основании проведенных исследований, описанных в первом разделе, с учетом анализа всех преимуществ и недостатков ранее рассмотренных конструкций перераспределяющих устройств для повышения продольной и поперечной устойчивости энергетического средства, как наиболее оптимальное, соответствующее всем критериям патентного поиска и решения технической задачи, принята перспективная конструкция – **Рамочный регулятор нагрузки**, на которую получен патент РФ № 166665.

Рамочный регулятор нагрузки (рис. 2.1, 2.2, 2.3) выполнен в виде конструкции 1, состоящей из двух одинаковых реактивных штанг 2 и 3 с вилочными окончаниями 4, установленных вертикально в кронштейнах 5 на верхней части чутка моста 6 транспортного средства 7 и объединенных шарнирно с

узлом коромысла 8, который фиксирован силовым шарниром 9 в опорном рычаге 10, смонтированном болтовым соединением в технологических отверстиях поперечной траверсы рамы 11 колесного транспортного средства 7.

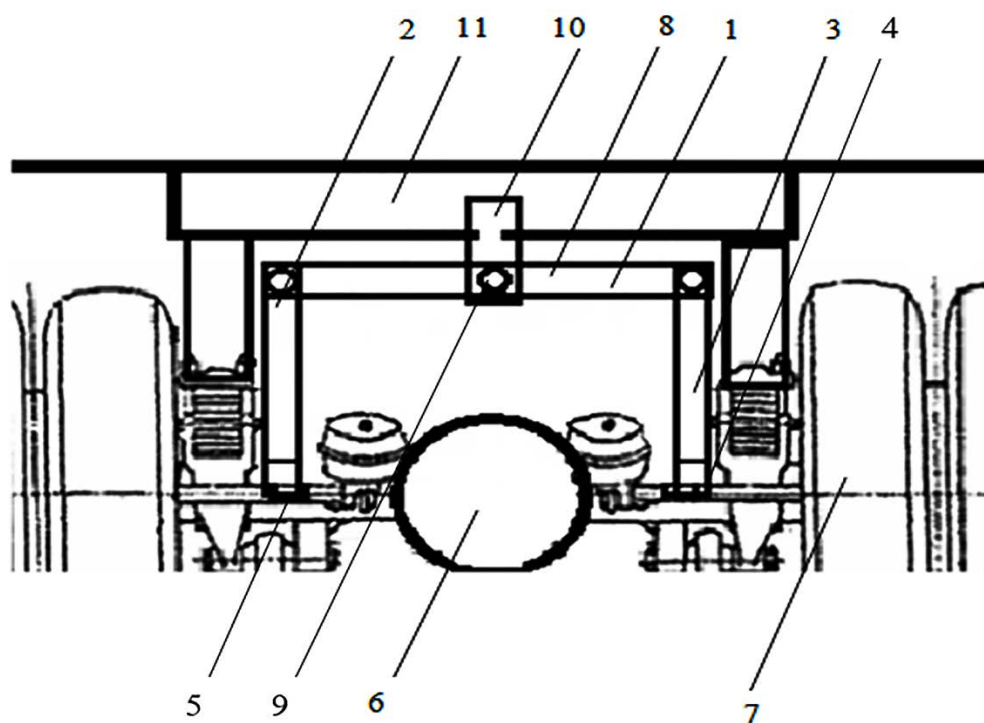


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема рамочного регулятора нагрузки

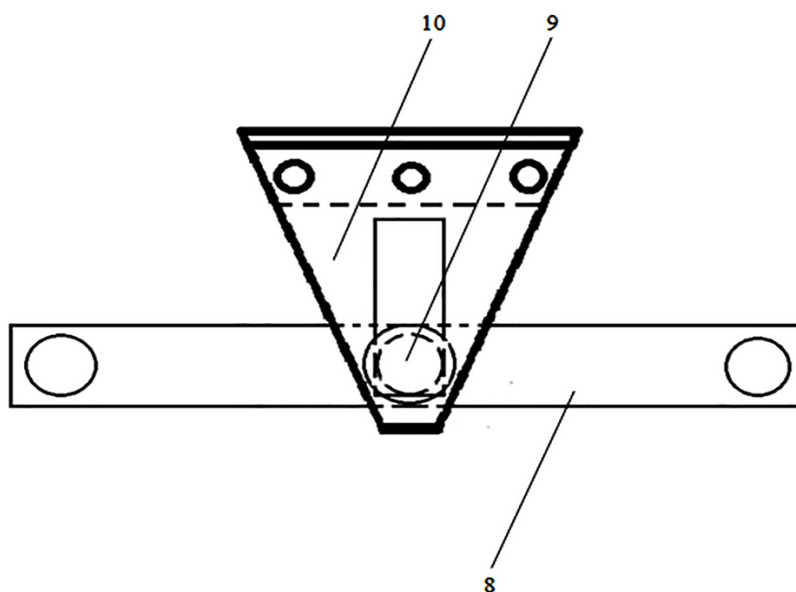


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема опорного рычага рамочного регулятора нагрузки

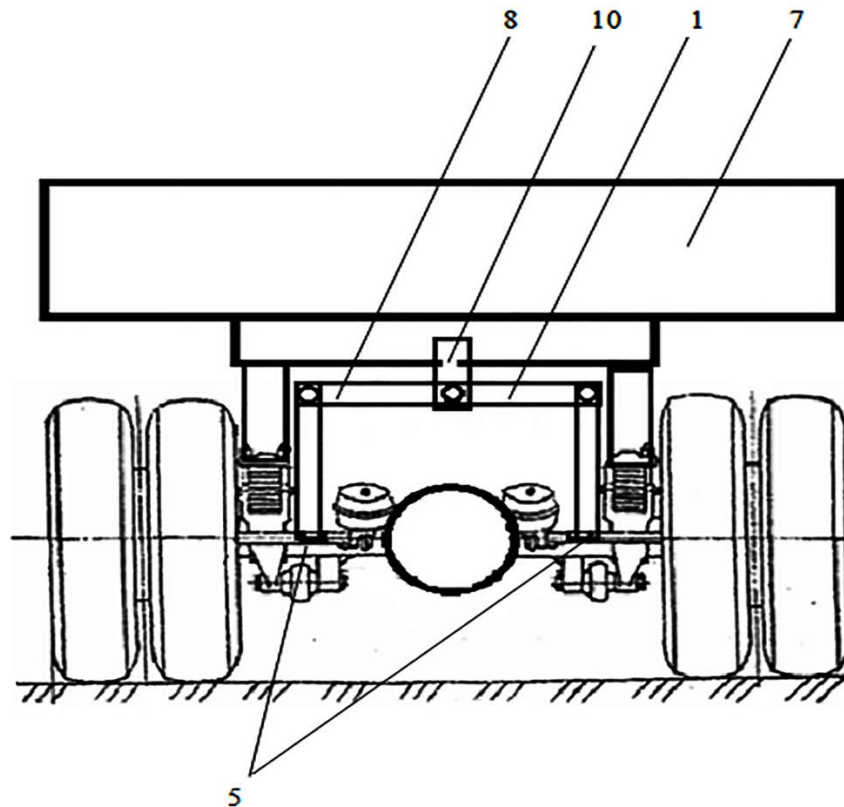


Рисунок 2.3 – Принципиальная схема рамочного регулятора нагрузки, установленного в ходовой системе автомобиля

Данное устройство работает следующим образом. При наезде на препятствие или проваливании автомобиля в неровности грунта, мост 6 транспортного средства 7 производит вертикальное движение вниз; глубина проваливания части моста 6 ограничивается длиной паза опорного рычага 10 и отклонением узла коромысла 8, причем противоположная вертикально смещаемой часть моста 6 в этот момент производит вертикальное движение вверх. При этом происходит перераспределение весовой нагрузки с вертикально-движущейся вниз части моста 6 через узел коромысла на опорный рычаг 10 и поперечную траверсу рамы 11 колесного транспортного средства 7, вызывая реакцию устранения силового воздействия, что ведет к выравниванию моста 6 транспортного средства 7.

2 Теоретические предпосылки исследований и обоснование конструктивно-технологических параметров рамочного регулятора нагрузки

Учитывая необходимость теоретического обоснования принципов работы и технологических характеристик рассматриваемой конструкции, предлагается работу такого устройства оценивать *коэффициентом стабилизации поперечной нагрузки* и с учетом ранее проведенных теоретических и экспериментальных исследований использовать для расчета формулу (2.5):

$$K_{\text{пу}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{с}}} = \left(\frac{2 - l}{2} \right) \quad (2.5)$$

где l – поперечный габарит моста автомобиля, м;

$Q_{\text{м}}$ – весовая нагрузка, приходящаяся на колесо с установленным устройством, кН;

$Q_{\text{с}}$ – весовая нагрузка, приходящаяся на колесо без установленного устройства, кН.

Предложенный коэффициент стабилизации поперечной нагрузки (2.6) показывает, насколько предлагаемое устройство позволяет регулировать нагрузку на колесо, находящееся ниже по склону, что зависит от поперечного габарита моста. Влияние поперечного габарита моста на коэффициент стабилизации поперечной нагрузки представлено на рисунке 2.4.

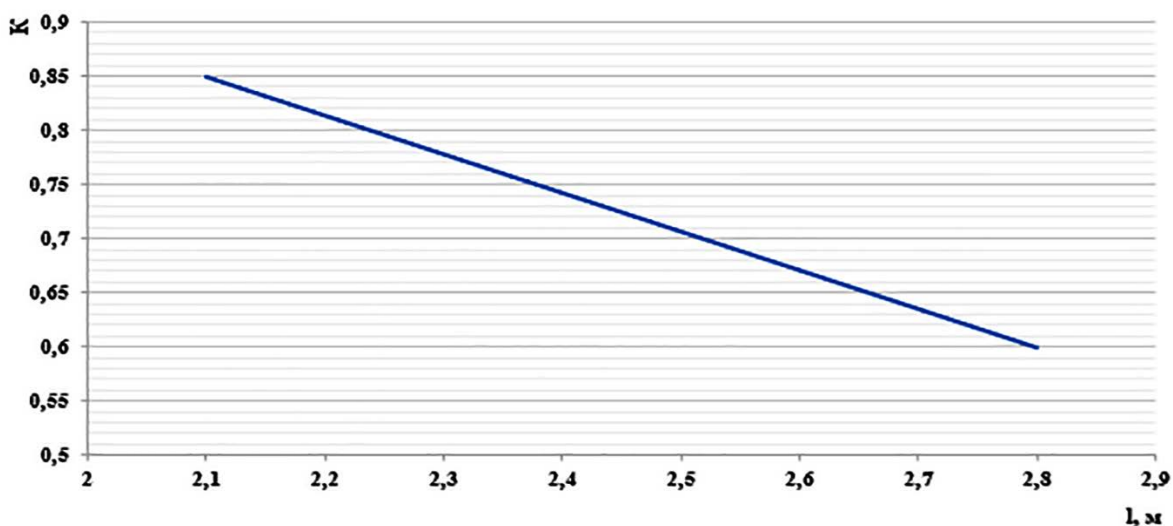


Рисунок 2.4 – Теоретическая зависимость коэффициента стабилизации поперечной нагрузки от поперечного габарита моста

Анализируя полученную зависимость, можно отметить, что коэффициент стабилизации поперечной нагрузки снижается с увеличением поперечного габарита моста.

2.3 Теоретическое обоснование процесса межколесного перераспределения веса между движителями, находящимися на одной колесной оси

Проанализируем работу ведущего моста колесного транспортного средства на примере автомобиля с установленным рамочным регулятором нагрузки. Для этого рассмотрим равновесие моста транспортного средства с равномерно распределенным грузом в кузове при его движении по ровной дороге (рис. 2.5) и при изменении параметров колеса, которое обозначим вертикальным смещением движителя при слабой несущей способности почвы (рис. 2.6) как равномерно нагруженную балку [106].

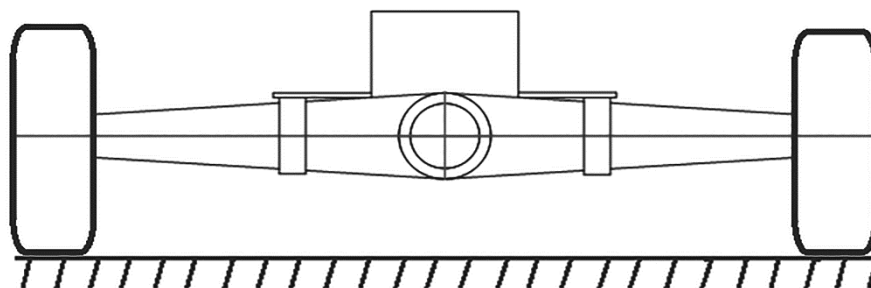


**Рисунок 2.5 – Ведущий мост автомобиля
с установленным регулятором нагрузки**

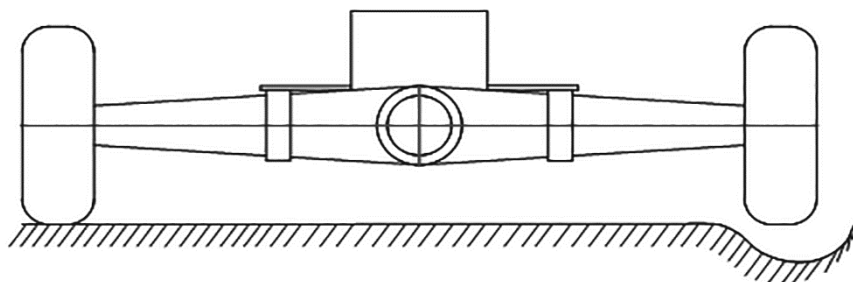
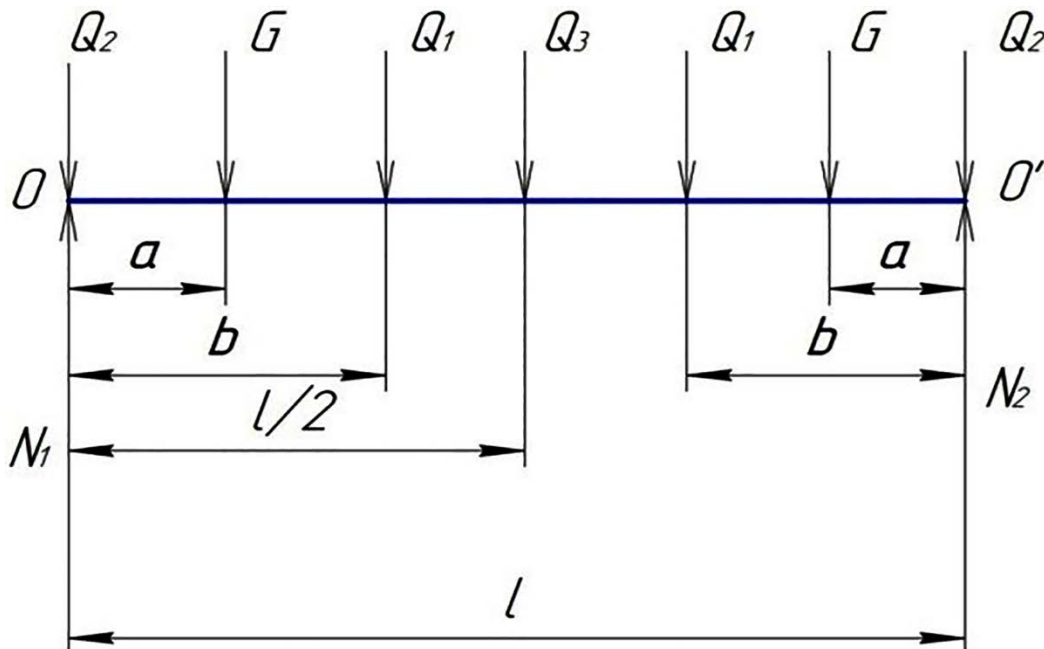


**Рисунок 2.6 – Ведущий мост автомобиля
с установленным регулятором нагрузки при вертикальном
смещении движителя на почве с низкой несущей способностью**

Для этого отбросим механические связи, заменим их реакциями и покажем все силы, действующие на колесный мост (рис. 2.7).



G – действующая сила тяжести перевозимого груза, Н; N_1 и N_2 – силовая реакция дороги, Н; Q_1 , Q_2 , Q_3 – вес основных частей (механизмов) моста, Н; l – общая ширина колесного моста, м; a , b – расстояния от движителя до точек приложения нагрузки, м

Рисунок 2.7 – Схема сил, действующих на колесный мост при движении по ровной поверхности без учета действия регулятора нагрузки

Составим уравнения равновесия и определим реакции дороги (N_1 и N_2) на мост при равномерном движении по ровной дороге (рис. 2.7).

Уравнение равновесия при движении по ровной поверхности принимает вид в случае, когда сумма моментов всех сил относительно точки 0, при $\Sigma M_0 = 0$:

$$-Ga - G(l - a) - Q_1 \cdot b - Q_1(l - b) - Q_3 \frac{l}{2} - Q_2 \cdot l + N_2 l = 0, \quad (2.6)$$

$$N_2 = \frac{Ga + Gl - Ga + Q_1 b + Q_1 l - Q_1 b + Q_3 \frac{l}{2} + Q_2 l}{l}, \quad (2.7)$$

$$N_2 = G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3 \quad (2.8)$$

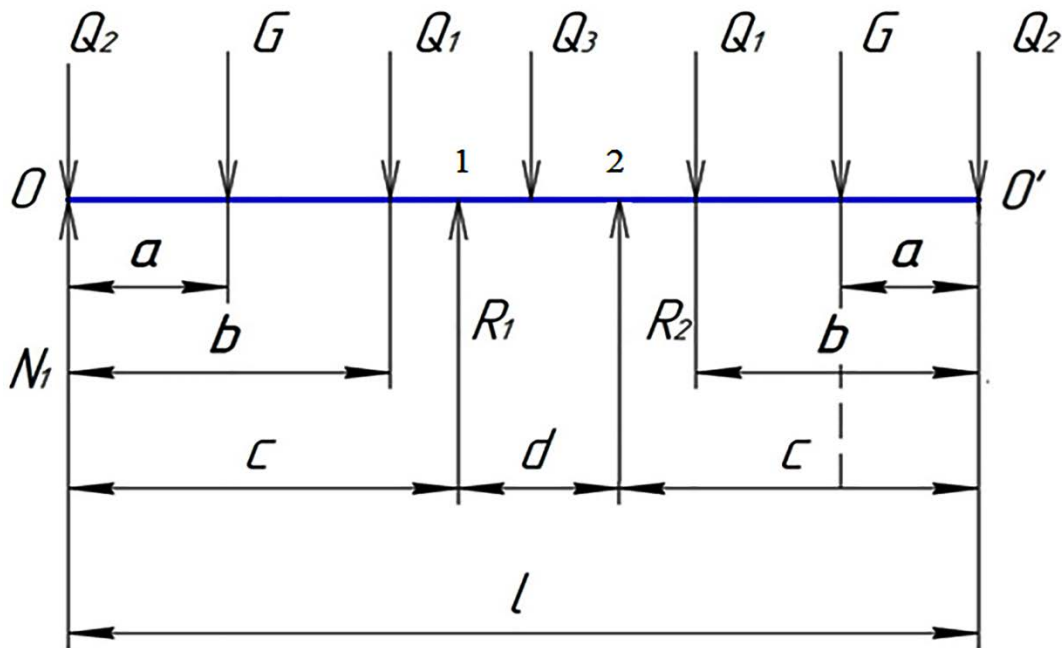
Сумма моментов всех сил относительно точки 0', при $\Sigma M_{0'} = 0$:

$$-N_1 l + Q_2 l + G(l - a) + Q_1(l - b) + Q_3 \cdot \frac{l}{2} + Q_1 l + Ga = 0, \quad (2.9)$$

$$N_1 = \frac{Q_2 l + G \cdot l - Ga + Q_1 l - Q_1 b + Q_3 \frac{l}{2} + Q_1 b + Ga}{l}, \quad (2.10)$$

$$N_1 = G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3 \quad (2.11)$$

Составим уравнение равновесия моста при вертикальном смещении одного колесного движителя (рис. 2.8).



d – расстояние между точками крепления регулятора нагрузки, м;
 c – расстояние от точки крепления регулятора нагрузки до движителя, м

**Рисунок 2.8 – Схема сил, действующих на мост
с учетом действия регулятора нагрузки**

Реакция поверхности под опорой сместившегося движителя будет отсутствовать и начнет действовать межколесный регулятор нагрузки. Соответственно происходит перераспределение весовой нагрузки с проваливающегося (вертикально-сдвигаемого) движителя через опорный рычаг на раму прицепа (транспортного средства) и противолежащий движитель этого моста. Действие межколесного регулятора на мост выражается реакциями R_1 и R_2 .

Для математического обоснования процессов перераспределения нагрузок составим схему сил, действующих на мост с учетом действия регулятора нагрузки (рис. 2.8), уравнение равновесия и определим действующие силовые реакции.

Сумма моментов всех сил относительно точки 0, $\Sigma M_0 = 0$:

$$-Ga - Q_1 \cdot b + R_1 \cdot C - Q_3 \frac{l}{2} + R_2(l - c) - \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} & -Q_1 \cdot (l - b) - G(l - a) - Q_2 l = 0, \\ & -Ga - Gl + Ga - Q_1 b - Q_1 l + Q_1 b + R_1 c + \\ & + R_2(l - c) - Q_3 \frac{l}{2} - Q_2 l = 0, \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$R_1 c + R_2(l - c) - Gl - Q_1 l - Q_2 l - Q_3 \frac{l}{2} = 0 \quad (2.14)$$

Сумма моментов всех сил относительно точки 1, $\Sigma M_1 = 0$:

$$-N_1 \cdot c + Q_2 \cdot C + G(c - a) + Q_1 \cdot (c - b) - Q_3 \left(\frac{l}{2} - c \right) + \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} & + R_2 d - -Q_1(l - c - b) - G \cdot (l - c - a) - Q_2(l - c) = 0, \\ & -N_1 c + Q_2 \cdot c - Q_2 l + Q_2 c + Gc - Ga - Gl + Gc + Ga + Q_1 c - \\ & -Q_1 b - Q_1 l + Q_1 c + Q_1 b - Q_3 \left(\frac{l}{2} - c \right) + R_2 d = 0, \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} & -N_1 c + 2Q_2 \cdot c - Q_2 l + 2Gc - Gl + 2Q_1 c - \\ & -Q_1 l - Q_3 \frac{l}{2} + Q_3 c + R_2 d = 0, \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} & -N_1 c + 2Q_2 \cdot c - Q_2 l + 2Gc - Gl + 2Q_1 c - \\ & -Q_1 l - Q_3 \frac{l}{2} + Q_3 c + R_2 d = 0 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Сумма проекций всех сил на ось Y, $\Sigma F_y = 0$:

$$N_1 - 2Q_2 - 2G - 2Q_1 - Q_3 + R_1 + R_2 = 0, \quad (2.19)$$

$$R_1 = 2Q_2 + 2G + 2Q_1 + Q_3 - N_1 - R_2, \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} & 2Q_2 \cdot c + 2G \cdot c + 2Q_1 \cdot c + Q_3 \cdot c - N_1 \cdot c - \\ & -R_2 c + R_2 l - R_2 c - Gl - Q_1 l - Q_2 l - Q_3 \frac{l}{2} = 0, \end{aligned} \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} & -N_1 c = -2Q_2 c - 2Gc - 2Q_1 c - Q_3 \cdot c + 2R_2 c - \\ & -R_2 l + Gl + Q_1 l + Q_2 l + Q_3 \frac{l}{2}, \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} & -2Q_2 c - 2Gc - 2Q_1 c - Q_3 c + 2R_2 c - R_2 l + Gl + Q_1 l + \\ & + Q_2 l + Q_3 \frac{l}{2} + 2Q_2 c - Q_2 l + 2Gc - Gl + 2Q_1 c - \\ & -Q_1 l - Q_3 \frac{l}{2} + Q_3 c + R_2 d = 0 \end{aligned} \quad (2.23)$$

При решении уравнений (2.17, 2.21, 2.22) получаем (при $R_2 = 0$):

$$R_1 = \frac{(G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3)l}{c}, \quad (2.24)$$

$$N_1 = \frac{2Q_2 \cdot c + 2G \cdot c + 2Q_1 \cdot c + Q_3 \cdot c - G \cdot l - Q_1 \cdot l - Q_2 \cdot l - Q_3 \cdot \frac{l}{2}}{c}, \quad (2.25)$$

$$N_1 = 2Q_1 + 2Q_2 + 2G + Q_3 - \frac{(G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3)l}{c}, \quad (2.26)$$

$$N_1 = 2(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3) - \frac{(G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3)l}{c}, \quad (2.27)$$

$$N_1 = \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3) \quad (2.28)$$

Анализ формул (2.13), (2.25), (2.27) показывает, что происходит перераспределение нагрузки со смещающегося движителя на противолежащие движитель или раму прицепа (транспортного средства).

Так как:

$$l = 2c + d, \quad (2.29)$$

$$\text{то } c = \frac{l - d}{2} = 0,5(l - d), \quad (2.30)$$

$$\text{тогда } R_1 = \frac{(G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3)l}{0,5(l - d)}, \quad (2.31)$$

$$\text{или } R_1 = \frac{(G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3)2l}{l - d} \quad (2.32)$$

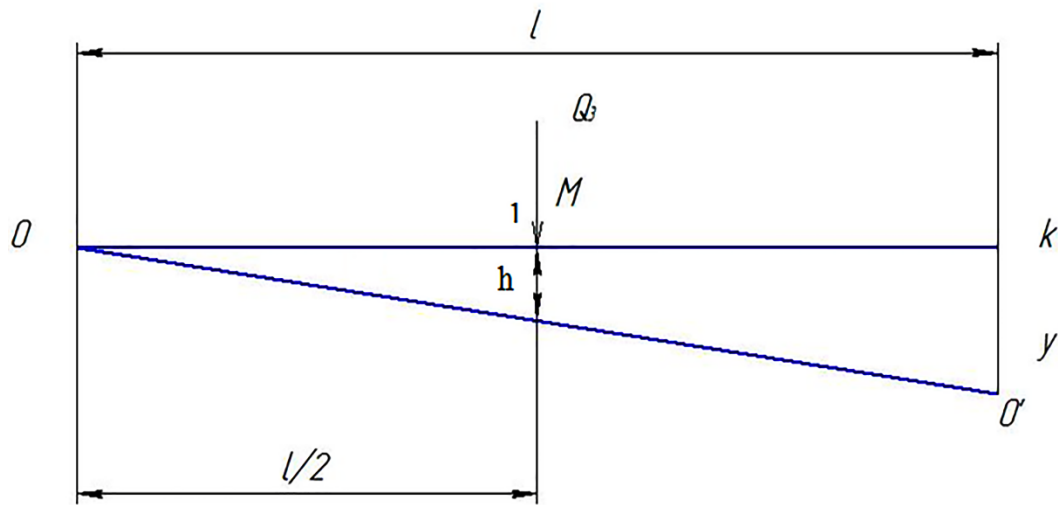
Рассмотрим перемещение оси моста (рис. 2.9) при вертикальном смещении движителя. Учитывая подобие треугольников, получаем:

$$\frac{l}{y} = \frac{l}{2h}, \quad (2.33)$$

$$\text{то } y = 2h, \quad (2.34)$$

$$\text{следовательно } l = y \cot \alpha \quad (2.35)$$

Для определения прогиба (рис. 2.10) воспользуемся универсальным уравнением прогибов или изогнутой оси (2.36):



M – точка приложения перераспределяемой нагрузки; h – расстояние минимального смещения центра моста, м; расстояние y равно максимальному смещению вертикально-сдвигающейся части моста

Рисунок 2.9 – Схема вертикального смещения движителя

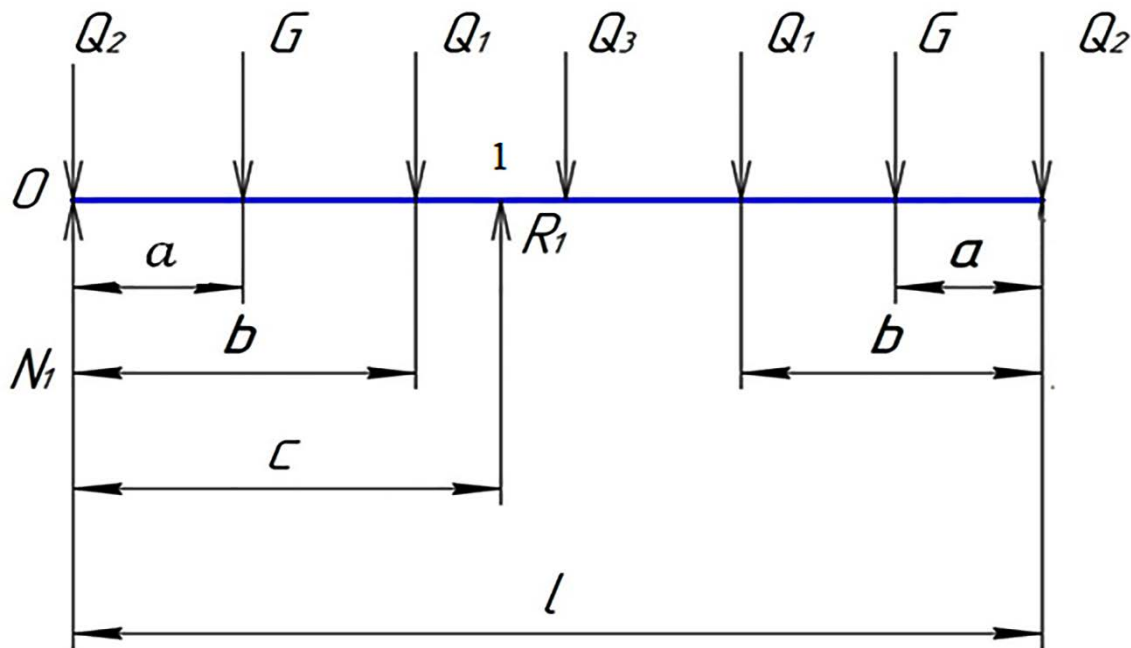


Рисунок 2.10 – Схема сил, действующих на мост при вертикальном смещении движителя и действии регулятора нагрузки

$$EYy = EYy_0 + EY\theta_0x \pm \sum \frac{M_0(x-a)^2}{2} \pm \sum \frac{F(x-b)^3}{3} \pm \sum \frac{g(x-a)^4}{4} \quad (2.36)$$

где E – модуль упругости первого рода, Па;

Y – момент инерции поперечного сечения блока относительно оси Z , м⁴;

a, b, c – расстояния от начала координат до нагрузки M_0, F, g соответственно, м.

Допустим, что в точках 0 и 1 прогибы равны нулю. Тогда получаем:

$$EYy = EYy_0 + EY\theta_0 x - \frac{N_1(x-0)^3}{6} - \frac{Q_2(x-0)^3}{6} - \frac{G(x-a)^3}{6} - \frac{Q_1(x-b)^3}{6} - \frac{R_1(x-c)^3}{6} - \frac{Q_3\left(x-\frac{l}{2}\right)^3}{6} - \frac{Q_1(x-(l-b))^3}{6} - \frac{G(x-(l-a))^3}{6} \quad (2.37)$$

При $y_0 = 0$ получаем в точке 1:

$$EYy_1 = 0 = EY\theta_0 \cdot c + \frac{N_1 \cdot c^3}{6} - \frac{Q_2 \cdot c^3}{6} - \frac{G(c-a)^3}{6} - \frac{Q_1(c-b)^3}{6}, \quad (2.38)$$

$$EY\theta_0 = -\frac{N_1 \cdot c^2}{6} + \frac{Q_2 \cdot c^2}{6} + \frac{G(c-a)^3}{6c} + \frac{Q_1(c-b)^3}{6c} \quad (2.39)$$

При $x = \frac{l}{2}$:

$$EYy_{\frac{l}{2}} = \left(-\frac{N_1 \cdot c^2}{6} + \frac{Q_2 \cdot c^2}{6} + \frac{G(c-a)^3}{6c} + \frac{Q_1(c-b)^3}{6c} \right) \frac{l}{2} + \frac{N_1 \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^3}{6} + \frac{Q_2 \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^3}{6} + \frac{G\left(\frac{l}{2}-a\right)^3}{6} + \frac{Q_1\left(\frac{l}{2}-b\right)^3}{6} + \frac{R_1\left(\frac{l}{2}-c\right)^3}{6} \quad (2.40)$$

При этом N_1, R_1 в формулах (2.37)–(2.40) имеют следующие значения:

$$N_1 = 2Q_1 + 2Q_2 + 2G + Q_3 - \frac{(G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3)l}{c}, \quad (2.41)$$

$$R_1 = \frac{(G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3)l}{c} \quad (2.42)$$

Действующие силы G, Q_1, Q_2 обозначим как G_n – приведенная сила (рис. 2.11). Тогда уравнение прогиба принимает вид выражения (2.43):

$$EYy = EYy_0 + EY\theta_0 x - \frac{N_1(x-0)^3}{6} - \frac{G_n(x-a)^3}{6} \quad (2.43)$$

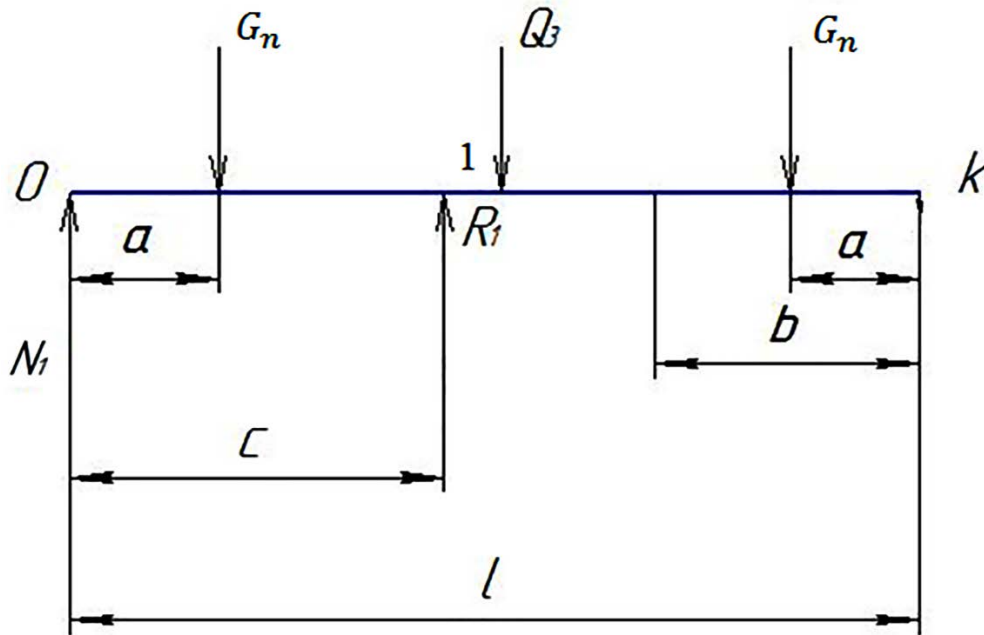


Рисунок 2.11 – Схема сил, действующих на мост при действии регулятора нагрузки и выравнивании движителя

При $x = c$:

$$EYy_1 = 0 = Y\theta_0 \cdot c + \frac{N_1 \cdot c^3}{6} - \frac{G_n \cdot (c - a)^3}{6}, \quad (2.44)$$

$$EY\theta_0 = \frac{-N_1 c^2}{6} + \frac{G_n \cdot (c - a)^3}{6c}, \quad (2.45)$$

$$EYy_1 = EY\theta_0 \cdot \frac{l}{2} + \frac{N_1 \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^3}{6} - \frac{G_n \left(\frac{l}{2} - a\right)^3}{6} + \frac{R_1 \left(\frac{l}{2} - c\right)^3}{6}, \quad (2.46)$$

$$EYy_1 = \frac{-N_1 c^2 l}{6 \cdot 2} + \frac{G_n \cdot (c - a)^3}{6 \cdot c \cdot 2} + \frac{N_1 l^2}{6 \cdot 8} - \frac{G_n \cdot (c - a)^3}{6} + \frac{R_1 \left(\frac{l}{2} - c\right)^3}{6}, \quad (2.47)$$

$$N_1 = 2G_n + Q_3 - \frac{(G_n + 0,5Q_3)l}{c} = 2G_n + Q_3 - \frac{(2G_n + Q_3)l}{2c} = (2G_n + Q_3) \left(1 - \frac{l}{2c}\right), \quad (2.48)$$

$$R_1 = \frac{(G_n + 0,5Q_3)l}{c} \quad (2.49)$$

При $x = l$, получаем:

$$EYy_k = EY\theta_0 \cdot l + \frac{N_1 \cdot l^3}{6} - \frac{G_n(l-a)^3}{6} + \frac{R_1(l-c)^3}{6} - \frac{Q_3 \left(x - \frac{l}{2}\right)^3}{6} - \frac{G_n(l-(l-a))^3}{6}, \quad (2.50)$$

$$EYy_k = \frac{-N_1 c^2}{6} \cdot l + \frac{G_n(c-a)^3}{c \cdot 6} \cdot l + \frac{N_1 \cdot l^3}{6} - \frac{G_n(l-a)^3}{6} + \frac{R_1(l-c)^3}{6} - \frac{Q_3 \left(\frac{l}{2}\right)^3}{6} - \frac{G_n(a)^3}{6} \quad (2.51)$$

Учитывая, что при данной жесткости конструкции моста значения прогиба от всех действующих сил на автомобильный мост минимальны, при вертикальном смещении их предлагается не учитывать.

Для более наглядного представления величин перераспределения веса со смещаемой части моста (R_1) при действии регулятора нагрузки в виде зависимостей от расстояния крепления регулятора (d), центра приложения веса (Q_3), высоты смещения моста (y), составлен комбинированный график детерминированного факторного анализа (рис. 2.12).

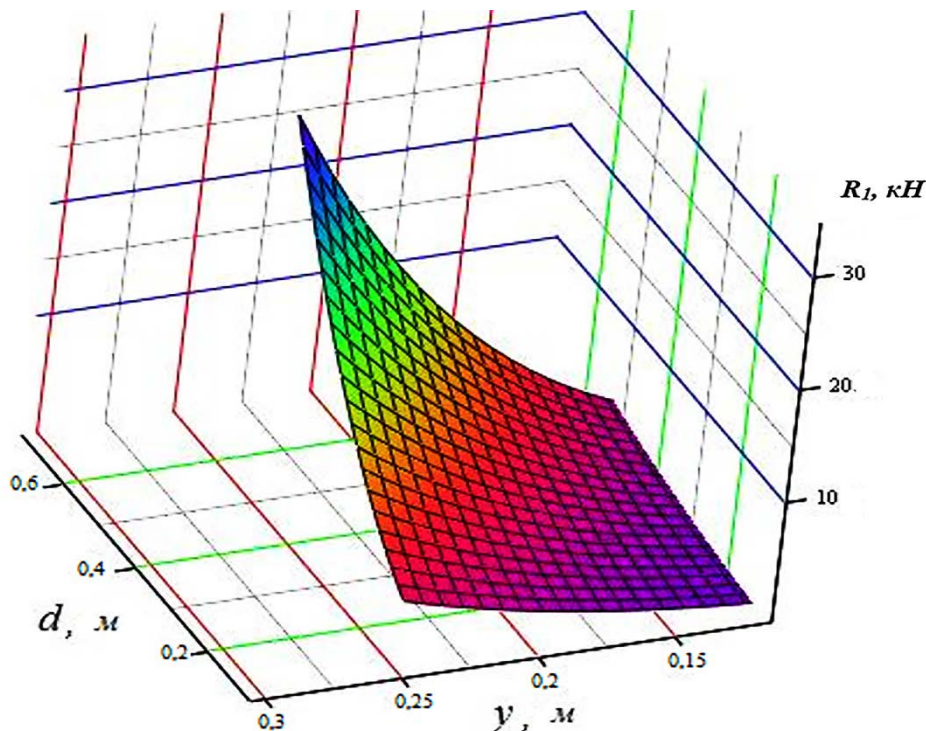


Рисунок 2.12 – График зависимости перераспределения веса со смещаемой части моста (R_1)

В результате исследований совместного влияния зависимостей от расстояния крепления регулятора (d), центра приложения веса (Q_3) и высоты смещения моста (y) установлено, что на изменение реакции гладкой поверхности (R_1) наибольшее воздействие оказывают обе изменяемые величины. Реакция гладкой поверхности (R_1) в данном случае максимальна при достижении:

$$y = 0,27 \text{ м}; d = 0,6 \text{ м.}$$

Полученные зависимости подтверждают выполнение рамочным регулятором нагрузки условий решения поставленной технической задачи и позволяют теоретически обосновать процесс перераспределения нагрузки с вертикально-смещаемой части моста на противоположный движитель и раму транспортного средства, подтверждая, что при установке в ходовую систему транспортного средства предлагаемого регулятора, данное устройство способно оказать влияние на продольную и поперечную устойчивость транспортного средства.

2.4 Влияние рамочного регулятора нагрузки на поперечную устойчивость энергетического средства

Большинство производственных процессов в современном сельском хозяйстве связаны с необходимостью перевозки значительного объема грузов при помощи энергетических средств. При этом перевозку сельскохозяйственных грузов транспортным средством можно рассматривать как динамическую систему с переменными параметрами и учетом ограничений по управляемости и устойчивости, которые являются основными эксплуатационно-техническими качествами автомобиля, определяющими способность его эффективного использования на склонах, при движении в условиях сложного рельефа местности, бездорожья.

Практическое применение автомобилей в сельском хозяйстве региона показывает, что колесные энергетические средства нередко теряют проходимость по причине слабой несущей способности дорожной поверхности или невозможности преодоления уклона дороги из-за недостаточной окружной силы на ведущих колесах. При перевозке многотонных сельскохозяйственных грузов необходимо учитывать и значительное изменение положения центра тяжести энергетического средства, что приводит к снижению скоростного режима, уменьшению маневренности на косогорах и криволинейных участках дороги.

Целью наших исследований явилась теоретическая оценка использования специального перспективного перераспределяющего устройства в ходовой системе автомобиля, позволяющего повысить надежность, маневренность и проходимость транспортного средства в сложных дорожных условиях.

Для реализации поставленной цели проведем теоретическое обоснование применения рамочного регулятора нагрузки, конструкция которого описана ранее. Выполним сравнительную оценку поперечной устойчивости движения энергетического средства при перевозке сельскохозяйственных грузов по дорогам, имеющим высокий поперечный уклон для серийного варианта и экспериментального энергетического средства.

Поперечная устойчивость энергетического средства при расположении на склонах оценивается значением предельного угла наклона (β_{max}) дороги, на которой движется автомобиль, и зависит от перераспределения нагрузок между колесами правого и левого борта. Необходимо учитывать, что боковая составляющая силы тяжести создает вращательный момент, приводящий к перераспределению нагрузок между колесами правого и левого борта при движении энергетического средства по наклонной плоскости (рис. 2.13).

Для определения условия равновесия энергетического средства при движении по склону воспользуемся аксиомой параллелограмма сил, согласно которой силу тяжести ($\vec{G}$), приложенной к центру масс энергетического средства,

можно заменить геометрической суммой двух сил, приложенных к той же точке. Согласно рисунку 2.13, система сил, действующих на автомобиль, в зависимости от угла наклона (β) дороги имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \vec{G} &= \vec{P}_1 + \vec{P}_2 \\ G &= Mg \\ P_1 &= Mg \cos \beta \\ P_2 &= Mg \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad (2.52)$$

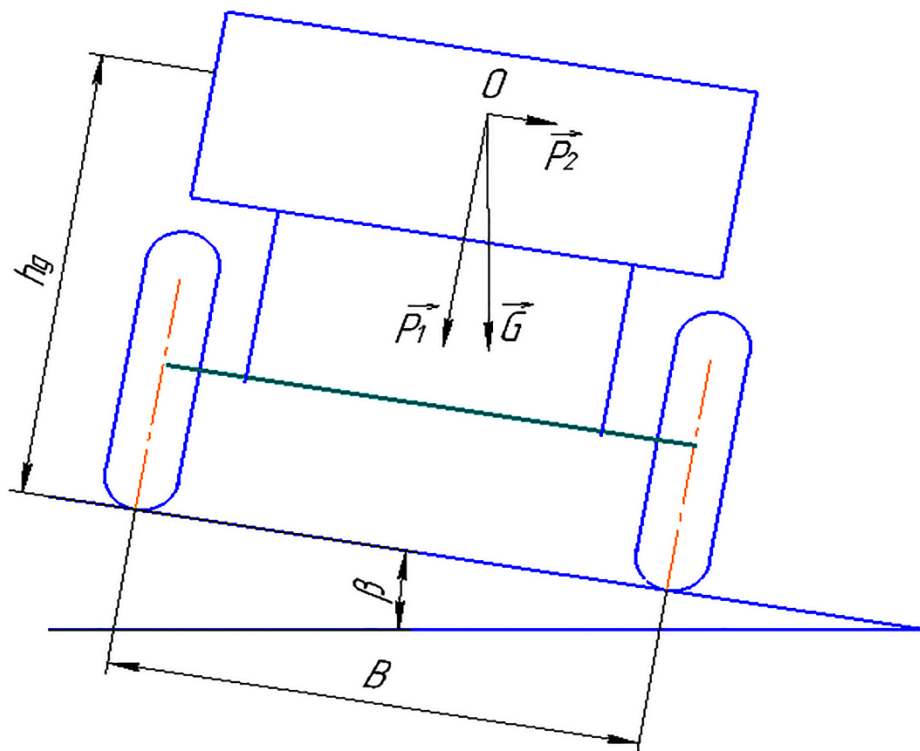


Рисунок 2.13 – Схема действия сил на энергетическое средство при движении по склону

Как следует из предлагаемой схемы (рис. 2.13), создаваемый поперечной составляющей силы тяжести ($\vec{P}_2$) опрокидывающий момент определяется выражением (2.53):

$$M_{\text{оп}} = h_g Mg \sin \beta \quad (2.53)$$

где $M_{\text{оп}}$ – опрокидывающий момент, Н·м;

h_g – расстояние положения центра тяжести энергетического средства от опорной поверхности, м;

M – масса энергетического средства, т;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Устойчивое равновесие энергетического средства обеспечивается действием нормальной составляющей силы тяжести ($\vec{P}_1$), создающей восстанавливающий момент, противодействующий опрокидыванию. Для рассматриваемой схемы восстанавливающий момент определяется выражением (2.54):

$$M_B = 0,5BMg \cos \beta \quad (2.54)$$

где B – поперечная база автомобиля, м.

При условии равенства опрокидывающего и восстанавливающего моментов ($M_{оп} = M_B$) наступает положение неустойчивого равновесия. Приравнивая формулы (2.53) и (2.54), определим значение коэффициента поперечной устойчивости (η) энергетического средства в зависимости от угла наклона дороги, что находит отражение в формуле (2.55):

$$\eta = \operatorname{tg} \beta_{max} = \frac{B}{2h_g} \quad (2.55)$$

Выражение (2.55) позволяет прогнозировать максимальный угол поперечной устойчивости энергетического средства без учета внешних факторов.

Влияние рамочного регулятора нагрузки на угол поперечной устойчивости энергетического средства оценим по анализу схемы, представленной на рисунке 2.14.

Анализ сил, действующих на энергетическое средство с включенным рамочным регулятором нагрузки, позволяет констатировать увеличение восстанавливающего момента, обусловленного возрастанием плеча за счет смещения центра масс, тогда как опрокидывающий момент не изменяется и определяется формулой (2.53). Включение рамочного регулятора нагрузки позволяет воздействовать в желаемом направлении на величину восстанавливающего момента:

$$M_B = (0,5B + \Delta l)Mg \cos \beta \quad (2.56)$$

где Δl – величина смещения центра масс относительно оси наклона, м.

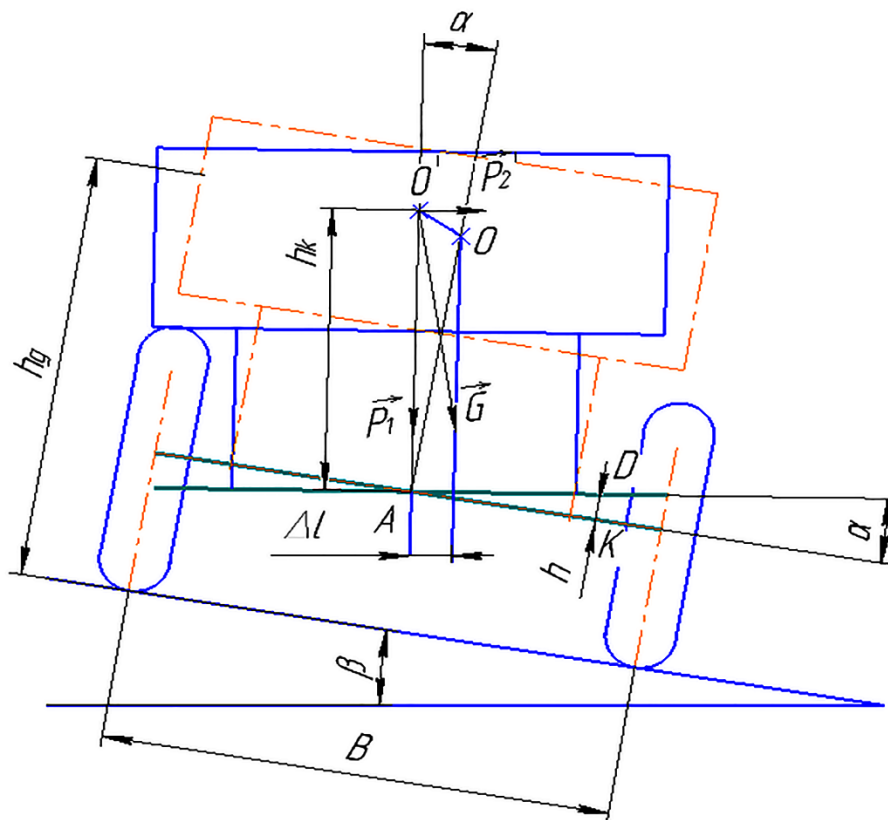


Рисунок 2.14 – Схема действия сил на энергетическое средство с включенным рамочным регулятором нагрузки при движении поперек склона

Согласно рассматриваемой схемы, на величину смещения центра масс влияет плечо поворота рамочного регулятора нагрузки относительно оси крена (2.57):

$$\Delta l = h_k \operatorname{tg} \alpha \quad (2.57)$$

где α – угол наклона, град.

Выразим величину смещения центра масс через конструктивно-технологические параметры предлагаемого устройства, используя рисунок 2.15.

Принимая во внимание геометрическое подобие треугольников AOO' и ADK , определим зависимость тангенса угла поворота от высоты смещения моста выражением (2.58):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{0,5l} \rightarrow \Delta l = h_k \frac{h}{0,5l} \quad (2.58)$$

где h – высота смещения моста, м;

l – длина поперечного габарита моста, м.

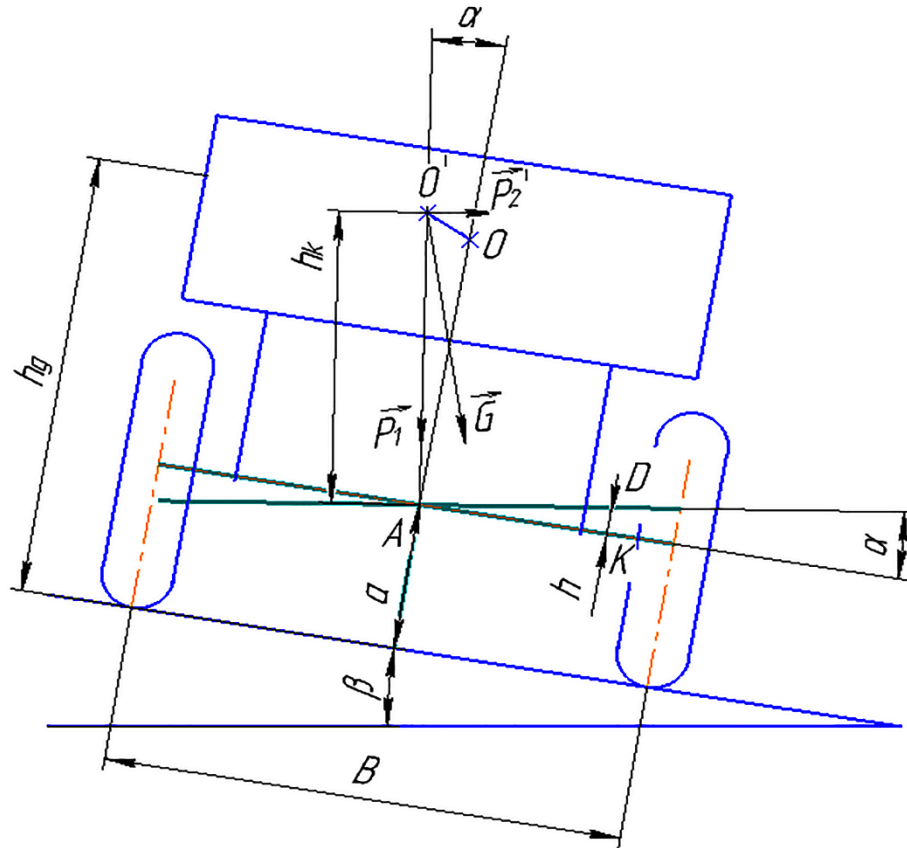


**Рисунок 2.15 – Расчетная схема
для определения величины смещения центра масс**

Пользуясь схемой на рисунке 2.15 можно записать выражение (2.59):

$$\Delta l = \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5l} \quad (2.59)$$

где a – высота колесного моста, м.

Из условия равенства моментов относительно оси вращения, проходящей через центр масс, учитывая формулы (2.56), (2.57) и (2.59), имеем:

$$h_g M g \sin \beta = \left(0,5B + \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5l} \right) M g \cos \beta \quad (2.60)$$

Таким образом, получим выражение (2.61):

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{B}{2h_g} + \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5lh_g} \quad (2.61)$$

Сравнение формул (2.59) и (2.61) позволяет сделать вывод, что значение коэффициента поперечной устойчивости (η) энергетического средства возрастает на величину, регулируемую конструктивно-технологическими параметрами предлагаемого устройства:

$$\frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5lh_g} > 0 \quad (2.62)$$

С целью обоснования применения рамочного регулятора нагрузки проведем оценку коэффициента догружения (K_1) колеса, находящегося ниже по склону, при выключенном и включенном устройстве (рис. 2.16).

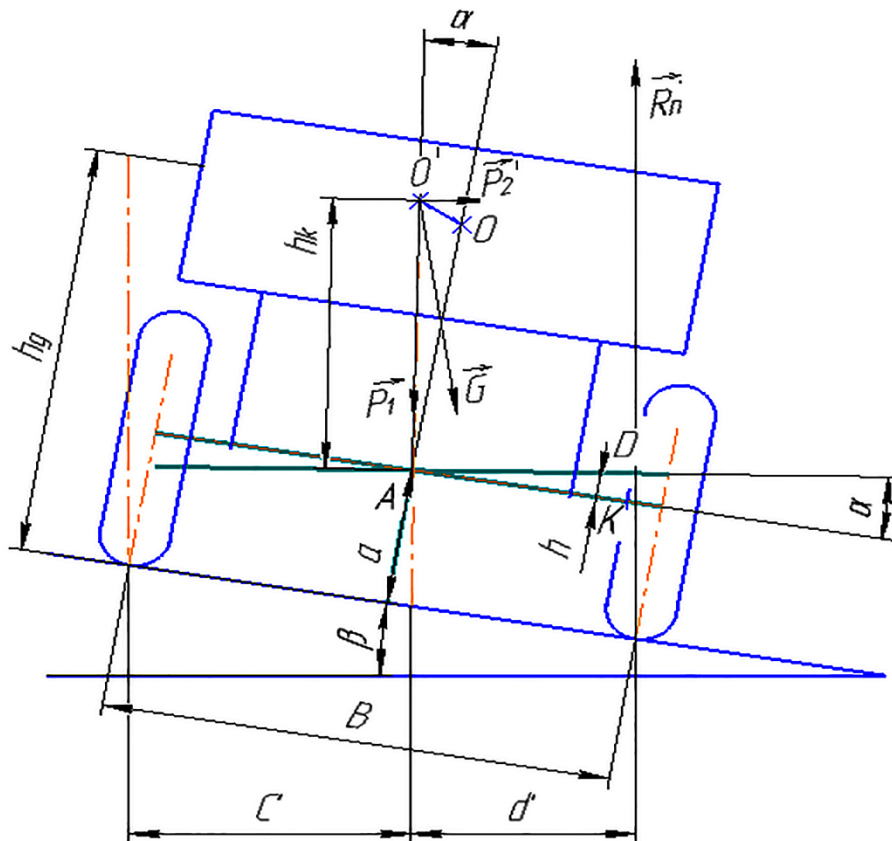


Рисунок 2.16 – Расчетная схема для определения коэффициента догружения колеса

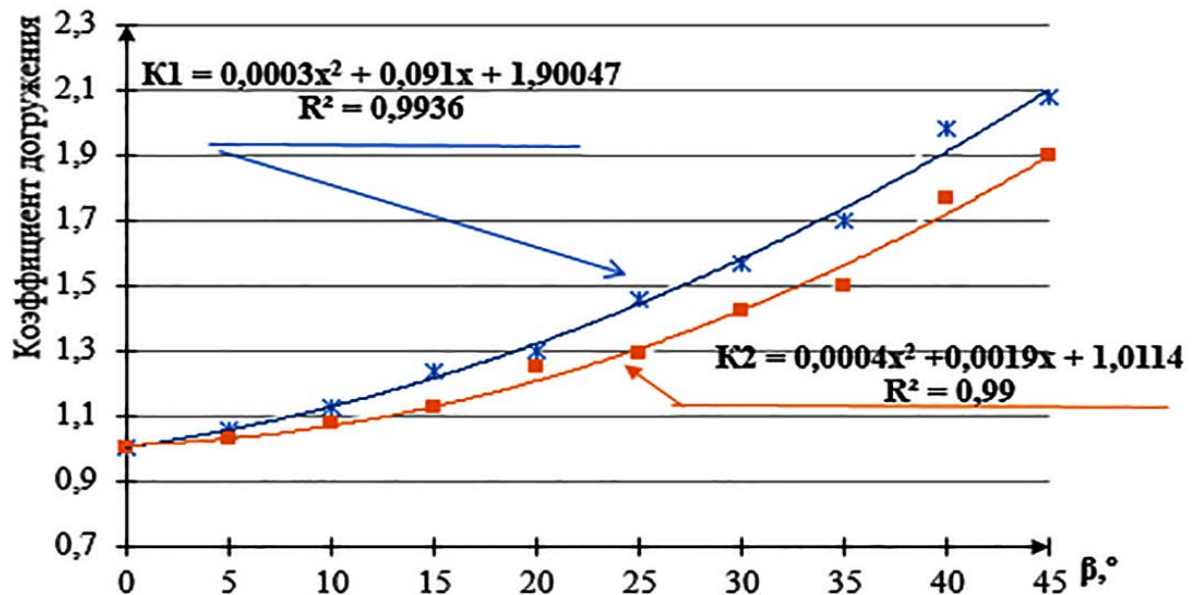
Пользуясь приведенной схемой, можно определить коэффициент догружения колеса, находящегося ниже по склону: при выключенном устройстве (2.63) и при включенном устройстве (2.64):

$$K_1 = \frac{R'_\Pi}{R_\Pi} = \frac{\frac{B}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta}{B \cos \beta} = 0,5 + \frac{h_g}{B} \operatorname{tg} \beta, \quad (2.63)$$

$$K_2 = \frac{R''_\Pi}{R_\Pi} = \frac{\left(\frac{B}{2} - \frac{(h_g - a) h \cos \alpha}{0,5l} \right) \cos \beta + h_g \sin \beta}{B \cos \beta} = \quad (2.64)$$

$$= 0,5 + \frac{h_g}{B} \operatorname{tg} \beta - \frac{(h_g - a) h \cos \alpha}{0,5lB}$$

На основании полученных выражений (2.63) и (2.64) и использования экспериментальных данных, представлены зависимости коэффициентов догружения колес, находящихся ниже по склону, от угла наклона в поперечной плоскости при выключенном и включенном устройстве (рис. 2.17).



К₁ – серийный вариант; К₂ – при включенном рамочном регуляторе нагрузки
Рисунок 2.17 – Зависимости коэффициента догружения колеса, находящегося ниже по склону, от угла наклона автомобиля

Таким образом установлено, что применение рамочного регулятора нагрузки оказывает влияние на снижение центра тяжести; позволяет регулировать величину и характер бокового увода, повышая тем самым поперечную устойчивость энергетического средства. При этом влияние предлагаемого устройства на боковой увод связано с перераспределением вертикальных реакций поверхности на колеса и их кинематические смещения.

Доказано, что изменение параметров рамочного регулятора нагрузки позволяет дополнительно повышать устойчивость энергетического средства как с учетом бокового увода при движении в поворотах, так и при движении по дорогам, имеющим высокий поперечный уклон.

Проведенные исследования расширяют как теоретический массив знаний в области процессов, взаимодействующих в конструкции автомобиля при его движении в условиях склоновых дорог, так и имеют значимую перспективу при промышленном внедрении устройств, предназначенных для как для перераспределения сцепного веса, так и собственной массы автомобиля и груза при выполнении операций транспортно-технологического обеспечения сельскохозяйственного производства.

2.5 Влияние рамочного регулятора нагрузки на формирование энергозатрат транспортного средства

Современные методы позволяют провести вычисление энергетических затрат транспортного средства с установленным устройством для перераспределения сцепного веса в движении в целях расчета производительности и экономической эффективности энергетического средства на транспортных работах при перевозке сельскохозяйственных грузов.

Прямые энергозатраты экспериментального автопоезда предлагается рассчитывать по ранее полученной формуле для серийного агрегата [38, 42, 43]:

$$E_{\text{пс}} = \frac{(\alpha_m + f_m) \cdot Q \cdot V_{\text{ср}} \cdot t \cdot \rho}{100Q} \quad (2.65)$$

где α_m – теплосодержание топлива, мДж/кг;

f_m – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты на производство топлива;

Q – линейная норма расхода топлива на 100 км пробега, л;

$V_{\text{ср}}$ – среднетехническая скорость движения, км/ч;

t – время выполнения операции, ч;

ρ – плотность топлива, кг/л;

Q – масса перевозимого груза, т.

Учитывая зависимость (2.66):

$$V_{\text{ср}} = V_{\text{т}} (1 - \delta) \quad (2.66)$$

где $V_{\text{т}}$ – теоретическая скорость движения, км/ч;

δ – величина буксования.

А также используя известную формулу [38, 42, 43] для расчета буксования (δ) серийного транспортного средства (2.67):

$$\delta_c = \frac{0,248\varphi_c}{1 - 3,077\varphi_c^3} \quad (2.67)$$

Выразим буксование серийного и экспериментального агрегата через касательную силу тяги ($P_{\text{кс}}$), коэффициент использования сцепного веса и сцепной вес (2.68), (2.69):

$$P_{\text{кс}} = \varphi_c \cdot G_{\text{сцс}}, \quad (2.68)$$

$$\varphi_c = \frac{P_{\text{кс}}}{G_{\text{сцс}}} \quad (2.69)$$

где $G_{\text{сцс}}$ – сцепной вес серийного транспортного средства Н;

φ_c – коэффициент использования сцепного веса серийного транспортного средства.

Сцепной вес экспериментального транспортного средства ($G_{\text{сцээс}}$) будет складываться из двух составляющих (2.70):

$$G_{\text{сцээс}} = G_{\text{з.в}} + N_1 \quad (2.70)$$

2 Теоретические предпосылки исследований и обоснование конструктивно-технологических параметров рамочного регулятора нагрузки

где $G_{з.в}$ – вес, приходящийся на ведущее колесо транспортного средства, Н;

N_1 – дополнительный вес, приходящийся на ведущее колесо от перераспределения нагрузки при работе устройства, Н.

Дополнительно передаваемый вес на колесо в режиме перераспределения нагрузки между движителями моста экспериментального транспортного средства равен:

$$N_1 = \left(2 - \frac{l}{2}\right) \cdot (Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3) \quad (2.71)$$

где G – вес, приходящийся на колесный мост, Н;

Q_1, Q_2, Q_3 – вес основных частей (механизмов) моста, Н;

l – общая ширина ведущего моста, м.

Тогда формула для экспериментального транспортного средства принимает вид выражения (2.72):

$$\varphi_{ээс} = \frac{P_{кээс}}{G_{з.в} + \left(2 - \frac{l}{2}\right) \cdot (Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)} \quad (2.72)$$

С учетом зависимостей (2.68), (2.70) и (2.71) получена формула расчета буксования ($\delta_{ээс}$) для экспериментального транспортного средства (2.73):

$$\delta_{ээс} = \frac{0,248 \frac{P_{кээс}}{G_{з.в} + \left(2 - \frac{l}{2}\right) \cdot (Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)}}{1 - 3,077 \left(\frac{P_{кээс}}{G_{з.в} + \left(2 - \frac{l}{2}\right) \cdot (Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)} \right)^3} \quad (2.73)$$

Следовательно, формула (2.65) для расчета прямых затрат в отношении экспериментального транспортного средства принимает вид:

$$E_{\text{пээс}} = \frac{(\alpha_m + f_m) \cdot Q \cdot V_T \left(1 - \frac{0,248 \frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.в} + \left(2 - \frac{l}{2}\right) (Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)}}{1 - 3,077 \left(\frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.в} + \left(2 - \frac{l}{2}\right) (Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)} \right)^3} \right) \cdot t \cdot \rho}{100 \cdot Q} \quad (2.74)$$

Найдем величину затрат живого труда для экспериментального транспортного средства, используя формулу для серийного транспортного средства, имеющую следующий вид:

$$E_{\text{жс}} = \frac{n_{\text{ч}} \cdot a_{\text{ж}}}{W_{\text{сэс}}} \quad (2.75)$$

где $n_{\text{ч}}$ – число операторов транспортного средства;

$a_{\text{ж}}$ – энергетический эквивалент живого труда;

$W_{\text{сэс}}$ – производительность серийного агрегата, га/ч.

На величину затрат живого труда существенное влияние оказывает производительность агрегата. Величину производительности для серийного агрегата рассчитаем по формуле (2.76), предложенной в работе [41]:

$$W_{\text{сэс}} = \frac{V_{\text{ср}} \cdot \lambda q \gamma}{L + V_{\text{ср}} \lambda t_{\text{пр}}} \quad (2.76)$$

где $V_{\text{ср}}$ – средняя техническая скорость, км/ч;

λ – коэффициент использования пробега;

q – грузоподъемность автопоезда, т;

γ – коэффициент использования грузоподъемности;

L – средняя длина груженой ездки;

$t_{\text{пр}}$ – время простоя на погрузочно-разгрузочных работах.

С учетом ранее полученных выражений (2.65), (2.68), (2.70), (2.76) определена формула для расчета производительности для экспериментального транспортного средства $W_{\text{эс}}$:

$$W_{\text{ээс}} = \frac{V_T \left(1 - \frac{0,248 \frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)}}{1 - 3,077 \left(\frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)} \right)^3} \right) \lambda q \gamma}{L + V_T \left(1 - \frac{0,248 \frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)}}{1 - 3,077 \left(\frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)} \right)^3} \right) \lambda t_{\text{пр}}} \quad (2.77)$$

Следовательно, формула (2.75) для расчета величины затрат живого труда экспериментального транспортного средства принимает вид:

$$E_{\text{жээс}} = \frac{n_{\text{ч}} \cdot a_{\text{ж}}}{V_T \left(1 - \frac{0,248 \frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)}}{1 - 3,077 \left(\frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)} \right)^3} \right) \lambda q \gamma} \cdot \frac{1}{L + V_T \left(1 - \frac{0,248 \frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)}}{1 - 3,077 \left(\frac{P_{\text{кээс}}}{G_{3.В} + \left(2 - \frac{l}{2}\right)(Q_1 + Q_2 + G + 0,5Q_3)} \right)^3} \right) \lambda t_{\text{пр}}} \quad (2.78)$$

Сравнительный анализ формул (2.65), (2.74), (2.75), (2.78), определяющих величины прямых энергетических затрат и затрат живого труда серийного и экспериментального транспортного средства, оборудованного устройством для межколесного перераспределения веса, показывает соотношения:

$$E_{\text{пс}} > E_{\text{пээс}}, \quad (2.79)$$

$$E_{\text{жс}} > E_{\text{жээс}} \quad (2.80)$$

Это обусловлено снижением величины буксования, а, следовательно, увеличением скорости движения экспериментального транспортного средства в составе автопоезда.

Выводы по разделу

1. Тяжесть и время наступления последствий события имеют обратную функциональную зависимость от времени взаимодействия устройств и конструкций, направленных на нейтрализацию последствий снижения тягово-сцепных свойств, поперечной устойчивости или кратковременного выхода из строя двигателя транспортного средства. Рассмотренные зависимости показывают, что снизить последствия от наступления события возможно за счет установки в ходовую систему дополнительного устройства, предназначенного для пассивного перераспределения весовой нагрузки в ходовой системе транспортного средства при повреждении двигателя, находящегося на одной оси или движении по склоновым поверхностям.

2. Полученные в процессе теоретических исследований зависимости позволяют математически обосновать процесс перераспределения нагрузки с вертикально-смещаемой части моста на противоположный двигатель, находящийся на одной оси, и раму транспортного средства, подтверждая гипотезу, что при внедрении в ходовую систему транспортного средства предлагаемого регулятора собственной нагрузки увеличиваются тягово-сцепные свойства и поперечная устойчивость транспортного средства.

3. Сравнительный анализ аналитически полученных выражений величин буксования, производительности, прямых энергозатрат и затрат живого труда серийного и экспериментального транспортного средства, оборудованного устройством для межколесного перераспределения веса, теоретически подтверждает эффективность предлагаемой перспективной конструкции рамочного регулятора нагрузки.

4. В целях подтверждения полученных зависимостей необходимо изготовление рамочного регулятора нагрузки по патенту РФ № 166665, его экспериментальное внедрение и опытная проверка данных при проведении эксплуатационных испытаний.

3 ПРАКТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОЛЕСНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ НА ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

3.1 Результаты экспериментальных исследований по определению перераспределения нагрузки между двигателями автомобиля

При эксплуатации автомобильного транспорта по дорогам, имеющим слабую несущую способность, а также при движении по склоновым поверхностям, с целью повышения эффективности использования энергетических средств необходимо перераспределять нагрузку между двигателями, находящимися на одной оси. Это объясняется тем, что при движении по склоновым поверхностям или при выезде с поля на дорогу необходимо обеспечить хорошую поперечную устойчивость. Поэтому необходимо устройство, которое бы способствовало догрузке двигателя, находящегося выше по склону, с целью повышения поперечной устойчивости. Это имеет значение и при движении по полю, когда несущая поверхность почвенного слоя вследствие изменения влажности не везде одинакова. Для обеспечения высоких тягово-сцепных свойств необходимо кратковременно перераспределять сцепной вес между двигателями, находящимися на одной колесной оси, на двигатель, находящийся в лучших условиях по сцеплению.

Объектами исследования выбраны следующие транспортные средства:

- 1. Автомобиль КамАЗ-5350 в серийном исполнении (рис. 3.1).*
- 2. Автомобиль КамАЗ-5350 с установленным устройством для межколесного перераспределения веса (рис. 3.2).*
- 3. Устройство для межколесного перераспределения веса – рамочный регулятор нагрузки (рис. 3.3, 3.4).*



Рисунок 3.1 – Автомобиль КамАЗ-5350 в серийном исполнении



Рисунок 3.2 – Экспериментальный автомобиль КамАЗ-5350



Рисунок 3.3 – Устройство для межколесного перераспределения веса – рамочный регулятор нагрузки

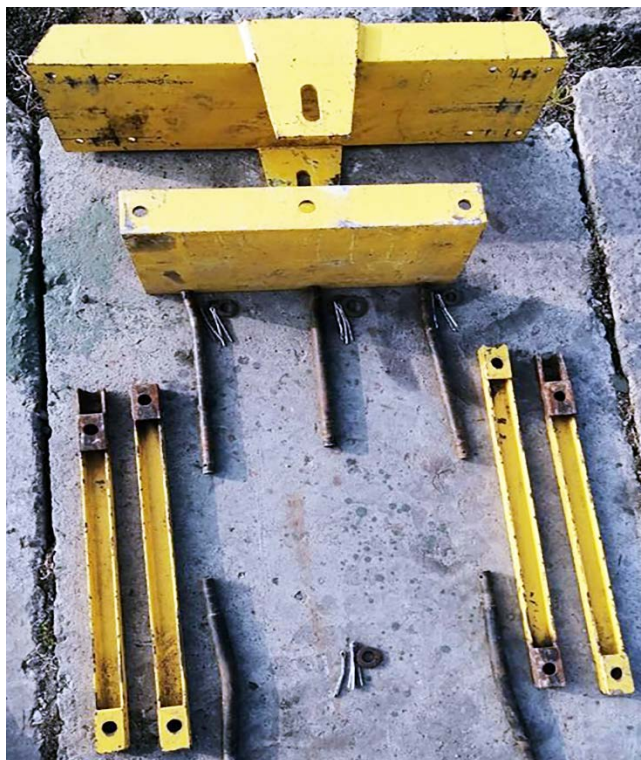


Рисунок 3.4 – Поэлементный вид рамочного регулятора нагрузки

Для перераспределения сцепного веса между движителями моста было установлено устройство, выполненное в виде конструкции, состоящей из двух реактивных штанг (рис. 3.5) с вилочными окончаниями, установленными вертикально в кронштейнах на верхней части чулка моста транспортного средства (рис. 3.6) и объединенных шарнирно с узлом коромысла (рис. 3.7), который фиксирован силовым шарниром (рис. 3.8) в опорном рычаге, смонтированном болтовым соединением в технологических отверстиях поперечной траверсы рамы (рис. 3.9) колесного транспортного средства.

Предлагаемое устройство работает следующим образом. При наезде на препятствие или проваливании автомобиля в неровности поверхности движения, мост транспортного средства производит вертикальное движение вниз; глубина проваливания части моста ограничивается длиной паза опорного рычага и отклонением узла коромысла, причем противоположная вертикально смещаемой часть моста в этот момент производит вертикальное движение

вверх. При этом происходит перераспределение весовой нагрузки с вертикально-движущейся вниз части моста через узел коромысла на опорный рычаг и поперечную траверсу рамы колесного транспортного средства, вызывая реакцию устранения силового воздействия, что ведет к выравниванию моста транспортного средства.



Рисунок 3.5 – Реактивные штанги



Рисунок 3.6 – Крепление вилочных окончаний к чулку моста



Рисунок 3.7 – Узел коромысла



Рисунок 3.8 – Шарнирное соединение узла коромысла и опорного рычага



Рисунок 3.9 – Установка опорного рычага на раме автомобиля

Экспериментальные исследования проведены в крестьянском (фермерском) хозяйстве «Заречное» Благовещенского района Амурской области в период 2019–2021 гг. в условиях дорог 4–5 технической категории на транспортных работах по доставке тарных грузов сельскохозяйственного назначения. Длина плеча подвоза составляла 5 500–15 000 м.

Экспериментальный КамАЗ-5350 в ходе проведения производственных испытаний в зимний период использовался на подвозе минеральных удобрений (рис. 3.10).



Рисунок 3.10 – Использование экспериментального автомобиля КамАЗ-5350 в ходе проведения сравнительных хозяйственных испытаний в зимний период

Для обеспечения выполнения целей исследований разработано и изготовлено перераспределяющее устройство перспективной конструкции.

Для определения оптимальных конструктивно-технологических параметров предлагаемого устройства по перераспределению веса между двигателями проведены экспериментальные исследования.

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

Измерение параметров работы предлагаемого устройства, фиксацию изменения продольных и поперечных углов агрегатов и узлов транспортного средства проводили электронными инклинометрами Absolute Digital Protractor (рис. 3.11, 3.12).



Рисунок 3.11 – Измерение угла наклона моста транспортного средства при работе устройства



Рисунок 3.12 – Измерения угла наклона платформы кузова

При проведении исследований подбиралась ровная площадка. Для этого проводился предварительный замер инклинометром и выбор площадки по

условиям ровности.

Для измерения массы транспортного средства и массы перевозимого груза использовались весы платформенные электронные для взвешивания автомобильного транспорта МВСК-10-3-А. Предел взвешивания – 10 тонн на одну ось. Основные характеристики приборного комплекса приведены в таблице 3.1. Фрагменты замеров показаны на рисунках 3.13–3.14.

Таблица 3.1 – Основные характеристики весов МВСК-10-3-А

Показатели	Значения					
Наибольший предел взвешивания, т	3	5	10	15	20	30
Наименьший предел взвешивания, т	–	0,04	0,1	0,1	0,2	0,2
Класс точности	средний III					
Дискретность отсчета (d) и цена поверочного деления (e), кг	–	2	5	5	10	10
Пределы допускаемой погрешности при первичной поверке весов, кг:						
от наименьшего предела до 500 (e) включительно	–	±2	±5	±5	±10	±10
свыше 500 (e) до 2 000 (e) включительно	–	±2	±5	±5	±10	±10
свыше 2 000 (e)	–	±4	–	±10	–	±20
Пределы допускаемой погрешности при периодической поверке весов, кг:						
от наименьшего предела до 500 (e) включительно	–	±2	±5	±5	±10	±10
свыше 500 (e) до 2 000 (e) включительно	–	±4	±10	±10	±20	±20
свыше 2 000 (e)	–	±6	–	±15	–	±30
Время установления показаний весов не более, секунд	5					
Потребляемая мощность не более, ватт-ампер	20					
Питание весов от сети переменного тока:						
напряжение, вольт	220 (+22; –33)					
частота, герц	50 (±1)					
Габаритные размеры, мм	550×750					
Вероятность безотказной работы за 2 000 часов	0,95					
Средний срок службы, лет	не менее 12					
Диапазон рабочих температур эксплуатации весов, °С	от минус 30 до 50					
Диапазон рабочих температур эксплуатации весового терминала, °С	от 5 до 40					
Относительная влажность окружающего воздуха при температуре 35 °С, %	до 80					

Пройденный путь устанавливался с помощью дополнительного прибора в виде «пятого колеса», смонтированного с использованием прерывателя-распределителя и установленного на транспортное средство (рис. 3.15). При этом за каждый оборот колеса мобильного энергетического средства датчик восемь

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

раз замыкал электрическую цепь, что фиксировалось бортовым измерительным комплексом.

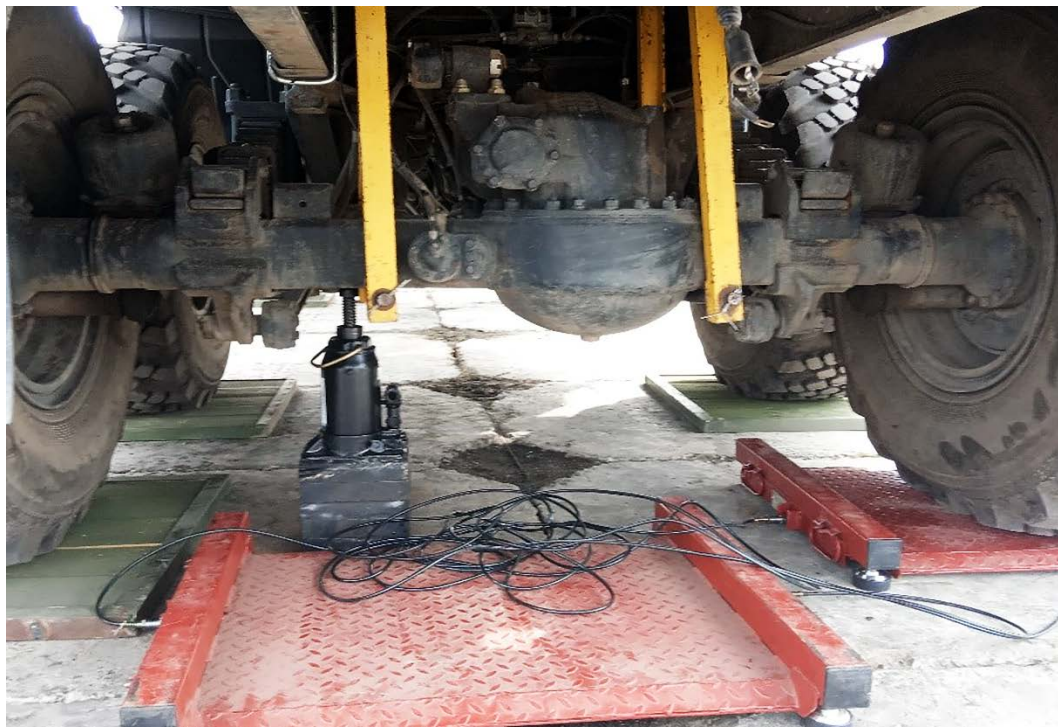


Рисунок 3.13 – Подготовка приборного комплекса к определению массы груза



Рисунок 3.14 – Измерение массы транспортного средства



Рисунок 3.15 – Путьизмерительный прибор

Пройденный за опыт путь определялся по формуле (3.1):

$$L = 2\pi \cdot r'_k \cdot n = 2\pi \cdot r'_k \cdot \frac{N}{8} \quad (3.1)$$

где n – число оборотов путьизмерительного колеса транспортного средства;
 r'_k – радиус качения путьизмерительного колеса транспортного средства, м;
 N – количество импульсов по счетчику.

Рабочая скорость транспортного средства определялась по формуле (3.2):

$$V_p = \frac{L}{t} \quad (3.2)$$

Буксование ведущих колес транспортного средства устанавливалось расчетом по формуле (3.3):

$$\sigma = \frac{V_T - V_P}{V_T} \quad (3.3)$$

Экспериментальные измерения производились методом попеременного нагружения и разгружения одной стороны заднего ведущего моста, на котором было установлено перераспределяющее устройство (рис. 3.16). При проведении исследований в качестве подъемных устройств и средств замера параметров были использованы гидравлические домкраты.

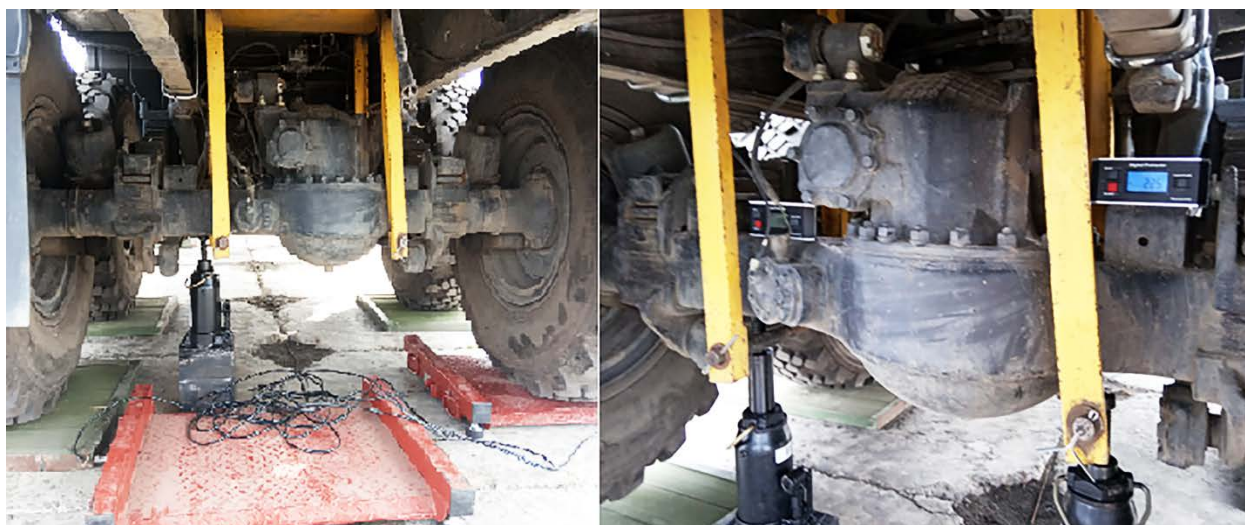


Рисунок 3.16 – Фрагмент проведения эксперимента

Для измерения перераспределяемой нагрузки на ведущие колеса энергетического средства использовались переносные подкладные весы типа RW-10(15)P, предназначенные для взвешивания энергетических средств с максимальным количеством до трех осей.

Износостойкая весовая платформа из литого алюминия, скосы из жесткой резины и датчики из нержавеющей стали способны производить взвешивание энергетического средства с осевой нагрузкой до 20 тонн. 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 весоизмерительный приборный комплекс. При взвешивании производилась установка каждой оси энергетического средства на весовых площадках. Полученные значения фиксировались на панели прибора, который располагался в салоне автомобиля, что дало возможность используемому комплексу проводить измерения непосредственно в производственных и полевых условиях. Фрагмент проведения экспериментов по перераспределению нагрузки представлен на рисунке 3.17.

При проведении исследований проверялось влияние устройства на перераспределение весовой нагрузки при поднятии и опускании одного из колес,

расположенных на одной оси. Фрагмент замеров представлен на рисунке 3.18.



Рисунок 3.17 – Фрагмент определения нагрузки на движители транспортного средства



Рисунок 3.18 – Фрагмент проведения испытаний

Результаты проведенных исследований по перераспределению веса на опоры заднего и переднего моста автомобиля в зависимости от высоты подъема колеса представлены на рисунках 3.19, 3.20.

Полученная зависимость (рис. 3.19) может быть описана уравнением: для серийного автомобиля (3.4), для экспериментального автомобиля (3.5):

$$y = 0,156x + 9,26 \quad (3.4)$$

$$y = -0,0007x^2 + 0,0453x + 9,3343 \quad (3.5)$$

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

Полученная зависимость (рис. 3.20) может быть описана полиномиальным уравнением: для серийного автомобиля (3.6), для экспериментального автомобиля (3.7):

$$y = -0,0157x^2 + 0,6603x + 18,024 \quad (3.6)$$

$$y = -0,0009x^2 + 0,1991x + 17,927 \quad (3.7)$$

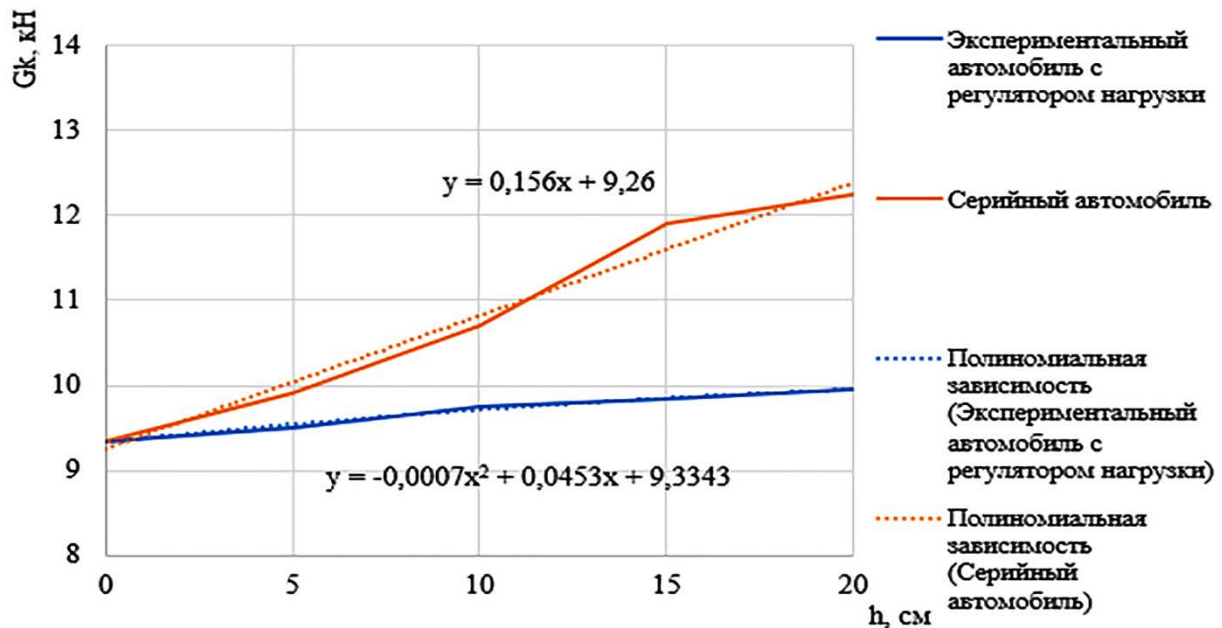


Рисунок 3.19 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правое заднее колесо, от высоты подъема левого заднего колеса

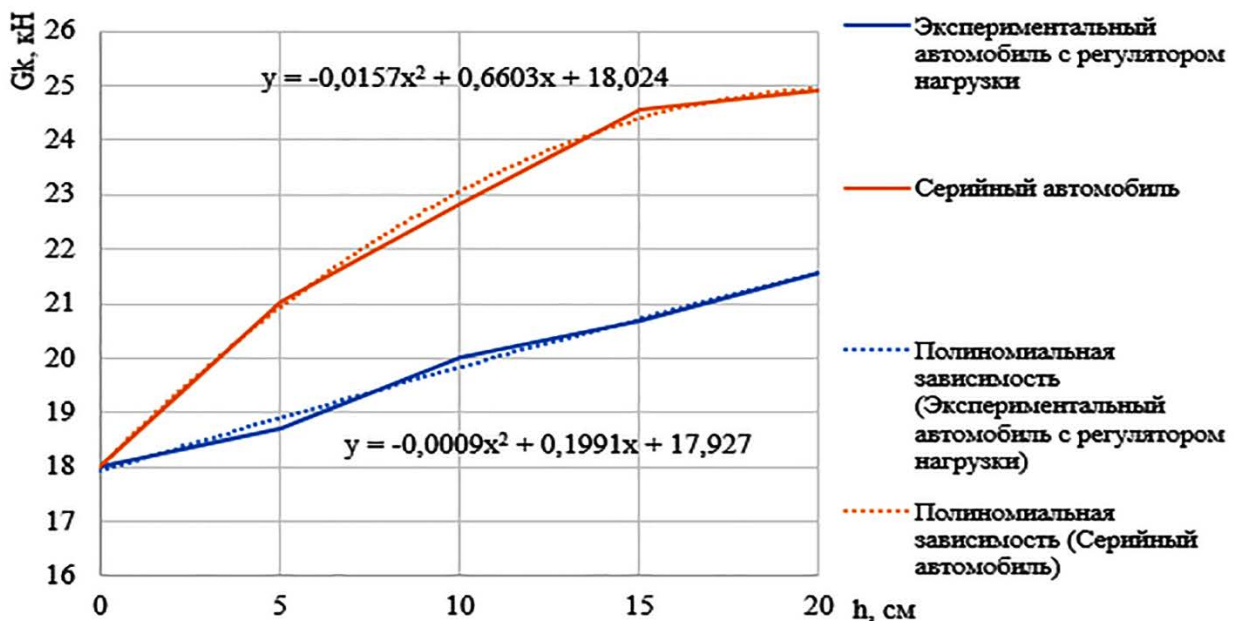


Рисунок 3.20 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правое переднее колесо, от высоты подъема левого заднего колеса

Как показали проведенные исследования, при подъеме левого заднего колеса (наезд на препятствие или движение по склону) произошло перераспределение нагрузки между колесами автомобиля.

Так, при подъеме колеса (рис. 3.19) от 0 до 0,2 м, весовая нагрузка, приходящаяся на заднее правое колесо, изменилась как у серийного, так и у экспериментального автомобиля: у серийного – с 0,950 до 1,251 кН, у экспериментального – с 0,945 до 1,020 кН, то есть соответственно на 31,7 и 7,4 %.

Изменение весовой нагрузки переднего правого колеса (рис. 3.20) соответственно составило 28,9 и 21,8 %. Полученные данные подтверждают снижение весовой нагрузки на колесо, находящееся ниже по склону, что позволяет повысить поперечную устойчивость автомобиля при движении по склону или при наезде на препятствие.

Представляет определенный интерес рассмотрение процесса изменения нагрузки в зависимости от угла наклона заднего ведущего моста. Результаты исследований представлены на рисунках 3.21, 3.22.

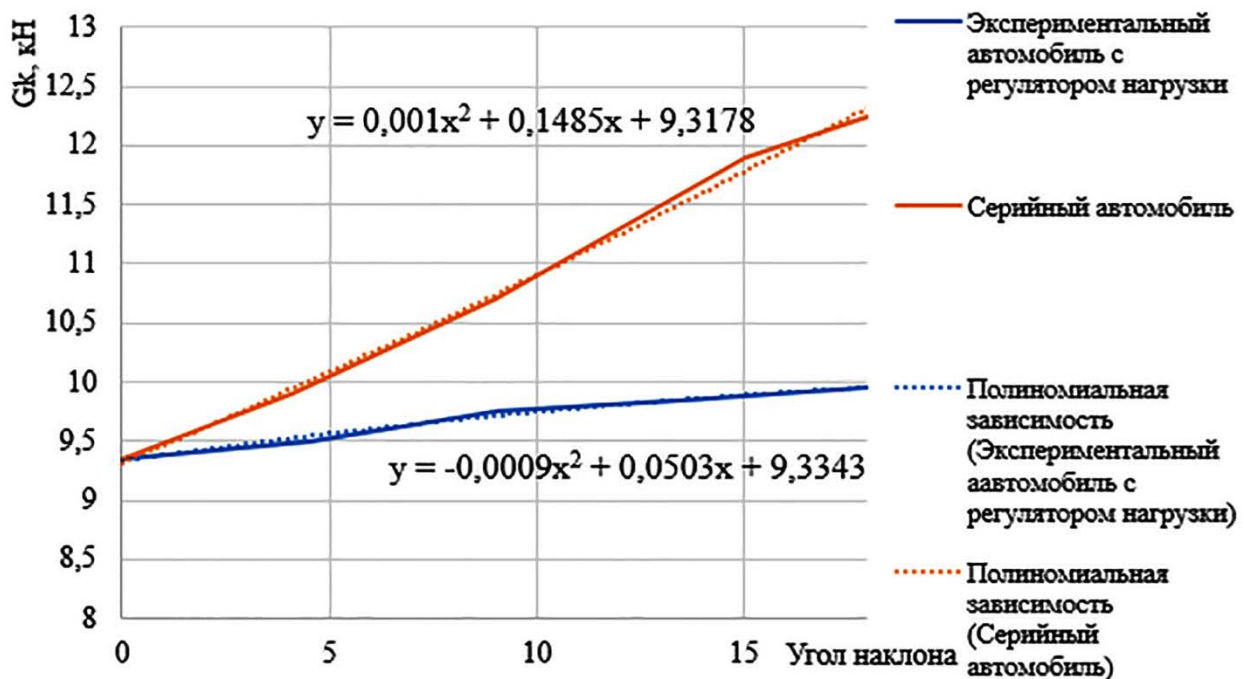


Рисунок 3.21 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правое заднее колесо, от угла наклона заднего моста

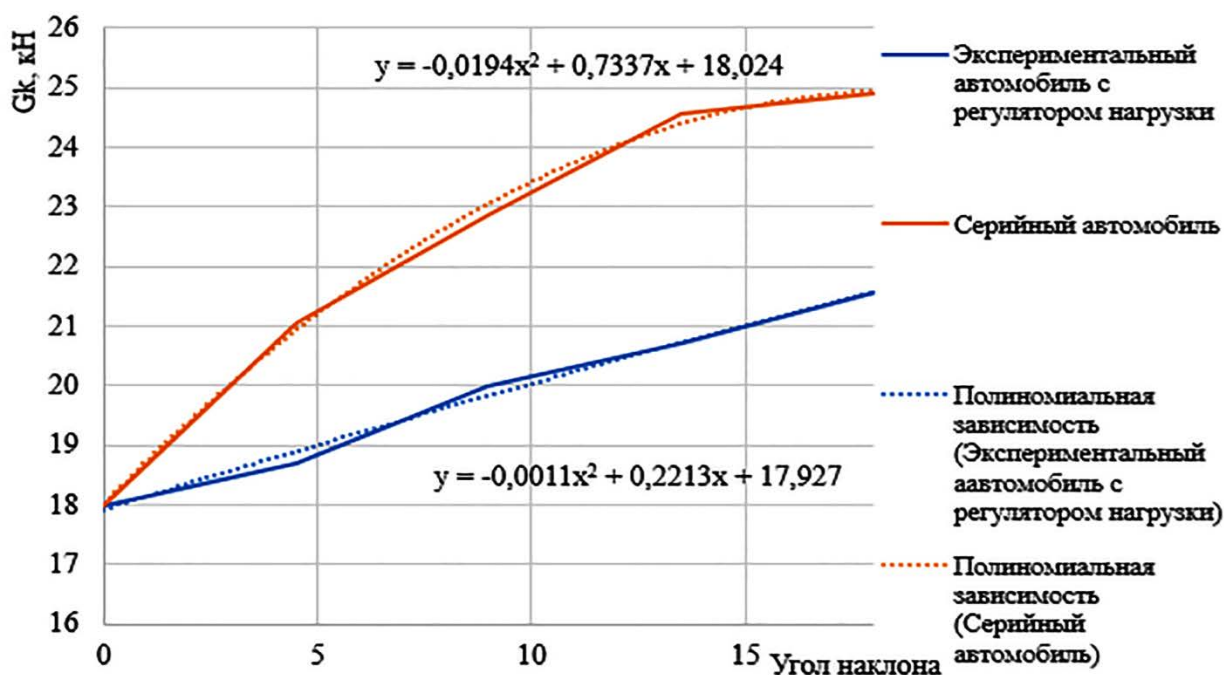


Рисунок 3.22 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правое переднее колесо, от угла отклонения заднего моста

Как видно из полученных данных, при изменении отклонения заднего ведущего моста также произошло изменение весовой нагрузки. При этом у экспериментального автомобиля изменение нагрузки на левую сторону ниже в сравнении с серийным, что также говорит об увеличении поперечной устойчивости автомобиля.

Кроме этого, проведены исследования по влиянию предлагаемого устройства на перераспределение нагрузки при опускании заднего левого колеса в случае его проваливания в выбоину, повреждения или прокола. Результаты представлены на рисунках 3.23, 3.24.

Установлено, что при увеличении высоты опускания движителя происходит перераспределение нагрузки как у серийного, так и у экспериментального автомобиля. Так, при опускании левого заднего колеса произошло увеличение нагрузки на правое заднее колесо у серийного автомобиля – с 1,0 до 1,2 кН, у экспериментального – с 10 до 15 кН, то есть перераспределение нагрузки со-

ставило соответственно 20 и 50 %. Это говорит о том, что использование предлагаемого устройства позволяет уменьшить нагрузку у колеса, находящегося в худших условиях сцепления с поверхностью, в случае проваливания в выбоину или прокола за счет перераспределения веса в ходовой части автомобиля.

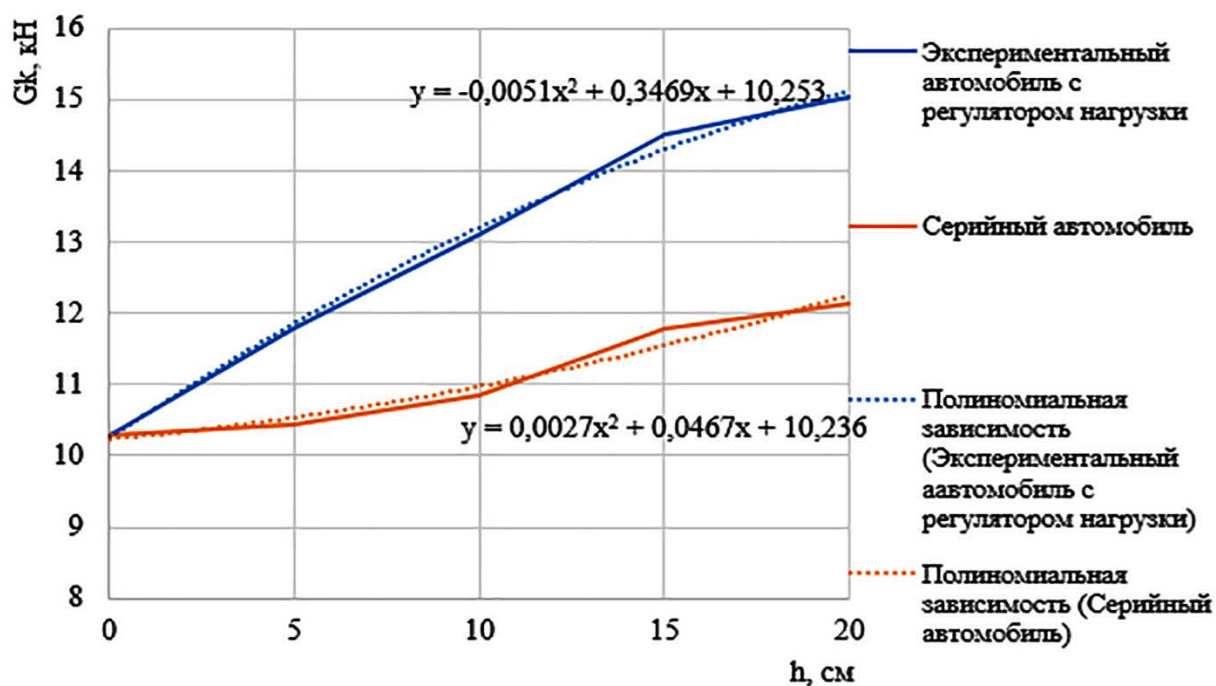


Рисунок 3.23 – Зависимость нагрузки, приходящейся на центральную ось, от глубины опускания движителя заднего моста

Результаты исследований по влиянию изменения угла наклона моста при попадании колеса в выбоину или при выходе колеса из строя (прокол) приведены на рисунке 3.24. Нами установлено, что при изменении угла наклона корпуса заднего ведущего моста также произошло изменение весовой нагрузки. При этом у экспериментального автомобиля изменение нагрузки выше по сравнению с серийным, что позволяет разгрузить движитель, находящийся в худших условиях.

Экспериментальные показатели по осям автомобиля в обобщенном виде представлены на рисунке 3.25.

Сходимость теоретических и экспериментальных исследований приведена на рисунке 3.26.

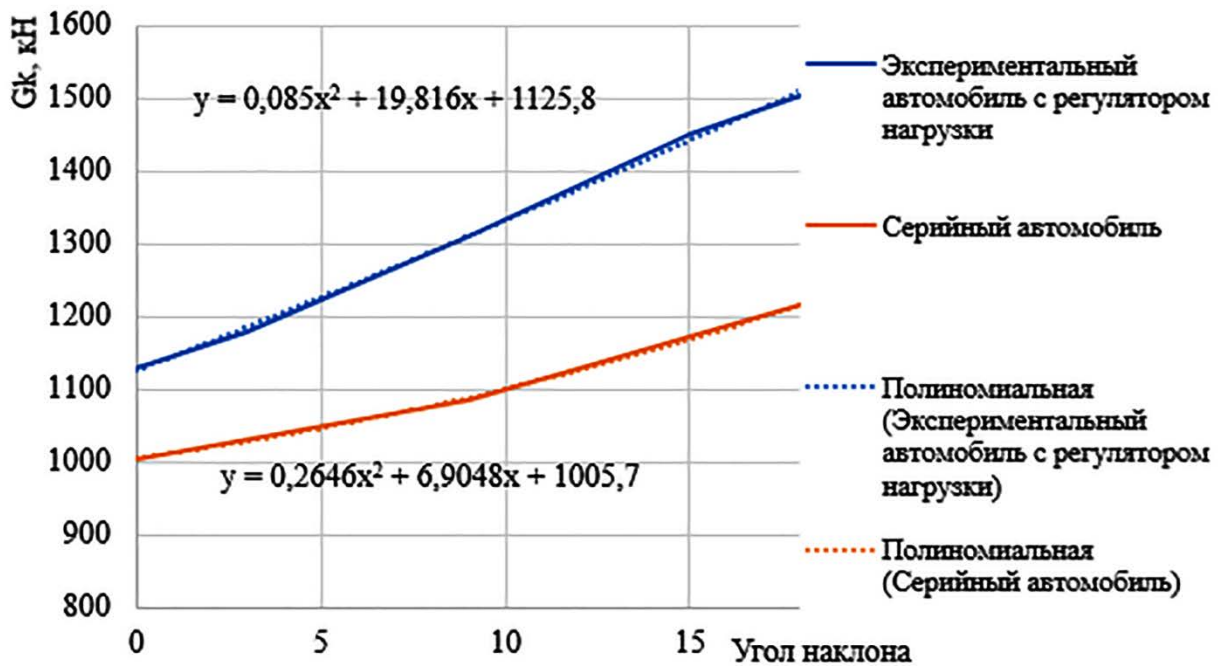


Рисунок 3.24 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правое заднее колесо, от угла наклона моста

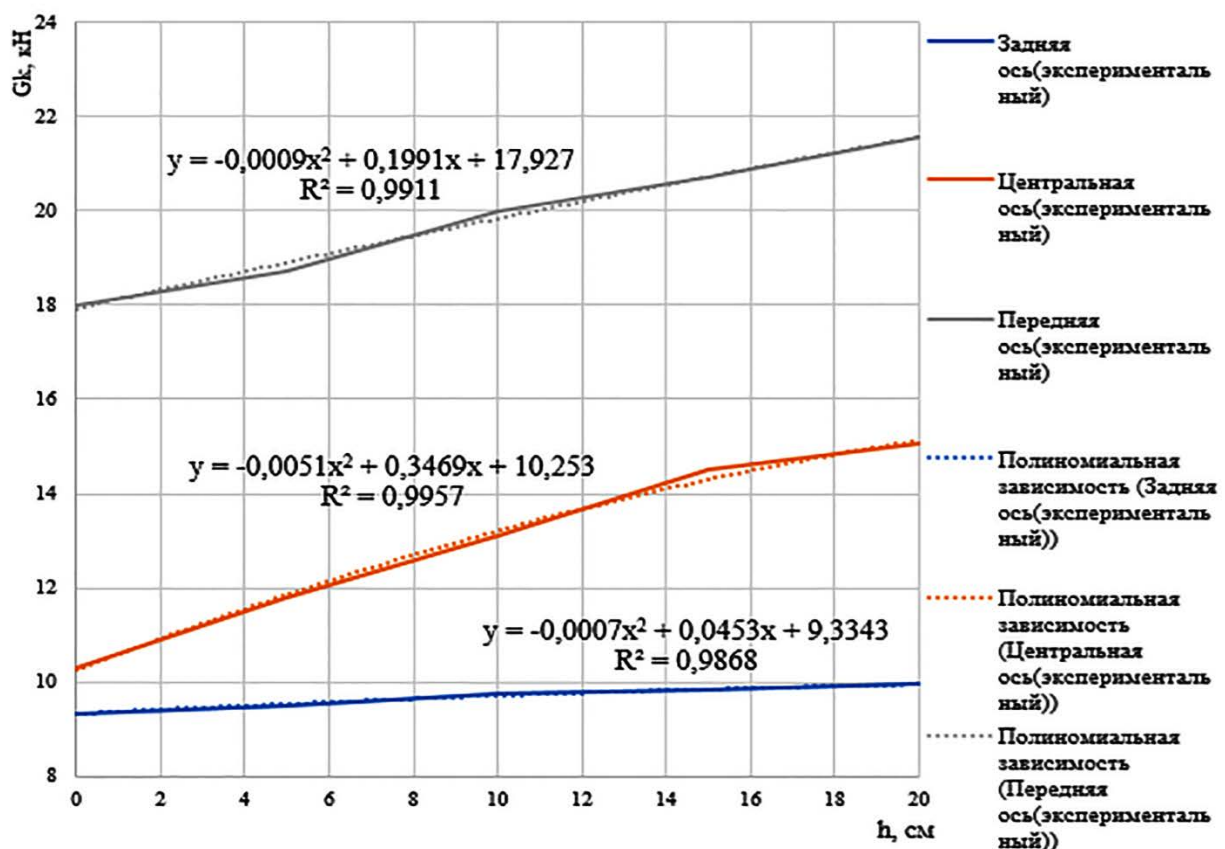


Рисунок 3.25 – Обобщенные экспериментальные показатели по осям автомобиля

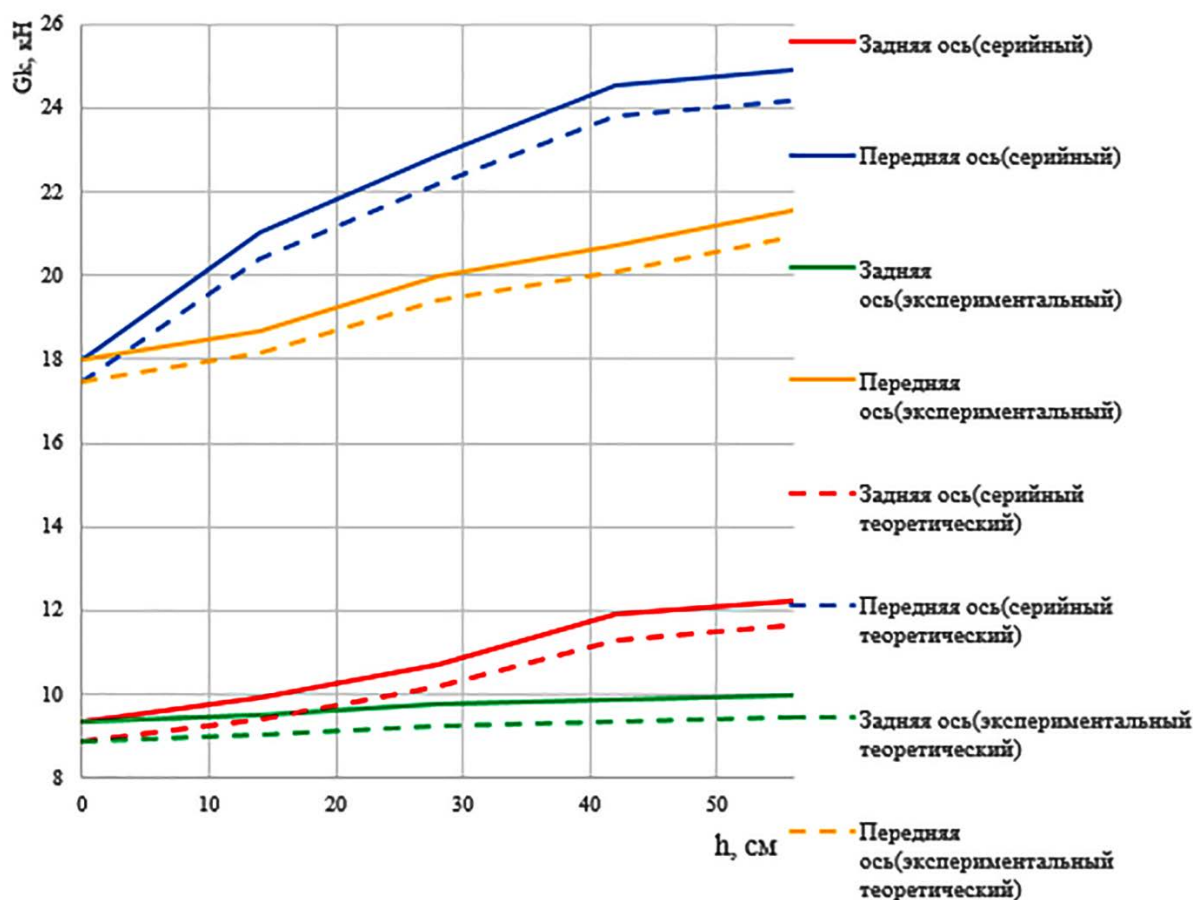


Рисунок 3.26 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правые колеса, от высоты подъема левого заднего колеса

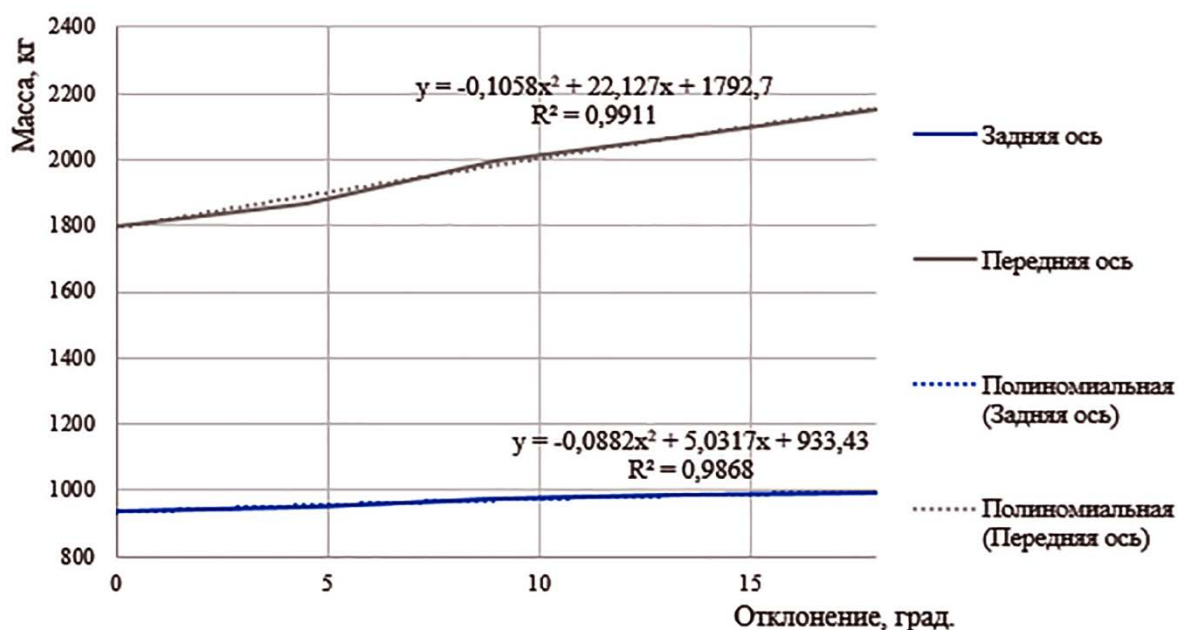


Рисунок 3.27 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правые колеса осей автомобиля, от угла наклона моста

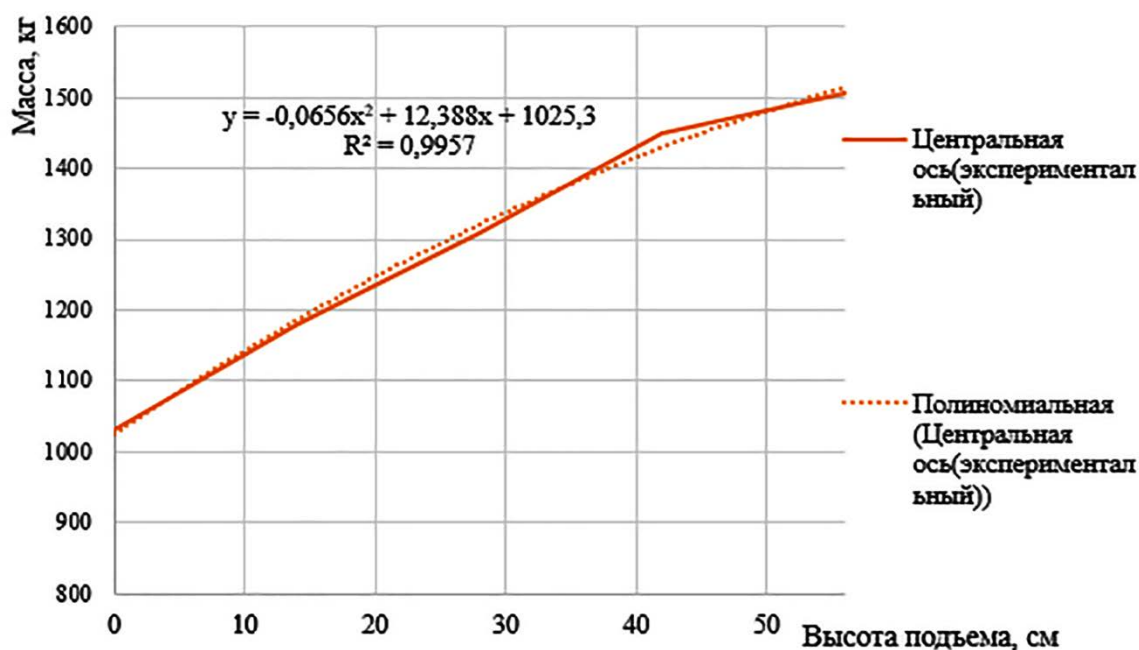


Рисунок 3.28 – Зависимость нагрузки, приходящейся на правое колесо центральной оси, от высоты подъема моста

Анализируя полученные данные (рис. 3.25), можно сделать вывод, что теоретические и экспериментальные результаты находятся в пределах доверительного интервала, и таким образом можно говорить о достоверности проведенных исследований.

Результаты экспериментов по влиянию угла наклона заднего моста на перераспределение нагрузки по осям приведены на рисунках 3.27–3.28.

3.2 Результаты экспериментальных исследований по обоснованию конструктивно-технологических параметров устройства

Нами проведены исследования по определению влияния конструктивно-технологических параметров устройства (рамочный регулятор нагрузки) на перераспределение веса между движителями, находящимися на одной оси.

Измерение вышеназванных параметров проводилось тензометрической аппаратурой, смонтированной на автомобиле, а также передвижной лабораторией, размещенной на базе автомобиля ГАЗЕЛЬ ГАЗ-2705 (рис. 3.29, 3.30), с

переносными подкладными весами RW-10(15)P, предназначенными для взвешивания энергетических средств с максимальным количеством до трех осей.



Рисунок 3.29 – Общий вид лаборатории с подкладными весами

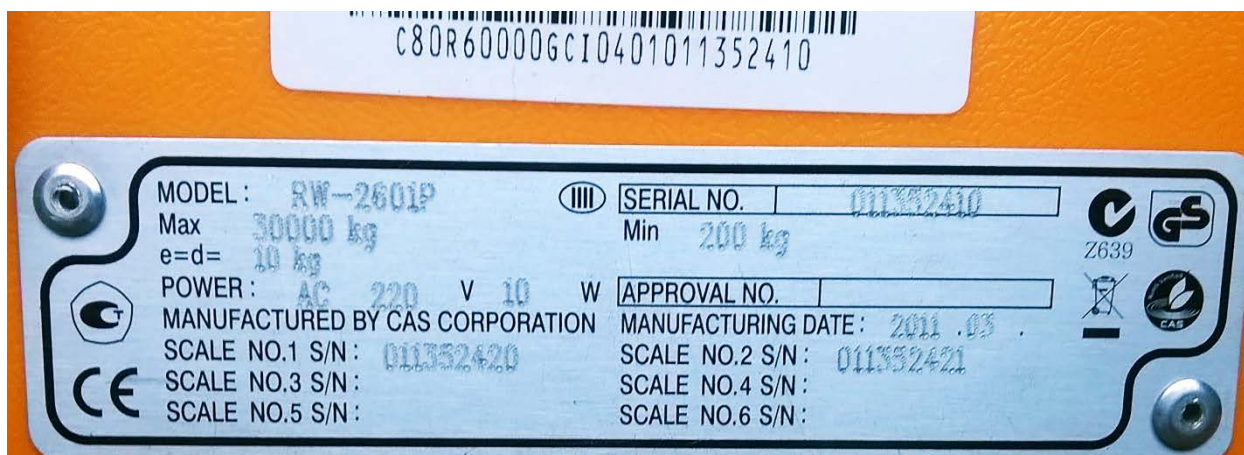


Рисунок 3.30 – Основные характеристики измерительного комплекса лаборатории и шифр тензометрических характеристик

Все используемые приборы внесены в Государственный реестр средств измерений и проходят регулярную ежегодную поверку.

Результатом исследований являются данные, представленные на рисунке 3.31. Анализируя показатели экспериментальных исследований совместного влияния зависимостей от расстояния крепления регулятора (d), от центра приложения веса Q_3 и высоты смещения моста (y) установлено, что на изменение

реакции гладкой поверхности (R_1) наибольшее воздействие оказывают обе изменяемые величины.

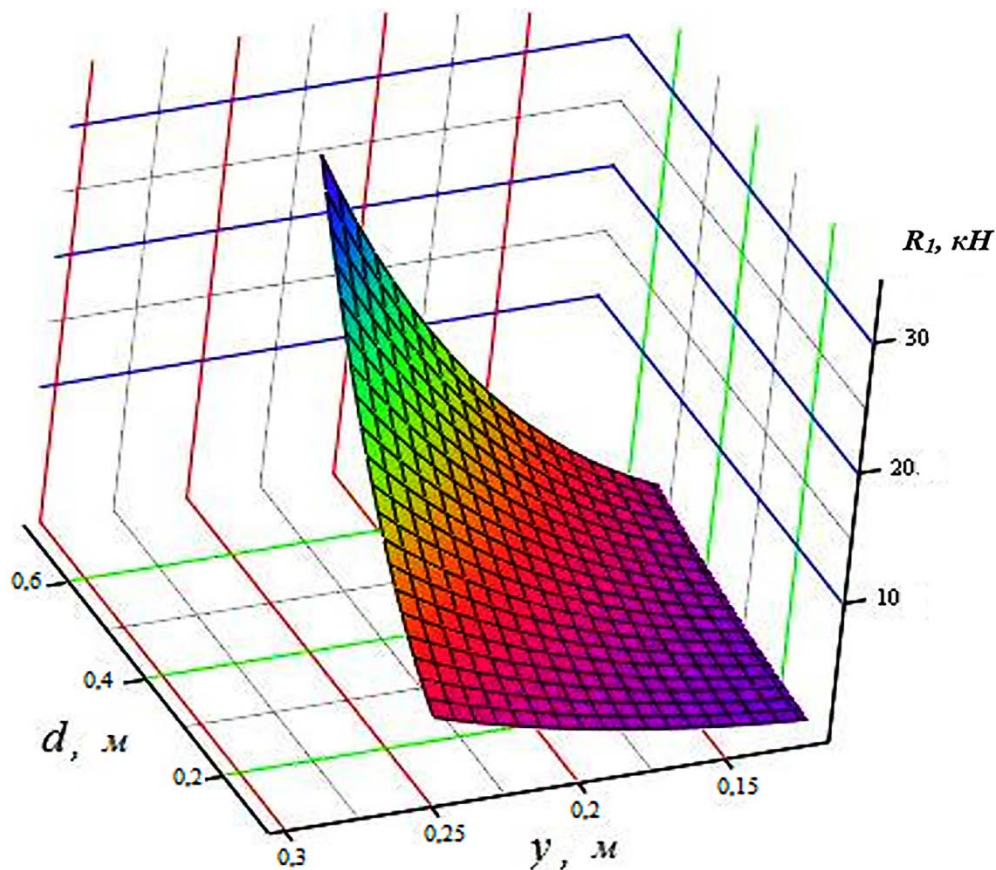


Рисунок 3.31 – Зависимости перераспределения веса (R_1) со смещаемой части моста от конструктивно-технологических параметров устройства (экспериментальная)

Реакция гладкой поверхности для автомобиля КамАЗ-5350 максимальна при достижении: $y = 0,27$ м, $d = 0,6$ м. При этом произошло перераспределение веса в параметрах 3 000 кг – 30 кН с противоположно-расположенного движителя, что позволило увеличить опорную поверхность движителя автомобиля – автошины марки 425/85R21 на 22 %.

Теоретические данные и экспериментальные результаты находятся в пределах допустимого расхождения, что говорит о достоверности проведенных исследований и верности математического расчетного аппарата.

3.3 Результаты экспериментальных исследований

по определению влияния габарита моста

на коэффициент стабилизации поперечной нагрузки

Для определения эффективности работы предлагаемого устройства по перераспределению веса между движителями, находящимися на одной оси, проведены экспериментальные исследования. В ходе исследований наибольший интерес представлял поперечный габарит моста (ширина).

Для оценки эффективности работы предлагаемого устройства предложен коэффициент стабилизации (3.8):

$$K_{\text{пу}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{с}}} = \left(\frac{2 - l}{2} \right) \quad (3.6)$$

где l – поперечный габарит моста автомобиля, м;

$Q_{\text{м}}$ – весовая нагрузка, приходящаяся на колесо с установленным устройством, кН;

$Q_{\text{с}}$ – весовая нагрузка, приходящаяся на колесо без установленного устройства, кН.

Коэффициент стабилизации поперечной нагрузки позволяет оценить эффективность работы устройства (рамочный регулятор нагрузки) в зависимости от поперечного габарита моста. Предлагаемое устройство может быть установлено на любом транспортном средстве и поэтому необходимо заранее знать, насколько оно будет эффективно по перераспределению веса между движителями, находящимися на одной оси.

При этом предлагаемый коэффициент показывает, как изменяется нагрузка на колесо, находящееся ниже по склону, в зависимости от поперечного габарита моста.

С целью определения влияния поперечного габарита моста на коэффициент стабилизации поперечной нагрузки были проведены экспериментальные исследования, результаты которых представлены на рисунке 3.32.

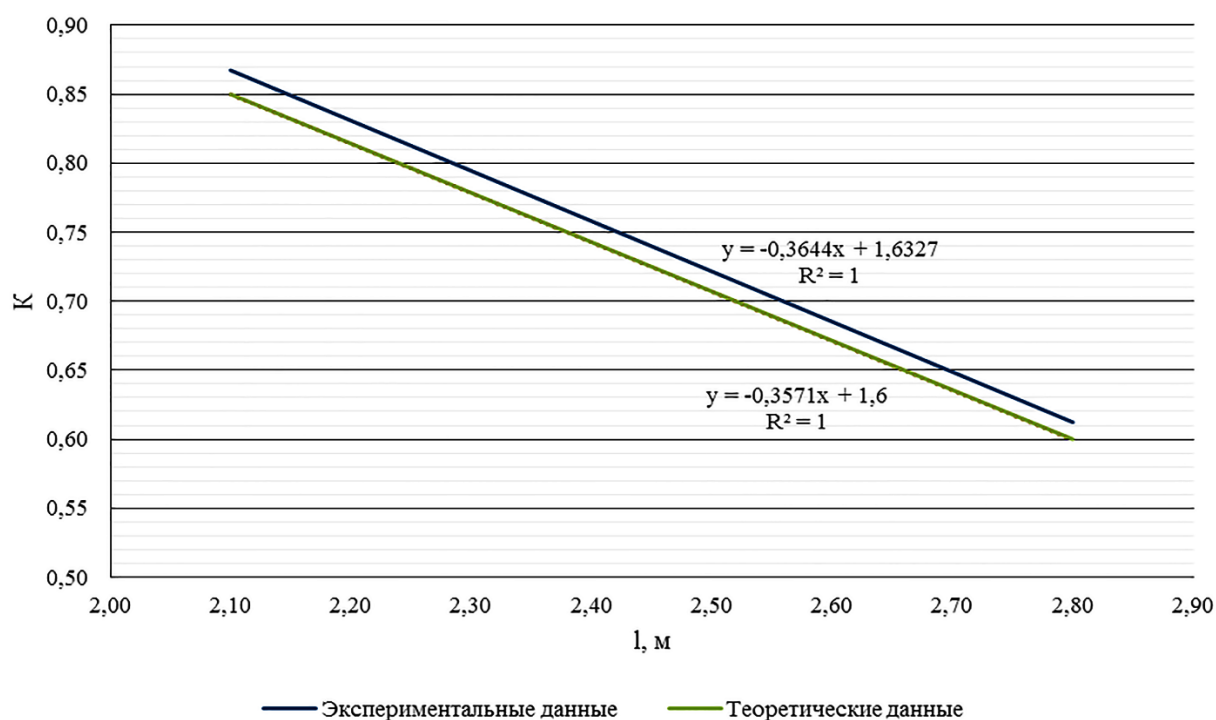


Рисунок 3.32 – Зависимость коэффициента стабилизации поперечной нагрузки от поперечного габарита моста

Как показали экспериментальные исследования (рис. 3.32), при увеличении поперечного габарита моста коэффициент стабилизации поперечной устойчивости снижается. Так, при увеличении поперечного габарита моста с 2,2 до 2,8 м коэффициент снизился с 0,87 до 0,62.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

- 1) с увеличением поперечного габарита моста коэффициент стабилизации поперечной устойчивости снижается;
- 2) предлагаемое устройство для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси, наиболее эффективно при установке на энергетические средства с поперечным габаритом моста 2,1 м;
- 3) теоретические и экспериментальные данные находятся в пределах допустимого расхождения, что говорит о достоверности проведенных исследований.

3.4 Результаты исследований по определению влияния наклона поверхности на коэффициент догружения колеса, находящегося ниже по склону

Исследованиями установлено, что эффективность использования транспортных средств на склоновых поверхностях значительно снижается по сравнению с движением по горизонтальным поверхностям. Энергетическое средство очень часто теряет возможность передвигаться по поверхности из-за невозможности преодоления уклона без опасности переворачивания. Для увеличения устойчивости, управляемости и маневренности необходимо снизить зависимость энергетического средства от угла наклона поверхности. С этой целью предлагается использовать специальное устройство, которое позволяет перераспределять вес между движителями, находящимися на одной оси.

При движении по склоновым поверхностям происходит перераспределение веса между движителями, находящимися на одной оси. При этом необходимо отметить, что его увеличение приходится на колесо, находящееся ниже по склону. В результате происходит разгрузка колеса, находящегося выше по склону, что приводит к снижению поперечной устойчивости энергетического средства.

Во втором разделе нами были получены математические зависимости, позволяющие определить коэффициент догружения колеса, находящегося ниже по склону. С целью определения влияния предлагаемого устройства (рамочного регулятора нагрузки) для перераспределения веса между движителями энергетического средства, находящимися на одной колесной оси, были проведены экспериментальные исследования. Их результаты представлены на рисунке 3.33.

В результате исследований установлено, что с увеличением угла наклона автомобиля происходит увеличение веса на колесо, находящееся ниже по

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

склону, как у серийного энергетического средства, так и у экспериментального с установленным регулятором нагрузки (рис. 3.33).

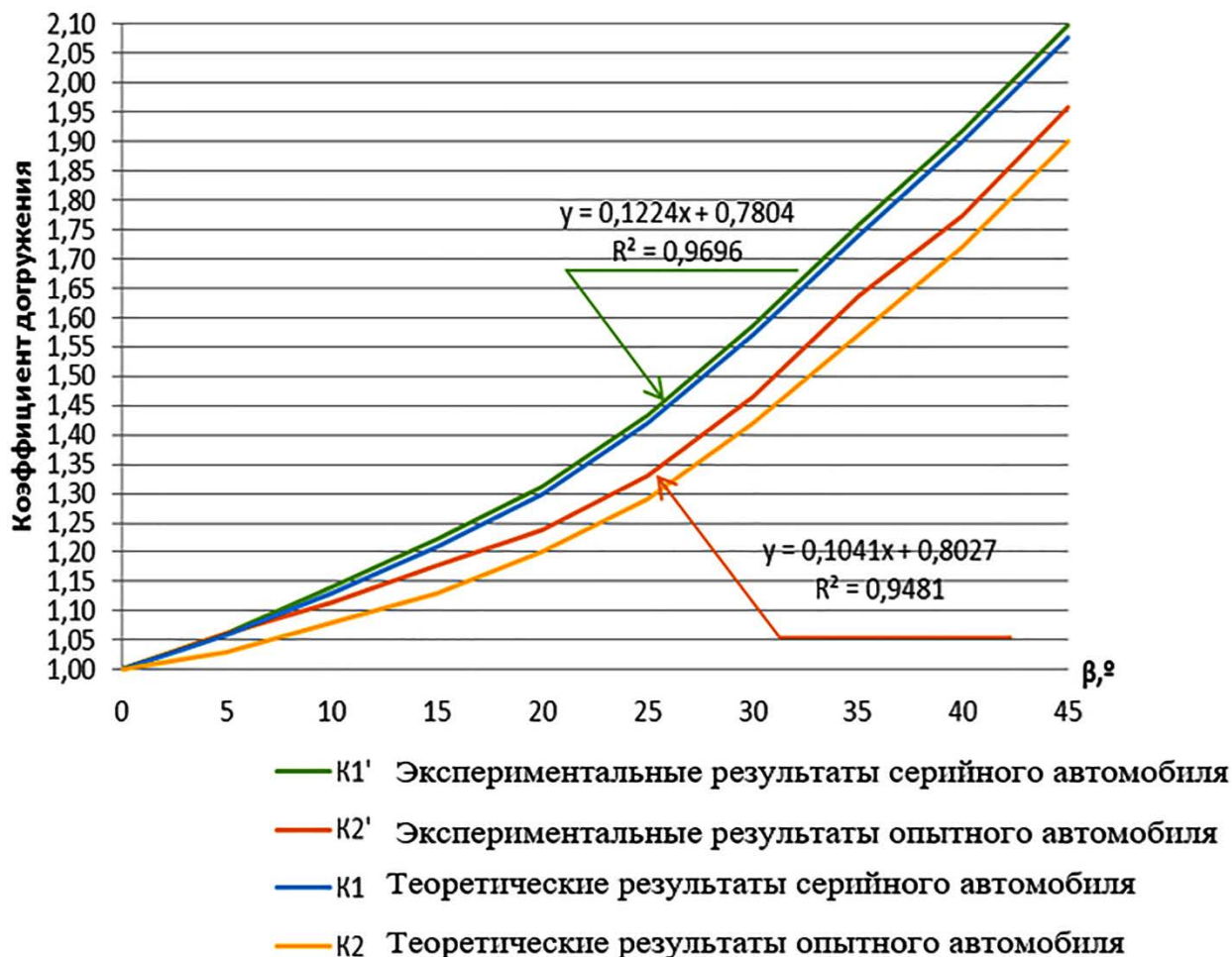


Рисунок 3.33 – Зависимость коэффициента догружения колеса, находящегося ниже по склону, от угла наклона автомобиля

Так, при увеличении угла наклона автомобиля от нуля до 20 градусов коэффициент догружения колеса, находящегося ниже по склону, увеличился у серийного автомобиля от 1 до 1,3, а у автомобиля, с установленным устройством для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси, с 1 до 1,25. Таким образом, установлено, что установка на автомобиль устройства для перераспределения сцепного веса между колесами, находящимися на одной оси, позволило снизить коэффициент догружения на 6 %.

Теоретические данные и экспериментальные результаты находятся в пределах допустимого расхождения, что говорит о достоверности исследований.

3.5 Результаты сравнительных хозяйственных испытаний транспортного средства с регулятором нагрузки на транспортных работах

При эксплуатационно-технологической оценке транспортных средств определяют следующие показатели:

- 1) производительность за один час основного времени;
- 2) производительность за один час технологического и сменного времени;
- 3) производительность за один час эксплуатационного времени;
- 4) удельный расход топлива (газ, электроэнергия и др.) за сменное время;
- 5) число обслуживающего персонала;
- 6) коэффициенты технологического обслуживания, надежности технологического процесса, использования технологического времени, использования сменного времени;
- 7) скорость движения с грузом и без груза; средняя техническая скорость;
- 8) коэффициент использования номинальной грузоподъемности.

Производительность за один час основного времени i -й контрольной смены (в тоннах или тонно-километрах), вычисляют по формуле (3.7) [22–24]:

$$W_{oi} = \frac{F_i}{T_{\phi 1i}} \quad (3.7)$$

где F_i – объем работы за i -ю контрольную смену, т (т·км);

$T_{\phi 1i}$ – фактическое основное время за i -ю контрольную смену, ч.

Объем работы за i -ю контрольную смену (в тоннах и тонно-километрах) вычисляют соответственно по формулам (3.8) и (3.9):

$$F_i = G_i, \quad (3.8)$$

$$F'_i = G_i \cdot I_{\text{тр}} \quad (3.9)$$

где G_i – масса перевезенного груза за i -ю контрольную смену, т;

$I_{\text{тр}}$ – расстояние транспортировки груза, км.

Производительность за один час основного времени за период контрольных смен (в тоннах или тонно-километрах) вычисляют по формуле (3.10):

$$W_o = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n W_{oi} \quad (3.10)$$

где n – число контрольных смен.

Производительность за один час технологического времени (в тоннах или тонно-километрах) вычисляют по формуле (3.11):

$$W_{\text{тех}} = W_o \cdot K_{\text{тех}} \quad (3.11)$$

где $K_{\text{тех}}$ – коэффициент использования технологического времени за период контрольных смен.

Производительность за один час сменного времени (в тоннах или тонно-километрах) вычисляют по формуле (3.12):

$$W_{\text{см}} = W_o \cdot K_{\text{см}} \quad (3.12)$$

где $K_{\text{см}}$ – коэффициент использования сменного времени за период контрольных смен.

Производительность за один час эксплуатационного времени в тоннах вычисляют по формуле (3.13) и в тонно-километрах по формуле (3.14):

$$W_{\text{эк}} = W_o \cdot \left(\frac{1}{K_{\text{см}}} + \frac{1}{K_{\text{г}}} - 1 \right)^{-1}, \quad (3.13)$$

$$W'_{\text{эк}} = W_{\text{см}} \cdot K_{\text{г}} \quad (3.14)$$

где $K_{\text{г}}$ – коэффициент готовности.

Нами выполнялись исследования по расходу топлива. Один из распространенных вариантов контроля расхода топлива – использование дополнительных датчиков уровня топлива. Датчики монтируются на транспортное средство и измеряют текущий уровень топлива в баке. Они имеют высокую точность – порядка одного процента. Наиболее распространенным типом датчиков уровня топлива являются емкостные датчики.

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

С целью определения эффективности использования транспортного средства с рамочным регулятором нагрузки для перераспределения веса на транспортных работах в условиях недостаточных тягово-сцепных свойств были проведены сравнительные хозяйственные испытания в реальных условиях эксплуатации. Для сравнения брался серийный автомобиль КамАЗ-5350 с колесной формулой 6К6 и экспериментальный автомобиль КамАЗ-5350 с рамочным регулятором нагрузки.

Сравнение было выполнено методом хронометражных наблюдений за работой транспортных агрегатов. Основная цель указанных наблюдений – определение основных параметров, которые характеризуют эффективность работы. В таблице 3.2 приведены сравнительные хозяйственные испытания экспериментального автомобиля КамАЗ-5350 с рамочным регулятором нагрузки на транспортных работах по перевозке песчано-гравийной смеси.

Таблица 3.2 – Результаты сравнительных хозяйственных испытаний

Показатели	КамАЗ-5350	
	серийный	экспериментальный (с рамочным регулятором нагрузки)
Длина плеча подвоза, м	5500	5500
Длина поворотов, м	365	365
Грузоподъемность теоретическая, т	10	10
Грузоподъемность фактическая, т	9,1	10,2
Скорость движения по прямой, м/с	16,0	17,5
Скорость движения на поворотах, м/с	12,0	13,5
Расход топлива, л/км	0,47	0,41
Производительность в час времени движения, т·км	50,1	56,1
Коэффициент использования времени движения	0,93	0,93

Полученные результаты показывают, что использование экспериментального автомобиля КамАЗ-5350 с рамочным регулятором нагрузки позволило повысить производительность за час времени движения на 11,9 % и снизить расход топлива на 14,6 % по сравнению с серийным КамАЗ-5350.

3.6 Результаты экспериментальных исследований

по определению коэффициента использования времени смены

Одним из основных показателей, определяющих эффективность работы транспортных средств, является коэффициент использования времени смены. Для его определения необходимо пользоваться ГОСТ 24059–2017 «Техника сельскохозяйственная. Транспортные и погрузочные средства».

Согласно государственного стандарта, при проведении хронометража рабочего времени необходимо фиксировать следующие показатели:

- 1) основное время (время движения с грузом);
- 2) вспомогательное время: на переезд от агрегата к агрегату, переезды на рабочем месте, на погрузку и разгрузку, движения без груза;
- 3) время на ежесменное техническое обслуживание и заправку топливом;
- 4) время перевода в рабочее и транспортное положение;
- 5) время на агрегатирование;
- 6) время на проведение наладки и регулирования;
- 7) время на устранение нарушений технологического процесса;
- 8) время на устранение технического отказа.

Одним из показателей, влияющих на величину коэффициента использования времени смены, выступает время на устранение технического отказа.

Данный показатель оказывает существенное влияние при работе транспортных средств на почвах с низкой несущей способностью. Наиболее часто встречаемым техническим отказом при вывозе урожая с поля является прокол колеса. Произвести замену колеса в полевых условиях при слабой несущей способности – процесс очень трудоемкий, так как при этой операции необходимо вывешивать транспортное средство. При этом для увеличения опорной поверхности следует подкладывать под домкрат подручные средства, которые

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

не всегда имеются в комплекте запасных частей. При этом происходят нарушения и уплотнения поверхностного слоя почвы, что приводит к необходимости проведения дополнительных операций по устранению переуплотнения. Очень часто для решения обозначенной проблемы транспортное средство эвакуируют на твердую поверхность, на край поля или на дорогу с помощью другого автомобиля или трактора.

Одним из способов решения этой проблемы, как указывалось ранее, является перераспределение нагрузки с вышедшего из строя движителя на противоположный или другую ось транспортного средства. Это позволит автомобилю выехать с поля и произвести замену в более благоприятных условиях.

Как показали экспериментальные исследования, предлагаемое приспособление позволяет продолжить движение даже без одного движителя, сохраняя при этом допустимые показатели для движения автомобиля (рис. 3.35).



Рисунок 3.35 – Фрагмент проведения экспериментальных исследований по проверке работоспособности регулятора нагрузки (профильный и фронтальный вид)

При проведении экспериментальных исследований по определению времени на устранение технического отказа были рассмотрены три варианта:

- 1) замена двигателя в поле в условиях низкой несущей способности почвы;
- 2) замена двигателя при транспортировке с поля другим энергетическим средством;
- 3) замена двигателя на краю поля при установленном устройстве для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси.

Результаты хронометражных наблюдений по замене двигателя на краю поля при установленном устройстве для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси, представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты хронометражных наблюдений по замене поврежденного двигателя на краю поля

Перечень работ	Время
<i>Снятие колеса</i>	
Снятие домкрата со штатного места и установка его под ось поврежденного колеса	1 минута 30 секунд
Извлечение со штатного места инструмента	1 минута
Снятие запасного колеса со штатного места	12 минут 35 секунд
Снятие поврежденного колеса	11 минут 50 секунд
<i>Общее время</i>	<i>26 минут 15 секунд</i>
<i>Ремонт поврежденного колеса</i>	
Снятие борта шины с конической полки замочного кольца	4 минуты
Снятие замочного кольца монтировкой	2 минуты
Вынимание бортового кольца и переворот колеса	1 минута 40 секунд
Снятие борта шины с обода	17 минут 35 секунд
Вынимание флиппера и камеры	5 минут 45 секунд
Ремонт камеры	20 минут (с засыханием клея)
Накачка колеса до уровня нормы	4 минуты 55 секунд
Сбор в обратной последовательности	29 минут 25 секунд
<i>Общее время</i>	<i>93 минуты 40 секунд</i>
<i>Установка колеса</i>	
Установка запасного колеса на место поврежденного	12 минут 50 секунд
Установка на место запасного колеса поврежденного	12 минут 35 секунд
Опускание домкрата и его уборка на штатное место, протягивание гайки колеса	2 минуты 45 секунд
<i>Общее время</i>	<i>27 минуты 30 секунд</i>

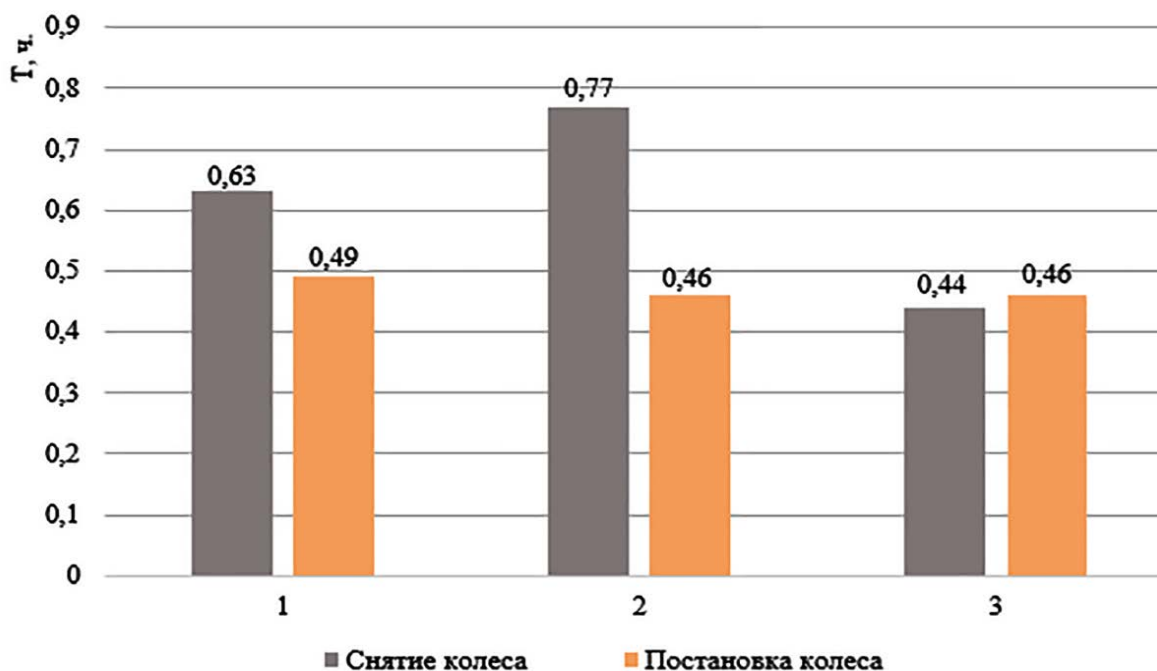
3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

Как показали результаты исследований, время на снятие колеса составило 26 минут 15 секунд, время на установку – 27 минут 30 секунд.

При замене движителя в поле в условиях низкой несущей способности почвы потребовалось дополнительное время для обеспечения устранения продавливания домкратом почвы за счет увеличения площади опоры. Время для снятия колеса составило 37 минут 42 секунды, время на установку – 29 минут 36 секунд.

Замена движителя при транспортировке с поля другим энергетическим средством увеличилась на 20 минут 32 секунды, то есть на время подъезда другого энергетического средства и время на транспортировку на конец поля.

Полученные результаты приведены в виде диаграммы на рисунке 3.36.



- 1 – замена движителя в поле в условиях низкой несущей способности почвы;
2 – замена движителя при эвакуации с поля другим энергетическим средством;
3 – замена движителя на краю поля при установленном регуляторе нагрузки

Рисунок 3.36 – Время на устранение технического отказа

Как показали исследования, самое меньшее время на устранение технического отказа по замене движителя на краю поля при установленном устройстве для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной

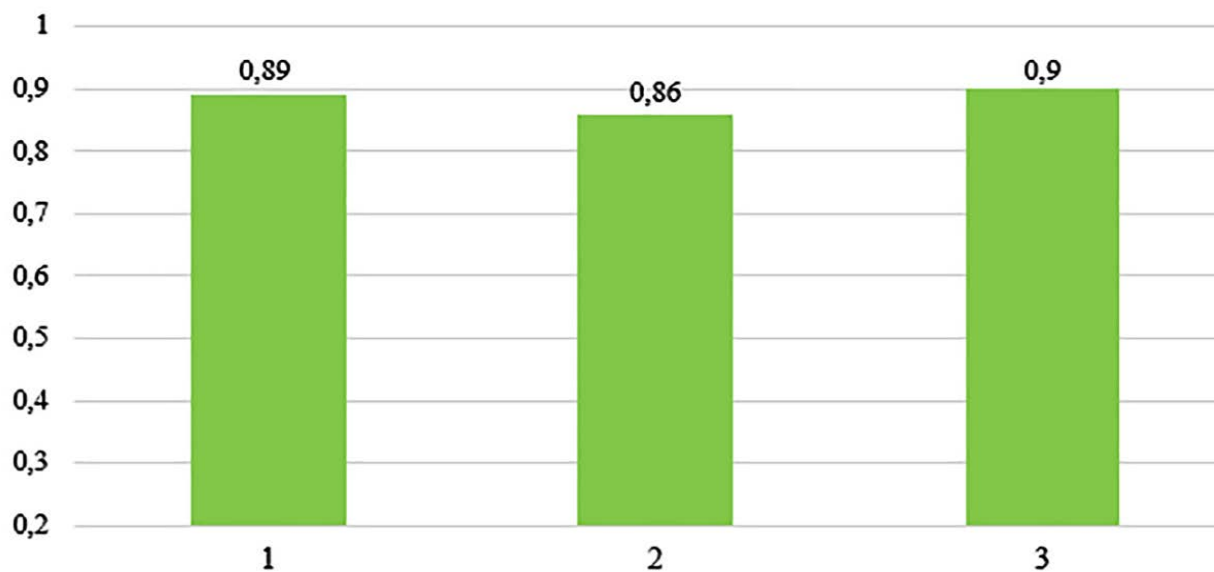
оси. Оно составило 0,9 часа.

Чаще всего при оценке эффективности работы энергетического средства используют коэффициент использования времени смены, который зависит от коэффициента надежности технологического процесса за контрольную смену, который вычисляют по формуле (3.15):

$$K_{41i} = \frac{T_{н1i}}{T_{н1i} + T_{н41i}} \quad (3.15)$$

где $T_{н41i}$ – время устранения нарушения технологического процесса, приведенное к нормативной продолжительности смены за i -ю контрольную смену, ч.

Результаты экспериментальных исследований по определению коэффициента надежности технологического процесса представлены на рисунке 3.37.



- 1 – замена двигателя в поле в условиях низкой несущей способности почвы;
2 – замена двигателя при эвакуации с поля другим энергетическим средством;
3 – замена двигателя на краю поля при установленном регуляторе нагрузки

Рисунок 3.37 – Результаты исследований по определению коэффициента надежности технологического процесса

Как показали исследования, наибольший коэффициент надежности технологического процесса составил у автомобиля с установленным устройством для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси, который составил 0,9.

3 Практическое решение технической задачи повышения эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах

Проведение производственных испытаний всегда сопровождается рядом неизбежных ошибок, среди которых наиболее распространены случайные, систематические и грубые ошибки.

При обработке полученных данных и обосновании аналитических выводов необходимо брать во внимание лишь те результаты опытов, в которых не содержатся грубые и систематические односторонние ошибки.

При обработке полученных результатов исследований учитывали относительную суммарную погрешность. Например, при определении скорости движения суммарная погрешность будет состоять из следующих составляющих:

$$\Pi = \Pi_d + \Pi_{\Pi} + \Pi_k + \Pi_{обр} \quad (3.16)$$

где Π_d – относительная погрешность, допущенная при тарировки датчика оборотов колеса;

Π_{Π} – относительная погрешность из-за относительной неровности поверхности;

Π_k – относительная погрешность регистрирующего прибора бортового измерительного комплекса;

$\Pi_{обр}$ – относительная погрешность при обработке данных.

Аналогичным образом находили погрешность при определении других параметров, представленных в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Суммарные относительные ошибки прямых и косвенных измерений

Замеряемые величины	Относительная ошибка, %
Масса перевозимого груза	3,9–4,7
Масса транспортного средства	4,2–4,5
Буксование	4,1–4,4
Теоретическая скорость движения	4,3–4,5
Рабочая скорость движения	3,1–3,7
Время опыта	3,8–4,2
Нагрузка на движитель	4,1–4,4
Угол наклона	3,9–4,2

Все методы математико-статистического анализа условно делятся на первичные и вторичные. Первичными называют методы, с помощью которых

можно получить показатели, непосредственно отражающие результаты производимых в эксперименте измерений. Вторичными называют методы статистической обработки, с помощью которых на базе первичных данных выявляют скрытые в них статистические закономерности.

К первичным методам статистической обработки относят, например, определение выборочной средней величины, выборочной дисперсии, выборочной моды и выборочной медианы. В число вторичных методов обычно включают корреляционный анализ, регрессионный анализ, методы сравнения первичных статистик у двух или нескольких выборок.

При статистической обработке результатов измерений с целью нахождения закона распределения экспериментальных данных необходимо построить соответствующую модель теоретического закона распределения на основе сопоставления эмпирической модели известным законам распределения. Эта задача решается с помощью критерия согласия Пирсона χ^2 .

Применение критерия χ^2 осуществляется по следующему алгоритму:

1. По экспериментальным данным при выборке проводится оценка параметров нормального закона распределения:

1) среднего арифметического значения серии измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.17)$$

где x_i – значение измеряемой величины;
 n – число выборки.

2) дисперсии:

$$S^2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (3.18)$$

2. Вычисляются теоретические частоты n'_i :

$$\begin{aligned} n'_i &= \frac{nh}{S} \varphi(u_i) \\ u_i &= \frac{x_i - \bar{x}}{S}; \varphi(u_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-u^2}{2}} \end{aligned} \quad (3.19)$$

где h – шаг (разность между соседними вариантами);
 S – выборочное среднее квадратичное отклонение.

Значения u_i ; $\varphi(u_i)$ находятся по таблице.

Полученные частоты n'_i округляются до целых значений.

3. Определяется мера расхождения эмпирического и теоретического распределения χ_0^2 :

$$\chi_0^2 = \sum_{i=1}^l \frac{(n_i - n'_i)^2}{n'_i} \quad (3.20)$$

4. Число степеней свободы k вычисляется по формуле (3.21):

$$k = s - r = s - 3 \quad (3.21)$$

где s – число интервалов вариационного ряда;

r – сумма числа параметров теоретического закона распределения, учитывающая параметры нормального распределения, определенные в пункте 1 (равна трем).

5. Выбирается уровень надежности α .

6. По найденному числу степеней свободы k и уровню надежности α , пользуясь таблицей «Критические точки распределения», определяется критическое значение $\chi_{кр}^2$.

7. Если $\chi_0^2 < \chi_{кр}^2$ – гипотеза о нормальном распределении исследуемого признака подтверждается. Если $\chi_0^2 > \chi_{кр}^2$ – гипотеза о нормальном распределении исследуемого признака отвергается.

В случае ограниченного объема выборки определяется степень точности и надежности оценок математического ожидания m и среднеквадратичного отклонения σ .

По выборочной средней $\bar{x}$ и выборочному среднеквадратичному отклонению S находятся доверительные интервалы по формулам:

1) для математического ожидания:

$$\bar{x} - \frac{S}{\sqrt{n}} t_{\alpha} < m < \bar{x} + \frac{S}{\sqrt{n}} t_{\alpha} \quad (3.22)$$

где t_{α} – коэффициент Стьюдента;
 α – надежность.

2) для среднего квадратического отклонения:

$$S(1 - q) < \sigma < S(1 + q) \quad (3.23)$$

где q – табличное значение величины, соответствующей n и α .

С учетом числе степеней свободы k и уровня надежности α , пользуясь таблицей «Критические точки распределения», определяется критическое значение $\chi_{кр}^2$.

Если $\chi_0^2 < \chi_{кр}^2$ – гипотеза о нормальном распределении исследуемого признака подтверждается. Если $\chi_0^2 > \chi_{кр}^2$ – гипотеза о нормальном распределении исследуемого признака отвергается.

Выводы по разделу

1. При подъеме левого заднего колеса (наезд на препятствие или движение по склону) произошло перераспределение нагрузки между колесами автомобиля. При подъеме колеса от 0 до 0,2 м весовая нагрузка, приходящаяся на заднее правое колесо, изменилась у серийного автомобиля с 9,50 до 12,51 кН, у экспериментального – с 9,45 до 10,20 кН, то есть соответственно на 31,7 и 7,4 %. Изменение весовой нагрузки переднего правого колеса соответственно составило 28,9 и 21,8 %. Полученные данные подтверждают снижение весовой

нагрузки на колесо, находящееся ниже по склону, что позволяет повысить поперечную устойчивость автомобиля при движении по склону или при наезде на препятствие.

2. При увеличении высоты опускания движителя происходит перераспределение нагрузки у серийного и экспериментального автомобиля. Так, при опускании левого заднего колеса произошло увеличение нагрузки на правое заднее колесо у серийного автомобиля с 10 до 12 кН, у экспериментального – с 10 до 15 кН (на 20 и 50 %). Таким образом, использование предлагаемого устройства позволяет уменьшить нагрузку у колеса, находящегося в худших условиях сцепления с поверхностью, в случае проваливания в выбоину или прокола.

3. Анализ совместного влияния зависимостей от расстояния крепления регулятора (d), от центра приложения веса (Q_3) и высоты смещения моста (y) показывает, что на изменение реакции гладкой поверхности (R_1) наибольшее воздействие оказывают обе изменяемые величины. Реакция гладкой поверхности для автомобиля КамАЗ-5350 максимальна при достижении параметров: $y = 0,27$ м, $d = 0,6$ м. При этом произошло перераспределение веса в параметрах 3 000 кг – 30 кН с противоположно-расположенного движителя, что позволило увеличить опорную поверхность движителя автомобиля – автошины марки 425/85R21 на 22 %.

4. С увеличением поперечного габарита моста коэффициент стабилизации поперечной устойчивости снижается. При этом предлагаемое устройство для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси, наиболее эффективно при установке на энергетические средства с поперечным габаритом моста 2,1 м.

5. С увеличением угла наклона автомобиля происходит увеличение веса на колесо, находящееся ниже по склону, как у серийного энергетического средства, так и у экспериментального с установленным регулятором нагрузки.

Так, при увеличении угла наклона автомобиля от нуля до 20 градусов коэффициент догружения колеса, находящегося ниже по склону, увеличился у серийного автомобиля от 1 до 1,3; у автомобиля с установленным устройством для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси, – от 1 до 1,25. Таким образом, установка на автомобиль устройства для перераспределения сцепного веса между колесами, находящимися на одной оси, позволила снизить коэффициент догружения на 6 %.

6. Использование экспериментального автомобиля КамАЗ-5350 с рамочным регулятором нагрузки позволило повысить производительность в час времени движения на 11,9 % и снизить расход топлива на 14,6 % по сравнению с серийным КамАЗ-5350.

7. Данными хронометражного наблюдения установлено, что самое наименьшее время на устранение технического отказа по замене поврежденного двигателя на краю поля при установленном устройстве для перераспределения веса между колесами, находящимися на одной оси (0,92 часа). При этом наибольший коэффициент надежности технологического процесса составил у экспериментального автомобиля с установленным регулятором нагрузки; он оказался равным 0,9.

4 ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРОВЕДЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для оценки эффективности проведенных исследований в настоящее время существуют множество методик и положений, которые позволяют все-сторонне оценить проведенную работу [52–55]. В тоже время каждая из них имеет свои достоинства и недостатки.

Использование классической общепринятой методики, где в качестве аргумента выступает денежный (рублевый) эквивалент позволяет наглядно оценить экономических эффект выполненных исследований. Однако для оценки и достоверности проведенных исследований необходимо проведение финансового анализа за период не менее трех лет. В настоящее время за эти три года, в связи с действием рыночных механизмов экономики, достаточно быстро изменяются ценовые параметры, зависящие не только от внутреннего потребительского спроса, но и мировой рыночной конъюнктуры, что не позволит дать объективную оценку исследованиям, так как вводит необходимость корректирования исходных данных с учетом инфляционных и прочих воздействующих параметров. Таким образом, получаемый результат не всегда отвечает условиям достоверности и объективности.

Также существует другая *методика оценки проведенных исследований, предполагающая топливо-энергетическую оценку*, которая не зависит от изменения ценовых показателей. В этой связи данная методика будет использована в нашей работе. Методика предложена Федеральным научным агроинженерным центром (ВИМ) [52–55].

При проведении оценки в качестве сравнения берутся полные энергозатраты, которые складываются из следующих основных составляющих:

- 1) прямые затраты энергии;
- 2) энергозатраты живого труда;

3) удельная энергоемкость.

Согласно методике [52–55], при проведении транспортных работ энергетическим средством определим указанные показатели.

Прямые затраты энергии:

$$E_{\Pi} = H_T(a_T + f_T) \quad (4.1)$$

где H_T – расход топлива, кг/т·км;

a_T – теплосодержание топлива, МДж/кг;

f_T – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты энергии на производство топлива, МДж/кг.

Энергозатраты живого труда:

$$E_{\text{ж}} = \frac{n_{\text{ч}} \cdot a_{\text{ж}}}{W_{\text{см}}} \quad (4.2)$$

где $n_{\text{ч}}$ – число основных работников, чел.;

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

$W_{\text{см}}$ – производительность, т·км/ч.

Удельная энергоемкость в расчете на один час работы энергетического средства:

$$E_T = \frac{A_{\text{тр}} \cdot M_T(a_T + a_{\text{ТК}} + a_{\text{ТТ}})}{100T_{\text{н}}} \quad (4.3)$$

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

M_T – масса энергетического средства, кг;

$a_T, a_{\text{ТК}}, a_{\text{ТТ}}$ – отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонты энергетического средства, %;

$T_{\text{н}}$ – годовая загрузка энергетического средства, ч.

Удельная энергоемкость прицепа:

$$E_{\text{м}} = \frac{A_{\text{м}} \cdot M_{\text{м}}(a_{\text{м}} + a_{\text{мТ}})}{100T_{\text{нм}}} \quad (4.4)$$

где $A_{\text{м}}$ – энергетический эквивалент прицепа средства, МДж/кг;

$M_{\text{м}}$ – масса прицепа, кг;

$a_{\text{м}}, a_{\text{мТ}}$ – отчисления на реновацию, текущий ремонт прицепа, %;

$T_{\text{нм}}$ – годовая загрузка прицепа, ч.

Суммарная энергоемкость энергетического средства и прицепа в расчете на один гектар:

$$E_{\text{ТМ}} = \frac{E_{\text{Т}} + E_{\text{М}}}{W_{\text{СМ}}} \quad (4.5)$$

Совокупность или полные энергозатраты:

$$E_{\text{ТП}} = E_{\text{П}} + E_{\text{Ж}} + E_{\text{ТМ}} \quad (4.6)$$

Экономия полных энергозатрат:

$$\Delta E_{\text{ТП}} = E_{\text{ТПП}} - E_{\text{ТНБ}} \quad (4.7)$$

где $E_{\text{ТПП}}$ – совокупные энергозатраты новой машины, МДж/га;

$E_{\text{ТНБ}}$ – совокупные энергозатраты базовой машины, МДж/га.

Используя приведенную методику, произведем расчеты эффективности использования автомобиля КамАЗ-5350 с рамочным регулятором и серийного автомобиля КамАЗ-5350.

Для серийного автомобиля КамАЗ-5350:

1. $E_{\text{П}} = 0,47 \times (42,7 + 10) = 24,769$ МДж/т·км
2. $E_{\text{Ж}} = 1 \times 1,26 / 182 = 0,007$ МДж/т·км
3. $E_{\text{Т}} = 20750,92 \times (10 + 15) / 100 \times 4056,58 = 1,279$ МДж/т·км
4. $E_{\text{ТП}} = 24,769 + 0,007 + 1,279 = 26,055$ МДж/т·км

Для экспериментального автомобиля КамАЗ-5350:

1. $E_{\text{П}} = 0,41 \times (42,7 + 10) = 21,607$ МДж/т·км
2. $E_{\text{Ж}} = 1 \times 1,26 / 194 = 0,006$ МДж/т·км
3. $E_{\text{Т}} = 20750,92 \times (10 + 15) / 100 \times 4323,10 = 1,200$ МДж/т·км
4. $E_{\text{ТП}} = 21,607 + 0,006 + 1,20 = 22,813$ МДж/т·км

Полученные данные занесены в таблицу 4.1.

Таким образом, использование автомобиля КамАЗ-5350 с установленным регулятором нагрузки позволяет получить экономию в пересчете на один рабочий день – 628,948 МДж, что в денежном эквиваленте равно 225,1 рублей.

Таблица 4.1 – Энергетическая оценка использования автомобиля КАМАЗ-5350

Показатели	Серийный КамАЗ-5350	Экспериментальный КамАЗ-5350
Прямые затраты труда, МДж/т·км	24,769	21,607
Затраты живого труда, МДж/т·км	0,007	0,006
Удельная энергоёмкость, МДж/т·км	1,279	1,200
Полные энергозатраты, МДж/т·км	26,055	22,813
Экономия полных энергозатрат, МДж/т·км	–	3,242
Экономия полных энергозатрат за один рабочий день, МДж/т·км	–	628,948

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований, выполненных для решения научной задачи *по повышению эффективности использования колесных энергетических средств на транспортных работах в условиях Амурской области*, сформированы следующие обоснованные выводы:

1. Установлено, что основные транспортные работы в Амурской области, предусмотренные применяемой технологией растениеводства, приходятся на периоды март – май (25–30 %) и сентябрь – ноябрь (40–45 %) и проходят в условиях слабой несущей способности почвы. Использование в этот период автомобилей общего назначения на транспортных операциях при движении по дорогам с низким коэффициентом сцепления малоэффективно вследствие их невысоких тягово-сцепных свойств. Возникает необходимость привлечения автомобилей повышенной проходимости.

2. На основании проведенного анализа установлено, что для повышения эффективности использования колесных грузовых автомобилей на транспортных работах необходимо повышение их тягово-сцепных свойств за счет корректирования величины вертикальной нагрузки и веса, приходящегося на ведущие колеса.

3. Проведенный обзор известных технических решений и способов перераспределения вертикальных нагрузок на движители энергетического средства позволил предложить конструкторское решение технической задачи с наименьшими материальными затратами и высокими режимно-эксплуатационными характеристиками для повышения эффективности использования энергетического средства на транспортных работах.

4. Полученные теоретические зависимости позволяют математически обосновать процесс перераспределения веса с вертикально-смещаемой части моста

на противоположный движитель, находящейся на одной оси, и раму транспортного средства, подтверждая гипотезу, что при установке предлагаемого регулятора собственной нагрузки устройство способно увеличить тягово-сцепные свойства и поперечную устойчивость транспортного средства за счет перераспределения весовой нагрузки в ходовой части транспортного агрегата.

5. Установлено, что при подъеме левого заднего колеса (наезд на препятствие, проваливание или движение по склону) произошло перераспределение нагрузки между колесами автомобиля. Так, при подъеме колеса от 0 до 0,2 м весовая нагрузка, приходящаяся на заднее правое колесо, изменилась у серийного автомобиля – с 9,50 до 12,51 кН, у экспериментального – с 9,45 до 10,20 кН, то есть соответственно на 31,7 и 7,4 %. Изменение весовой нагрузки переднего правого колеса соответственно составило 28,9 и 21,8 %. Полученные данные подтверждают снижение весовой нагрузки на колесо, находящееся ниже по склону, что позволяет повысить поперечную устойчивость автомобиля при движении по склону или при наезде на препятствие. При опускании движителя происходит перераспределение нагрузки. При опускании левого заднего колеса произошло увеличение нагрузки на правое заднее колесо у серийного автомобиля с 10,1 до 12,2 кН, у экспериментального – с 10,0 до 15,1 кН, то есть соответственно на 20 и 50 %. Таким образом, использование предлагаемого устройства позволяет уменьшить нагрузку на движитель, находящийся в худших условиях сцепления с поверхностью в случае проваливания в неровности поверхности движения.

6. Использование экспериментального автомобиля КамАЗ-5350 с рамочным регулятором нагрузки позволило повысить производительность в час времени движения на 11,9 %, при этом снизить расход топлива на 14,6 % по сравнению с серийным КамАЗ-5350; получить экономию 3,242 МДж/т·км, что в пересчете на один рабочий день составляет 628,948 МДж, а в денежном эквиваленте – 225,1 рублей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильный поезд и безопасность движения / под ред. Я. Х. Закина. М. : Транспорт, 1991. 126 с.
2. Аксенов А. И., Андреев А. С. Экспериментальные исследования устойчивости прямолинейного движения трехзвенных автопоездов // Автомобильная промышленность. 1971. № 5. С. 12–14.
3. Алдошин Н. В., Пехутов А. С. Повышение производительности при перевозке сельскохозяйственных грузов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2012. № 4. С. 26–27.
4. Амурстат. Территориальный орган федеральной службы государственной статистики по Амурской области : [сайт]. URL: https://amurstat.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_ts/amurstat/ru/statistics/prices (дата обращения: 12.05.2023).
5. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М. : Машиностроение, 1984. 168 с.
6. Асриянц А. А. Исследование управляемого движения автопоезда : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1973. 24 с.
7. Бочаров А. В. Повышение тягово-сцепных свойств прицепного транспортного агрегата за счет автоматической гидродогрузки задних колес трактора : автореф. дис. ... канд. тех. наук. Воронеж, 2000. 21 с.
8. Величко А. В. Повышение устойчивости и управляемости автопоездов большой грузоподъемности : дис. ... канд. техн. наук. Барнаул, 1987. 239 с.
9. Власко Ю. М. Исследование влияния некоторых параметров прицепов и условий движения автопоезда на его управляемость : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1976. 25 с.
10. Володин В. М. Экологические основы оценки и использования плодородия почв : монография. М. : ЦИНАО, 2000. 336 с.

11. Вольская Н. С., Агейкин Я. С., Чичекин И. В. Методика определения глубины колеи под колесами многоосной машины с учетом физико-механического состояния грунта // Журнал автомобильных инженеров. 2013. № 2 (79). С. 22–25.

12. Вторников А. С., Марков С. Н., Ус С. С., Щитов С. В. Аспекты взаимодействия колесного движителя с поверхностью движения в условиях изменяющихся сцепных свойств дорожного покрытия // Известия Международной академии аграрного образования. 2021. № 53. С. 5–7.

13. Вторников А. С., Марков С. Н., Ус С. С., Щитов С. В. Влияние изменения вертикальной нагрузки в движении на параметры коэффициента использования грузоподъемности колесного транспортного средства // Известия Международной академии аграрного образования. 2021. № 54. С. 12–15.

14. Вторников А. С., Марков С. Н., Щитов С. В. Анализ условий управляемости автотранспортных агрегатов // Сельский механизатор. 2021. № 4. С. 38–39.

15. Вторников А. С., Щитов С. В., Гончарук А. И. Определение производительности автомобильного транспорта при перевозке грузов по дорогам с поперечным уклоном // Известия Международной академии аграрного образования. 2021. № 54. С. 9–11.

16. Вторников А. С., Щитов С. В., Евдокимов В. Г. Результаты исследований по повышению эффективности использования колесных энергетических средств на почвах с низкой несущей способностью // АгроЭкоИнфо. 2021. № 6 (48).

17. Гапич Д. С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов : дис. ... докт. техн. наук. Волгоград, 2014. 343 с.

18. Гаспарянц Г. А. Устойчивость и управляемость автомобиля. М. : Автотрансиздат, 1960. 130 с.

19. Гинцбург Л. Л. Управляемость автомобиля на повороте. М., 1968. 47 с.

20. Гоберман В. А. Автомобильный транспорт в сельскохозяйственном производстве. Эффективность и качество работы, оценка и разработка организационно-технических решений. М. : Транспорт, 1986. 287с.

21. Гореликов В. Е. Исследование тяговой динамики трактора с четырьмя ведущими колесами с крюковой нагрузкой // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. 1962. Вып. 89. С. 41–44.

22. ГОСТ 12.2.002–91. Система стандартов безопасности труда. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. М. : Издательство стандартов, 2001. 93 с.

23. ГОСТ Р 52051–2003. Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения // Техэксперт. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200032017> (дата обращения: 12.05.2023).

24. ГОСТ Р 54784–2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы оценки технических параметров // Техэксперт. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200089620> (дата обращения: 12.05.2023).

25. Государственная инспекция по контролю за техническим состоянием самоходных машин и других видов техники Амурской области // Правительство Амурской области. URL: <https://www.amurobl.ru> (дата обращения: 12.09.2021).

26. Государственный мониторинг земель // Росреестр. URL: <https://rosreestr.gov.ru/site/activity/gosudarstvennyy-monitoring-zemel> (дата обращения: 12.05.2023).

27. Гуськов Ю. А. Совершенствование сборочно-транспортного процесса и технических средств на заготовке грубых кормов : дис. ... докт. техн. наук. Новосибирск, 2007. 211 с.

28. Гуськов В. В., Войтиков А. В. О влиянии ряда факторов на курсовую устойчивость колесного трактора, работающего на склоне // Тракторы и сельхозмашины. 1981. № 2.

29. Гячев Л. В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. Ростов : Ростовский государственный университет, 1976. 192 с.
30. Довбня Б. Е. Влияние сезонных изменений интенсивности эксплуатации на производственную программу предприятий по техническому обслуживанию автомобилей : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тюмень, 2000. 17 с.
31. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. М. : Транспорт, 1967. 256 с.
32. Захаров Н. С. Влияние сезонных условий на процессы изменения качества автомобилей : дис. ... докт. техн. наук. Тюмень, 2000. 525 с.
33. Захаров Н. С. Моделирование процессов изменения качества автомобилей : монография. Тюмень : Тюменский государственный нефтегазовый университет, 1999. 127 с.
34. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М. : Машгиз, 1959. 319 с.
35. Измайлов А. Ю. Перспективная потребность сельского хозяйства в автомобилях повышенной проходимости // Техника в сельском хозяйстве. 2006. № 6. С. 34–35.
36. Иофинов С. А., Цырин А. А. Эксплуатация тракторов и автомобилей на транспортных работах в сельском хозяйстве. Л. : Колос, 1975. 228 с.
37. Косолапов Г. М. Оптимизация тормозных качеств автомобиля : дис. ... докт. техн. наук. Волгоград, 1973. 317 с.
38. Кривуца З. Ф. Повышение эффективности транспортно-технологического обеспечения АПК Амурской области : дис. ... докт. техн. наук. Благовещенск, 2015. 362 с.
39. Крохта Г. М. Методологические основы оценки эффективности использования теплоты топлива, израсходованного в МТУ энергонасыщенного трактора, и создание на их базе опытных образцов тракторов с элементами самоадаптации их МТУ к изменениям условий внешней среды. Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. 120 с.

40. Ксенович И. П., Гоберман В. А., Гоберман Л. А. Наземные тягово-транспортные системы [в 3 т.]. Т. 1. Введение в теорию и методологию исследования наземных тягово-транспортных систем. М. : Машиностроение, 2003. 743 с.

41. Ксенович И. П., Гоберман В. А., Гоберман Л. А. Наземные тягово-транспортные системы [в 3 т.]. Т. 2. Аспекты технико-эргономического и экологического проектирования и конструирования наземных тягово-транспортных систем. М. : Машиностроение, 2003. 872 с.

42. Кузнецов Е. Е., Щитов С. В. Повышение эффективности использования мобильных энергетических средств в технологии возделывания сельскохозяйственных культур : монография. Благовещенск : Дальневосточный государственный аграрный университет, 2017. 272 с.

43. Кузнецов Е. Е., Щитов С. В., Поликутина Е. С. Повышение продольно-поперечной устойчивости и снижение техногенного воздействия на почву колесных мобильных энергетических средств : монография. Благовещенск : Дальневосточный государственный аграрный университет, 2020. 148 с.

44. Кузнецов Е. С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. М. : Транспорт, 1990. 272 с.

45. Курасов В. С., Трубилин Е. И., Тлишев А. И. Тракторы и автомобили, применяемые в сельском хозяйстве : учебное пособие. Краснодар : Кубанский государственный аграрный университет, 2011. 132 с.

46. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства. М. : ИНФРА-М, 2014. 506 с.

47. Левин А. И. Методика расчета срока службы техники, эксплуатируемой в условиях холодного климата // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2013. № 6 (77). С. 112–116.

48. Литвинов А. С., Медведков В. И., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Теория и конструкция боевых колесных машин. М. : Академия БТВ, 1969. 412 с.

49. Мамити Г. И., Плиев С. Х. Устойчивость колесного трактора и автомобиля : монография. Владикавказ : Мавр, 2013. 152 с.
50. Маслов Г. Г., Дидманидзе О. Н., Цибулевский В. В. Оптимизация параметров и режимов работы машин методами планирования эксперимента : учебное пособие. М. : Триада, 2007. 292 с.
51. Мельник М. М. Экономико-математические методы и модели в планировании и управлении материально-техническим снабжением. М. : Высшая школа, 1990. 208 с.
52. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. Часть 1. М., 1998. 217 с.
53. Методика топливно-энергетической оценки производства продукции растениеводства. М. : ВИМ, 2012. 84 с.
54. Методические рекомендации по определению показателей энергоемкости производства сельскохозяйственной продукции. М. : Всероссийский научно-исследовательский институт экономики сельского хозяйства, 1990. 93 с.
55. Методические рекомендации по топливно-энергетической оценке сельскохозяйственной техники, технологических процессов и технологий в растениеводстве. М. : ВИМ, 1989. 71 с.
56. Министерство сельского хозяйства Амурской области : [сайт]. URL: <https://www.agroamur.ru> (дата обращения: 12.05.2023).
57. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации : [сайт]. URL: <https://mcx.gov.ru> (дата обращения: 12.05.2023).
58. Мирошниченко А. Н. Основы теории автомобиля и трактора : учебное пособие. Томск : Томский государственный архитектурно-строительный университет, 2014. 490 с.
59. Михолап Л. А., Комаров Ю. Я., Андреев В. С., Короляш В. А., Барбанов Г. П. Тенденции развития малотоннажных автопоездов, пути повыше-

ния активной безопасности, траекторной устойчивости и плавности хода // Известия Военной академии Ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого. 2012. № 250. С. 217–222.

60. Напольский Г. М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания : учебник. М. : Транспорт, 1985. 231 с.

61. Низкий С. Е., Муратов А. А. Залежные земли Амурской области: сукцессии и ресурсы : монография. Благовещенск : Дальневосточный государственный аграрный университет, 2016. 266 с.

62. Новожилов А. И. Повышение эффективности механизированных технологических комплексов в растениеводстве с учетом сезонных условий их использования : дис. ... докт. техн. наук. Нижний Новгород, 2011. 378 с.

63. Овечкин С. Л., Свиридов Е. В. Перспективы повышения поперечной устойчивости автомобильной техники // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2014. Т. 1. С. 188–191.

64. ОНТП–01–91. РД 3107938–0176–91. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта. М. : Росавтотранс, 1991. 76 с.

65. Осепчугов В. В. О влиянии двухосных прицепов. Конструктивные исследования, испытания автомобилей. М., 1956. 211 с.

66. Патент № 2714436 Российская Федерация. Догружающе-корректирующее устройство для дискового лущильника : № 2018138427 : заявл. 30.10.2018 : опубл. 14.02.2020 / Щитов С. В., Спириданчук Н. В., Марков С. Н., Вторников А. С., Слепенков А. Е. Бюл. № 5. 12 с.

67. Патент № 2727445 Российская Федерация. Догрузочное устройство колесного трактора : № 2018131064 : заявл. 28.08.2018 : опубл. 27.07.2020 / Щитов С. В., Марков С. Н., Вторников А. С., Пономарев Н. В., Кучер А. В. Бюл. № 21. 12 с.

68. Патент № 205034 Российская Федерация. Устройство догружения ходовой системы автомобиля : № 202013355 : заявл. 12.10.2020 : опубл. 24.06.2021 / Щитов С. В., Вторников А. С., Ус С. С., Марков С. Н., Пономарев Н. В. Бюл. № 18. 7 с.

69. Певзнер Я. М. Теория устойчивости. М. : Машгиз, 1947. 156 с.

70. Петренко А. М. Устойчивость специальных транспортных средств : учебное пособие. М. : Московский автомобиле-дорожный государственный технический университет, 2013. 41 с.

71. Петрушов В. А. Сопротивление качения автомобилей и автопоездов. М. : Физматлит, 2003 304 с.

72. Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов А. Н. Мощностной баланс автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 160 с.

73. Плиев С. Х. Анализ решений проблем устойчивости двухосных автомобилей // Известия Горского государственного аграрного университета. 2013. Т. 50. № 4. С. 162–167.

74. Плиев С. Х. Разработка научно обоснованных рекомендаций по обеспечению устойчивости колесных тракторов // Известия Горского государственного аграрного университета. 2012. Т. 49. № 3. С. 262–275.

75. Плиев С. Х. Совершенствование методов расчета двухосных автомобилей на устойчивость // Известия Горского государственного аграрного университета. 2014. Т. 51. № 1. С. 104–108.

86. Поддубный В. И. Повышение эффективности использования колесных мобильных машин в АПК на основе улучшения их устойчивости и управляемости : автореф. дис. ... докт. техн. наук. Барнаул, 2011. 34 с.

77. Подригало М. А., Полянский А. С., Клец Д. М. Оценка устойчивости против опрокидывания колесной машины с учетом влияния поддрессоренных масс // Механика и машинное оборудование. 2012. № 1. С. 65–70.

78. Поливаев О. И., Гребнев В. П., Ворохобин А. В. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства : учебник. Воронеж : Воронежский государственный аграрный университет, 2014. 319 с.

79. Поликутина Е. С. Повышение эффективности использования и снижение техногенного воздействия на почву средств механизации на полевых и транспортных работах : дис. ... канд. техн. наук. Благовещенск, 2018. 133 с.

80. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М. : Транспорт, 1986. 73 с.

81. Пчелинин И. К., Хачатуров А. А. Применение уравнений кинематических связей для исследования устойчивости движения и управляемости автомобиля с помощью аналоговых математических машин // Автомобильная промышленность. 1966. № 5. С. 19–25.

82. Резник Л. Г. Научные основы приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации : дис. ... докт. техн. наук. М., 1981. 355 с.

83. Робустов В. В. Повышение надежности зимней эксплуатации транспортных и дорожно-строительных машин в условиях Сибири. Тюмень : Тюменский индустриальный университет, 2002. 80 с.

84. Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили. Самолеты. Висячие мосты. М. : Издательство иностранной литературы, 1959. 287 с.

85. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020615824 Российская Федерация. Программа расчета поперечной устойчивости и условий догружения энергетического средства на склоновых поверхностях : № 2020613127 : заявл. 19.03.2020 : опубл. 03.06.2020 / Щитов С. В., Кузнецова О. А., Марков С. Н., Вторников А. С. Бюл. № 6.

86. Селиванов Н. И. Повышение эффективности работы тракторных агрегатов в зимних условиях АПК Восточной Сибири : дисс. ... докт. техн. наук. Красноярск, 2006. 344 с.

87. Сильянов В. В. Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог. М. : Транспорт, 1984. 287 с.

88. Система земледелия Амурской области / под ред. Б. И. Кашпура. Благовещенск : Приамурье, 2003. 300 с.

89. Система технологий и машин для комплексной механизации растениеводства Амурской области на 2011–2015 гг. / под ред. И. В. Бумбара. Благовещенск : Дальневосточный государственный аграрный университет, 2011. 263 с.

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

91. Сметнев С. Д., Сергеев В. И. Пути повышения производительности внутрихозяйственного транспорта // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1978. № 38. С. 25–27.

92. Соловьев Е. В., Скурятин Н. Ф., Бондарев А. В. Тягово-догрузочное устройство к прицепу // Сельский механизатор. 2013. № 3 (49). С. 38–39.

93. Сорокин Н. Т. Перспективы технической и технологической модернизации в АПК // Земледелие. 2008. № 3. С. 3–5.

94. Сюмак А. В., Русаков В. В., Мунгалов В. А. Результаты освоения ресурсосберегающей технологии и технических средств в хозяйствах Амурской области // Техника в сельском хозяйстве. 2010. № 6. С. 11–13.

95. Тарасова С. В. Методика исследования результатов взаимодействия протектора с наклонной опорной поверхностью в режиме варьирования углами увода пневматических шин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2015. № 2 (52). С. 84–87.

96. Техническая эксплуатация автомобилей : учебник / под ред. Е. С. Кузнецова. М. : Наука, 2001. 535 с.

97. Туревский И. С. Теория автомобиля : учебное пособие. М. : Высшая школа, 2005. 240 с.

98. Успенский И. А., Юхин И. А., Кулик С. Н., Рябчиков Д. С. Инновационные решения в технологии и технике транспортировки продукции растениеводства // Техника и оборудование для села. 2013. № 7. С. 6–8.

99. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. М. : Машиностроение, 1970. 175 с.

100. Фаробин Я. Е., Овчаров В. А., Кравцев В. А. Теория движения специализированного подвижного состава. Воронеж : Воронежский государственный университет, 1981. 160 с.

101. Худовец В. И., Щитов С. В. Использование многоосных энергетических средств класса 1,4 : монография. Благовещенск : Дальневосточный государственный аграрный университет, 2013. 153 с.

102. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета тракторов и автомобилей. М. : Колос, 1972. 364 с.

103. Щиголев С. В., Ломакин С. Г. Влияние деформации шин на поперечную статическую устойчивость зерноуборочного комбайна // Вестник Московского государственного агроинженерного университета имени В. П. Горячкина. 2017. № 5 (81). С. 22–28.

104. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. М. : Машиностроение, 1975. 216 с.

105. Эртман С. А. Приспособленность автомобилей к зимним условиям эксплуатации по температурному режиму двигателей : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тюмень, 2004. 19 с.

106. Яблонский А. А., Никифорова В. М. Курс теоретической механики : учебник. М. : КНОРУС, 2011. 608 с.

107. Яковенко И. Ф. Тракторы и автомобили. Основы теории и расчета. Астана : Казахский агротехнический университет имени С. Сейфуллина,

2012. 272 с.

108. Atehome P. AGRIP des tracteurs 4×4 pour exploitation forestiere // Foret privee. 2001. No. 262. P. 230–231.

109. Krombholz K. Fahrmechanische Betrachtungen zum Feldhacksl ereinsatz am Hang // Deutsche Agrartechnik. 1964. No. 7. P. 310–314.

110. Macmillan R. H. The mechanics of tractor. University of Melboure : Implement Performance, 2002.

111. Miller M. P., Singer M. J., Nielsen D. R. Spatial variability of wheat yield and soil properties on complex hills // American Journal of Soil Science. 1988. Vol. 52. No. 4. P. 1133–1141.

112. Pyndak V. I., Fomin S. D., Dyashkin A. V. Complex indicators of efficiency in improvements of agricultural machinery // Вестник Российской академии сельскохозяйственных наук. 2013. № 2. С. 81–83.

113. Schertz D. L. Conservation tillage: an analysis of acreage projections in the United States // Journal Soil and Water Conservation. 1988. Vol. 43. No. 3. P. 256–258.

114. Shchitov S. V., Bumbar I. V., Sennikov V. A., Sennikova N. N., Prisyazhnaya S. P., Kuznetsov E. E. Research of the influence of the hook load of the unstable character on the operating indicators of the energy means // Journal of Mechanical Engineering Research and Developments. 2018. No. 41 (3). P. 47–50.

115. Shekhovtsov V. V., Sokolov-Dobrev N. S., Potapov P. V. Decreasing of the dynamic loading of tractor transmission by means of change of the reactive element torsional stiffness // Procedia Engineering: International Conference on Industrial Engineering, 2016. P. 1239–1244.

116. Tajanowskij G., Tanas W., Pawlowski T. Distribution of loadings in transmission of traction power means with all driving wheels and with system of pumping of tires at work with mounted instruments // Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering. 2007. Vol. 52. No. 2. P. 30–34.

117. Wanki Ch., Jaewoong Ch., Chongkap K., Seibum Ch., Kyongsu Yi. Unified chassis control for the improvement of agility, maneuverability, and lateral stability // Transactions on Vehicular Technology. 2012. Vol. 61. No. 3. P. 1008–1029.

118. Wilkins D. E., Klepper B. L., Rasmussen P. E. Management of grain stubble for conservation-tillage systems // Soil and Tillage Research. 1988. Vol. 12. No. 1. P. 25–35.

119. Winkler C. B., Ervin R. D. Rollover of heavy commercial vehicles. Michigan : University of Michigan, 1999. 60 p.

Научное издание

Вторников Александр Сергеевич, кандидат технических наук
Щитов Сергей Васильевич, доктор технических наук, профессор
Кузнецов Евгений Евгеньевич, доктор технических наук, доцент
Кривуца Зоя Федоровна, доктор технических наук, доцент

**МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ
И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ
КОЛЕСНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ**

Монография

Подписано в печать 28.12.2023 г.
Формат 60х90/16. Уч.-изд. л – 4,15. Усл. печ. л. – 7,99.
Тираж 500 экз. Заказ 99.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Дальневосточный государственный аграрный университет»

Отпечатано в отделе оперативной полиграфии
Дальневосточного государственного
аграрного университета
675005, г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86

