

На правах рукописи

КУЛЬПИН Эдуард Юрьевич



**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ
АВТОМАТИЧЕСКИМ ПОДТОРМАЖИВАНИЕМ
БУКСУЮЩЕГО КОЛЕСА**

Специальность 05.20.01 – Технологии и средства механизации
сельского хозяйства

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2012

Работа выполнена на кафедре «Безопасность жизнедеятельности» ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная агроинженерная академия».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Горшков Юрий Германович

Официальные оппоненты: **Окунев Геннадий Андреевич**,
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Эксплуатация
машинно-тракторного парка» Челябинской государственной агроинженерной академии

Вершинский Леонид Валерьевич,
кандидат технических наук, директор
ООО «Специализированное конструкторское бюро дорожно-строительных машин»

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет»

Защита состоится «23» марта 2012 г., в 10 часов на заседании диссертационного совета Д 220.069.01 на базе ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная агроинженерная академия» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 75.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная агроинженерная академия».

Автореферат разослан «21» февраля 2012 г. и размещен на официальном сайте ВАК при Министерстве образования и науки России <http://vak.ed.gov.ru>. и на сайте ФГБОУ ВПО ЧГАА <http://www.csa.ru>.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Возмилов
Александр Григорьевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Многообразие решаемых в сельском хозяйстве задач требует большого количества грузовых автомобилей различного назначения. Использование указанных автомобилей происходит в различных условиях: на поверхностях с высокой несущей способностью (автомобильные асфальтобетонные дороги, дороги со щебеночным и гравийным покрытием, сухие укатанные грунтовые дороги и др.) и с малой несущей способностью (поле, пахота, заболоченная луговина, глубокий снег и др.).

Работа грузовых автомобилей на поверхностях с малой несущей способностью зачастую приводит к нежелательным последствиям: буксованию, колееобразованию, снижению сцепных качеств шин, нарушению курсовой и боковой устойчивости. Это в свою очередь становится причиной снижения скорости движения, производительности, качества работы грузовых автомобилей, повышенного расхода топлива и т.д.

Для повышения тягово-сцепных качеств и проходимости грузовых автомобилей на поверхностях с малой несущей способностью используются следующие основные средства противоскольжения: крупнозвенные и мелкозвенные цепи, колодки, траки, механизмы блокировки дифференциалов и др. Однако указанные средства (например, цепи, колодки, траки) могут применяться только на отдельных участках дорог, к тому же быстро изнашиваются. Самоблокирующиеся дифференциалы обладают большим внутренним трением, что значительно влияет на экономичность машины в целом.

Поиск новых, более эффективных решений, повышающих проходимость и тягово-сцепные качества автомобилей, привел к созданию в конце 1980-х годов различных систем, ограничивающих буксование ведущих колёс – противобуксовочных систем (ПБС). Эти системы позволяют в определенной мере поставить под контроль тягово-сцепные и скоростные свойства машин, в частности, грузового автомобиля и его поведение в сложных условиях движения. Широкое внедрение автоматической ПБС на грузовых автомобилях в сельском хозяйстве сдерживается главным образом высокой стоимостью этих систем.

Цель работы. Повышение тягово-сцепных качеств, проходимости и производительности грузовых автомобилей в сельскохозяйственном производстве за счет автоматического приложения тормозного момента к буксующему колесу.

Объект исследования. Процесс автоматического подтормаживания буксующего пневматического колесного движителя.

Предмет исследования. Закономерности взаимодействия и взаимовлияния параметров пневматического колесного движителя и несущей поверхности при функционировании автоматической противобуксовочной системы.

Научная новизна положений, выносимых на защиту. На основе уточненной математической модели динамики движения ведущего пневматического колеса обоснованы коэффициенты подтормаживания буксующего колеса для поверхностей с малой несущей способностью с учетом режимов до- и закритического буксования.

Обоснован и разработан электронный блок управления противобуксовочной системой, функционирование которого основано на определенной величине углового ускорения ведущего колеса.

Обоснованы и разработаны методика и электронный прибор по исследованию параметров буксования колесных движителей, отличающиеся от существующих методик и приборов тем, что они дают возможность исследовать буксование ведущих колес за любой промежуток времени работы колесной машины.

Практическая значимость. Основные научные результаты могут использоваться при создании и исследовании технических систем, включающих в себя элементы тормозной системы, обеспечивающей автоматическое ограничение буксования ведущих колес.

Реализация результатов исследования. На стадии проектирования результаты исследований могут быть использованы при обосновании рациональных параметров системы «пневматический колесный движитель – несущая поверхность». Предложенный способ повышения тягово-сцепных качеств и проходимости дает разработчикам возможность оснащать грузовые автомобили автоматическими противобуксовочными системами с целью повышения их эффективности и улучшения динамики этих машин. На стадии эксплуатации возможно обеспечение колесного парка грузовых автомобилей в предприятиях сельского хозяйства автоматической противобуксовочной системой.

Внедрение. Автоматическое противобуксовочное устройство для повышения проходимости колесных машин внедрено в ООО «КапиталСтрой», ООО «МК «ПРОМТРАНС», ООО «Промтекс», ООО «Климовское», ООО «ТрансИнвест», ООО «Никон» и в ООО

«КомплектРегионСнаб». Указанные предприятия имеют сельскохозяйственное направление.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены и одобрены на международных научно-технических конференциях ЧГАУ – ЧГАА (2000 – 2011 гг.), Курганской ГСХА (2005 – 2008 гг.), Костанайского ГУ (2003 – 2007 гг.), УФ МАДИ (ГТУ) (2006 – 2009 гг.), ЮУрГУ (2008 – 2009 гг.).

Публикации. Основные результаты исследований по теме диссертации опубликованы в 15 научных работах, из них три работы опубликованы в центральных изданиях; получены свидетельство на полезную модель (№ 16116 от 17.09.2000 г.) и два патента РФ на полезную модель (№ 35298 от 17.09.2003 г.; № 37856 от 12.01.2004 г.).

Структура и объем работы. Диссертация содержит 163 страницы машинописного текста, в том числе 58 рисунков, 4 таблицы; состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего в себя 122 наименования, и 22 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы. Сформулированы цель исследования и основные положения, выносимые на защиту, приведены научная новизна и практическая значимость результатов работы.

В первой главе «Состояние вопроса и задачи исследования» дана краткая характеристика технологических особенностей пневматического колесного движителя. Приведены результаты анализа процесса буксования ведущего колеса, основных способов обеспечения реализации тягово-сцепных качеств грузовых автомобилей в сельском хозяйстве. Отмечено, что такой фактор, как буксование, приводит к снижению производительности, нарушению технологического процесса, увеличению расхода топлива и т.д.

Большой вклад в науку о взаимодействии пневматического колесного движителя с поверхностью качения внесли Е. А. Чудаков, С. М. Цукерберг, В. И. Кнороз, Б. И. Клочков, Б. Ф. Брюховец, Г. С. Крестовников, А. К. Бируля, Ю. Г. Горшков, D. Williams, D. Collagen и многие другие отечественные и зарубежные исследователи. Анализ работ отечественных и зарубежных авторов, посвященных вопросам применения противобуксовочных систем, показывает, что в настоящее время эти системы недостаточно совершенны и при эксплуатации требуют специалистов высокой квалификации. Поэтому, наряду с общим совершенствованием имеющихся противобуксовочных систем, большое практическое значение

приобретает создание недорогого, упрощенного варианта автоматической противобуксовочной системы, работающей на принципе автоматического подтормаживания буксующего колеса.

Анализ соответствующей литературы и проведенных научно-исследовательских работ позволяет выдвинуть следующую *гипотезу*: автоматическое приложение тормозного момента к буксующему колесу обеспечит повышение проходимости за счет ограничения буксования этого колеса. Для развития и подтверждения выдвинутой гипотезы определены следующие *задачи исследования*:

- выполнить анализ процесса движения и буксования ведущего эластичного колеса и обосновать способ повышения проходимости грузовых автомобилей автоматическим подтормаживанием буксующего колеса;

- обосновать и исследовать параметры автоматической системы ограничения буксования ведущих колес грузового автомобиля по условиям проходимости и курсовой устойчивости;

- разработать и обосновать электронные приборы для поддержания функционирования автоматической противобуксовочной системы и исследования буксования ведущих колес;

- провести экспериментальную проверку и дать оценку эффективности повышения тягово-сцепных качеств и проходимости грузовых автомобилей автоматическим ограничением буксования ведущих колес, а также технико-экономическую оценку результатов исследования.

Во второй главе «Теоретическое обоснование повышения проходимости грузовых автомобилей в сельскохозяйственном производстве» приведены теоретические предпосылки исследования по решению указанной проблемы.

Предельное условие движения колесной машины можно представить в виде неравенства

$$\frac{G_{\text{сш}}}{G_a} \geq \frac{f}{\varphi} \quad \text{или} \quad \gamma \geq \frac{f}{\varphi}, \quad (1)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; φ – коэффициент сцепления ведущего колеса с опорной поверхностью; γ – коэффициент загрузки ведущих колес весом машины; $\gamma = \frac{G_{\text{сш}}}{G_a}$.

Левая часть неравенства характеризует машину. Для легковых автомобилей коэффициент $\gamma = 0,5$, для грузовых автомобилей, тракторов и комбайнов $\gamma = 0,6 \dots 0,7$, для полноприводных колесных машин $\gamma = 1,0$. Правая часть неравенства характеризует внешние усло-

вия работы колесной машины, то есть состояние дороги (влажность, скользкость, наличие колеи и др.).

В таблице 1 приведены средние значения коэффициентов сцепления φ и сопротивления качению f , а также их соотношения f/φ для некоторых типов несущих поверхностей.

Таблица 1 – Значения коэффициентов f , φ , соотношения f/φ и γ для автомобиля с колесной формулой 4x2

Тип дороги	f	φ		f/ φ		γ , для ЗиЛ – 433360
		поверхность		поверхность		
		сухая	мокрая	сухая	мокрая	
Асфальт	0,02	0,7	0,6	0,028	0,03	0,6
Грунтовая дорога	0,03	0,6	0,3	0,05	0,1	0,6
Укатанная дорога на глинистом грунте по горизонтальной местности	0,04	0,6	0,3	0,06	0,13	0,6
Снежная дорога	0,04	0,3	0,1	0,13	0,4	0,6
Стерня злаковых культур	0,09	0,5	0,2	0,18	0,45	0,6
Слежавшаяся пахота	0,12	0,4	0,25	0,3	0,48	0,6
Целина глинистая	0,2	0,6	0,15	0,3	1,3	0,6

Сравнивая отношения $G_{сц}/G_a$ и f/φ (для определенного типажа машин), можно судить о возможности движения машин по данному типу несущей поверхности.

Для обоснования коэффициента подтормаживания κ_n с учетом режимов до- и закритического буксования уточнена математическая модель динамики движения ведущего колеса, которая представлена в следующем виде:

$$\frac{dv}{dt} \cdot \frac{(1+\delta)}{r_{ko}} + \frac{v}{r_{ko}} \cdot \frac{d\delta}{dt} = \frac{1}{J(M_k - R_x r_k - M_m)};$$

$$R_x = \varphi R_z;$$

$$\varphi = (\delta/\lambda R_z) - f_0; \quad 0 \leq \delta < \delta_{кр};$$

$$\varphi = \varphi_{max}; \quad \delta = \delta_{кр};$$

$$\varphi = \varphi_{max} (1 - \kappa_\delta); \quad \delta_{кр} < \delta \leq 1, \quad (2)$$

где dv/dt – угловое ускорение буксующего колеса; δ – коэффициент буксования; r_k – радиус качения ведущего колеса; r_{ko} – радиус качения ведомого колеса; J – момент инерции колеса; M_k – крутящий момент ведущего колеса; R_x – тангенциальная реакция на ведущих колесах; R_z – вертикальная реакция на колесе; M_m – тормозной момент в тормозном механизме; $\delta_{кр}$ – критическое буксование; κ_δ – коэффициент блокировки.

Математическую модель ограничения буксования ведущего колеса можно представить системой дифференциальных уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\delta}{dt} = \frac{r_{ko}}{vJ} [\alpha t - \varphi_1 (1 - \kappa_\delta)] R_{z1} r_{ko} \quad 0 \leq t < t_{\alpha\alpha 1} \\ \frac{d\delta}{dt} = \frac{r_{ko}}{vJ} [\alpha t - \varphi_1 (1 - \kappa_\delta)] R_{z1} r_{ko} - \kappa_m t \quad t_{\alpha\alpha 1} \leq t < t_{\alpha B 1} \\ -\frac{d\delta}{dt} = \frac{r_{ko}}{vJ} [\kappa_m t + \varphi_1 t (\delta_B - \delta)] R_{z1} r_{ko} \quad t_{\alpha B 1} \leq t < t_{B1c1}, \end{array} \right. \quad (3)$$

где κ_m – темп изменения тормозного момента; α – темп изменения крутящего момента; R_{z1} – вертикальная реакция на колесе, имеющем меньший коэффициент сцепления; φ_1 – меньший коэффициент сцепления с опорной поверхностью; δ_B – текущее значение буксования.

Для предотвращения возникновения буксования колеса, находящегося в лучших по сцеплению условиях, создаваемый в приводе буксующего колеса момент должен быть не больше, чем разность реализуемых на колесах моментов по сцеплению:

$$M_m \leq R_{z2} \varphi_2 r_{ko} - R_{z1} \varphi_1 r_{ko}, \quad (4)$$

где R_{z2} – вертикальная реакция на колесе, имеющем больший коэффициент сцепления с опорной поверхностью; φ_2 – больший коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

Приложение момента в тормозном механизме колеса, имеющего наименьший коэффициент сцепления с опорной поверхностью, позволяет уменьшить буксование одного ведущего колеса и передать больший крутящий момент на то колесо, под которым более высокий коэффициент сцепления с опорной поверхностью.

Одной из важнейших проблем при разработке новой конструкции системы ограничения буксования является выбор коэффициента подтормаживания κ_n (степени подтормаживания) по условиям проходимости:

$$\kappa_n = \frac{(R_{z2} \varphi_2 r_{ko} - R_{z1} \varphi_1 r_{ko}) (1 + \sqrt{1 - 4\lambda R_z f_o})}{2R_{z1} r_{ko} (\varphi + f)}, \quad (5)$$

где λ – коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Ограничением коэффициента подтормаживания является полное использование сил сцепления небуксующего колеса. Большее значение κ_n обеспечивает повышение тягово-сцепных качеств колесных машин за счет перераспределения крутящего момента между колесами, однако на скользких дорогах увеличение κ_n может привести к заносу.

Реализация предлагаемого способа ограничения буксования ведущих колес осуществляется при условии соответствующих изменений коэффициента подтормаживания κ_n в зависимости от

параметров опорной поверхности и разницы коэффициентов сцепления $\Delta\varphi$ под ведущими колесами (рисунки 1, 2).

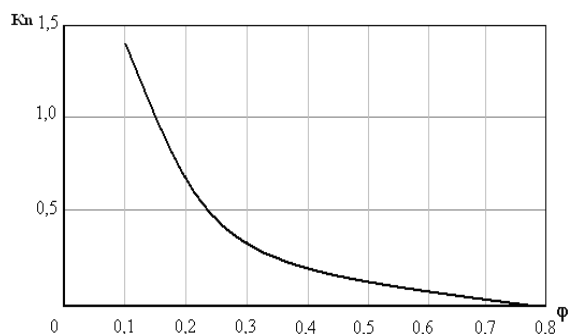


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента подтормаживания κ_n от величины коэффициента сцепления φ под ведущими колесами

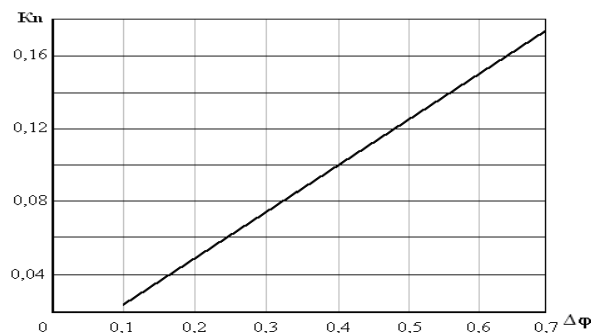


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента подтормаживания κ_n от разницы коэффициентов сцепления $\Delta\varphi$ под ведущими колесами

Из графика (см. рис.1) видно, что с увеличением коэффициента сцепления φ коэффициент подтормаживания κ_n снижается. Это характеризует адекватность математической модели.

Анализ графика (см. рис.2) показывает, что значение коэффициента подтормаживания κ_n становится больше с увеличением разницы коэффициентов сцепления $\Delta\varphi$ под ведущими колесами.

Фактором, ограничивающим величину тормозного момента, следовательно, и коэффициента подтормаживания κ_n' ведущего колеса, является устойчивое движение грузового автомобиля в условиях различного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью. Этот коэффициент определяется по следующему выражению:

$$\kappa_n = \frac{\pm \sqrt{[\varphi_1(1-\kappa_\delta)R_z + A(1+C)]^2 - D[A^2D + 2\varphi_1(1-\kappa_\delta)R_zA - R_z]^2} (\varphi_2 - \varphi_1) - [\varphi_1(1-\kappa_\delta)R_z + A(1+C)]}{[\varphi_1(1-\kappa_\delta) + f_0]R_{z1}D}. \quad (6)$$

Данное уравнение имеет одно положительное решение. Входящие в выражение (5) коэффициенты A , C , D находятся из уравнений:

$$A = J(v/r_{ko}^2)d\delta/dt; \quad C = B/2L; \quad D = (1 + C^2),$$

где C – коэффициент отношения ширины колеи к продольной базе колесной машины; B – колея колесной машины, м; L – продольная база колесной машины, м.

Входящие в выражение (6) вертикальные реакции на ведущих колесах могут быть найдены из известных уравнений, описывающих движение колесной машины.

Работа автоматической ПБС основана на предельном угловом ускорении буксующего колеса ($\varepsilon_{пр}$). Важно, чтобы величина $\varepsilon_{пр}$

соответствовала оптимальным значениям k_n и k_n' , а также исключала бы ложные срабатывания АПБС (при разгоне максимальной интенсивности, при интенсивном повороте грузового автомобиля и др.).

С учетом этих факторов предложены конструкции противобуксовочных систем, работающих на принципе ограничения угловых ускорений буксующего колеса. Ускорения, возникающие при поворотах колесной машины и разгоне максимальной интенсивности, должны оставаться за порогом чувствительности сравнителя угловых ускорений (скоростей). Угловое ускорение ведущих колес при разгоне максимальной интенсивности может быть определено по формуле

$$\varepsilon_{\varphi} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{g\gamma\varphi}{\delta_{вр}r_k}, \quad (7)$$

где ε_{φ} – угловое ускорение буксующего колеса; g – ускорение свободного падения; $\delta_{вр}$ – коэффициент учёта вращающихся масс автомобиля; r_k – радиус качения колеса.

Максимальное угловое ускорение ε_{φ} (разгон максимальной интенсивности) при испытаниях на автомобиле ЗиЛ-433360 составило $4,9 \text{ рад/с}^2$.

Угловое ускорение ведущего колеса, вызываемое поворотом колесной машины, при постоянной скорости движения определяется из уравнения

$$\varepsilon_n = \frac{d\omega}{dt} = \frac{BV}{2Rtr_k}, \quad (8)$$

где B – средняя ширина колеи ведущих колес; V – линейная скорость центра задней оси автомобиля; R – минимальный радиус поворота центра задней оси; t – время поворота рулевого колеса в крайнее положение.

Угловое ускорение ведущего колеса при интенсивном повороте ε_n , подсчитанное по формуле (8), для автомобиля ЗиЛ-433360 составило $1,6 \text{ рад/с}^2$.

При буксовании, как и при отрыве ведущего колеса от дороги, максимальная величина углового ускорения, ограниченная подведенным крутящим моментом двигателя, находится по формуле

$$\varepsilon_{\delta} = \frac{Mi_m \cdot \eta_m}{J_{пр}} (1 - \xi) - \frac{0,5G_{сш} \cdot r_k \cdot \varphi_{\min}}{J_{пр}} \quad (9)$$

где i_m – общее передаточное число трансмиссии от двигателя до отдельно раскручивающегося колеса; M – крутящий момент двигателя; ξ – коэффициент внутреннего трения в дифференциале;

φ_{\min} – коэффициент сцепления буксующего колеса; $J_{\text{пр}}$ – приведенный к ведущему колесу суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя, трансмиссии и ведущего колеса.

Значения угловых ускорений для ведущего колеса автомобиля ЗиЛ-433360 при разгоне максимальной интенсивности ε_{φ} , интенсивном повороте $\varepsilon_{\text{п}}$, наезде на препятствие ε_{φ}' , буксовании на льду ε_{δ} и при отрыве от дороги ε_0 приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения угловых ускорений ведущего колеса ε , рад/с², автомобиля ЗиЛ-433360

ε_{φ} , рад/с ² (при разгоне максимальной интенсивности)	С грузом					Без груза				
		4,7					4,9			
$\varepsilon_{\text{п}}$, рад/с ² (при интенсивном повороте)	1,5					1,6				
ε_{φ}' , рад/с ² (при наезде на препятствие)	7					7				
	Передача					Передача				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
ε_{δ} , рад/с ² (буксование на льду)	115,5	53,4	35,2	-	-	130,3	80,5	44,5	33,9	28,6
ε_0 , рад/с ² (отрыв от дороги)	148	93	64,5	41,6	34,6	148	93	64,5	41,6	34,6

Анализ найденных ускорений ведущего колеса показывает, что система подтормаживания буксующего колеса должна срабатывать тогда, когда ускорение колеса $\varepsilon_{\text{раб}}$ выше предельного значения $\varepsilon_{\text{пр}}$, равного сумме ε_{φ} и $\varepsilon_{\text{п}}$ ($\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_{\varphi} + \varepsilon_{\text{п}}$):

$$\varepsilon_{\text{раб}} \geq \varepsilon_{\varphi} + \varepsilon_{\text{п}}. \quad (10)$$

Приведенные данные позволяют констатировать, что противобуксовочная система не может включиться при поворотах грузового автомобиля и разгоне максимальной интенсивности.

На основании полученных значений угловых ускорений ведущих колес по формулам (7); (8); (9) нами разработан прибор – электронный блок управления автоматическим противобуксовочным устройством для колесных машин (ЭБУАПУ) (патент № 35298), выполняющий функцию сравнителя угловых ускорений.

На рисунке 4 представлена принципиальная схема алгоритма работы этого прибора, которая состоит из таймера Т, датчиков лево-

го и правого колес ДЛК, ДПК, счетчиков Сч, цифро-аналоговых преобразователей ЦАП, дифференциального усилителя Диф.Ус., устройства выборки-хранения, блокиратора, компараторов и усилителей тока.

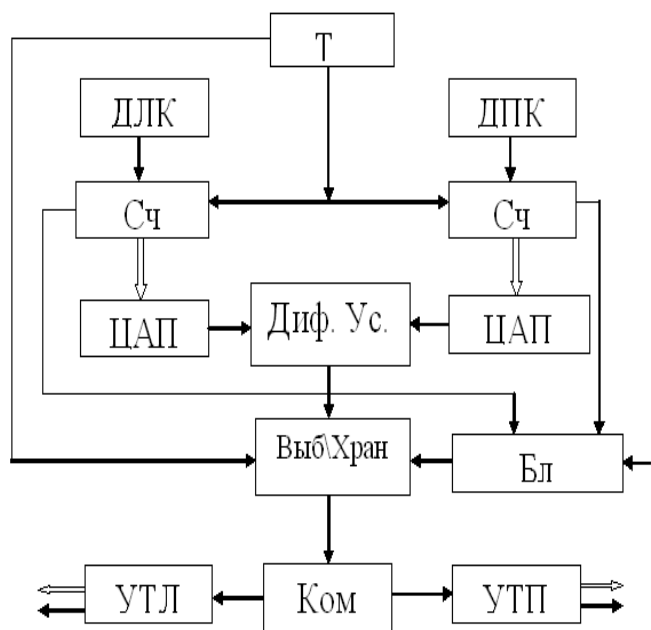


Рисунок 4 – Принципиальная схема алгоритма работы ЭБУАПУ

При $\varepsilon_{\text{раб}} < \varepsilon_{\text{пр}}$ ($\varepsilon_{\text{пр}} = 10 \dots 25$ рад/с²) сигнал будет равен нулю ($X = 0$). При $\varepsilon_{\text{раб}} \geq \varepsilon_{\text{пр}}$ сигнал будет равен единице ($X = 1$). При $X = 0$ противобуксовочная система не будет срабатывать, так как нет напряжения на усилителе тока ЭБУАПУ. При $X = 1$ напряжение будет подаваться на усилитель тока левого или правого колеса и далее на соленоид клапана АПБС. В этом случае колесо начнет притормаживать, снижая или исключая буксование. С учетом этого совокупность

условий работы устройства ЭБУАПУ можно представить в виде

$$\begin{cases} \text{если } \varepsilon_{\text{раб}} < \varepsilon_{\text{пр}}, X = 0 \\ \text{если } \varepsilon_{\text{раб}} \geq \varepsilon_{\text{пр}}, X = 1 \end{cases} \quad (11)$$

Система уравнений показывает, что АПБС включается в работу только при буксовании и выключается после его ликвидации.

В третьей главе «Методика проведения экспериментальных исследований» изложены общая и частные методики исследований, описание и работа автоматической ПБС, экспериментального автоматического прибора для исследования процесса буксования, условия проведения испытаний. Дорожные испытания проводились согласно методике экспериментальной оценки результатов исследования, основанной на РТМ 37.001039-77. В одном из разделов главы дано описание методов оценки погрешностей измерения и точности результатов опытов.

Цель проведения экспериментальных исследований:

– оценка адекватности уточненной математической модели динамики движения ведущего колеса с учетом режимов до- и закрытого буксования;

– сравнительная оценка показателей проходимости серийного автомобиля и автомобиля, оборудованного автоматической ПБС.

В качестве объекта экспериментальных исследований был выбран автомобиль ЗиЛ-433360 с универсальным рисунком протектора шин. Автомобиль оснащался разработанным экспериментальным устройством, реализующим предлагаемый способ повышения тягово-сцепных качеств путем ограничения буксования ведущего колеса за счет автоматического приложения тормозного момента.

На рисунках 5, 6 представлены принципиальные схемы устройств автоматических противобуксовочных систем, предназначенных для грузовых автомобилей с колесной формулой 4x2 с пневматическим и гидравлическим приводом тормозной системы (**свидетельство на полезную модель № 16116 РФ**).

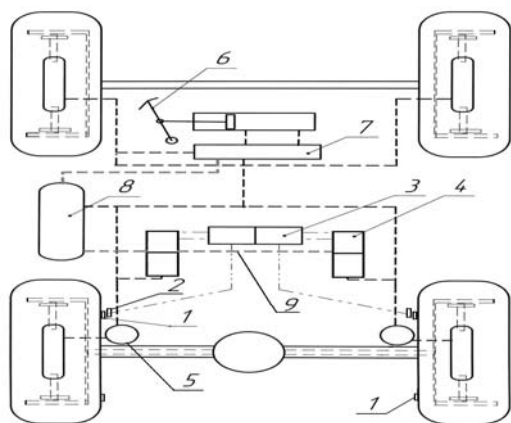


Рисунок 5 – Принципиальная схема устройства, повышающего проходимость грузовых автомобилей с пневматическим приводом тормозов: 1 – корона; 2 – датчик угловых ускорений; 3 – ЭБУАПУ; 4 – двусторонний электромагнитный клапан ПБС; 5 – тормозная камера; 6 – педаль ножного тормоза; 7 – тормозной кран; 8 – ресивер; 9 – воздухопровод ПБС

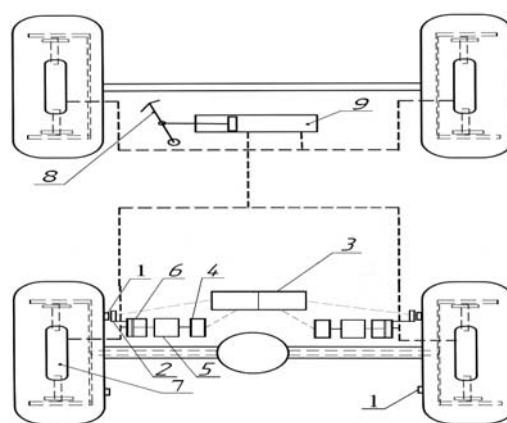


Рисунок 6 – Принципиальная схема устройства, повышающего проходимость грузовых автомобилей с гидравлическим приводом тормозов: 1 – корона; 2 – датчики угловых ускорений; 3 – ЭБУАПУ; 4 – соленоид; 5 – цилиндр ПБС; 6 – педаль ножного тормоза; 7 – тормозной цилиндр колеса; 8 – ресивер; 9 – главный рабочий тормозной цилиндр тормозной системы

Расход топлива во время проведения испытаний измерялся посредством расходомера ИП-179 согласно инструкции по его использованию. Датчик расходомера был установлен в топливную магистраль между фильтром грубой очистки топлива и подкачивающим насосом.

Для изучения работы дифференциалов и движителей колесных машин автором разработано устройство для мониторинга буксования ведущих колес мобильных машин (**патент № 37856 РФ**) (рисунок 7).



Рисунок 7 – Установка устройства для мониторинга буксования ведущих колес в кабине автомобиля ЗиЛ-433360: 1 – корпус электронного блока управления устройства для мониторинга буксования

Электронный блок мониторинга буксования ведущих колес вычисляет и выдаёт как результат следующие величины:

- коэффициент отдельного буксования ведущих колес δ_p ;
- коэффициент совместного буксования ведущих колес δ_c .

Блок обеспечивает достаточную точность вычислений, наглядный вывод информации, позволяет задавать по желанию экспериментатора моменты начала и конца измерений.

В четвертой главе «Результаты экспериментальных исследований» приведены результаты дорожных испытаний автомобиля ЗиЛ-433360 на различных несущих поверхностях.

В качестве параметров, используемых для сравнительной оценки теоретических и экспериментальных данных, определены зависимость коэффициента сцепления ведущего колеса от коэффициента буксования (рисунок 8), а также изменение коэффициента буксования ведущего колеса автомобиля от времени буксования (рисунок 9). Выбор указанных параметров обусловлен непосредственным влиянием их значений на проходимость автомобиля. Из графиков (рисунки 8, 9) видно, что зависимости, полученные в результате моделирования движения автомобиля, находятся в пределах доверительного интервала и достаточно достоверно повторяют характер кривых изменения коэффициента сцепления ведущего колеса и его буксования, полученных в ходе экспериментов. Погрешность моделирования в данном случае не превышает 5%, а в целом по остальным параметрам движения находится в пределах 5...8%.

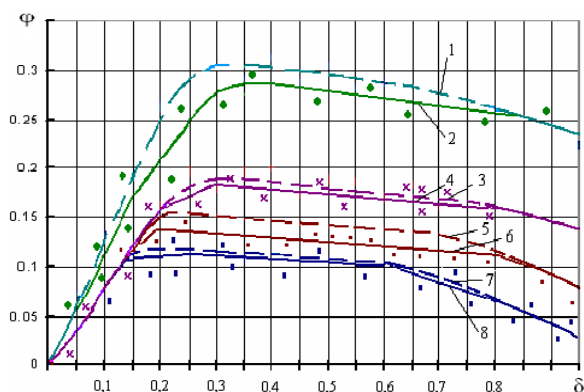


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента сцепления φ колеса с опорной поверхностью от коэффициента буксования δ при движении: 1 – по дерну (теоретическая); 2 – по дерну (экспериментальная); 3 – по скользкому участку (теоретическая); 4 – по скользкому участку (экспериментальная); 5 – по укатанному снегу (теоретическая); 6 – по укатанному снегу экспериментальная; 7 – по льду (теоретическая); 8 – по льду (экспериментальная)

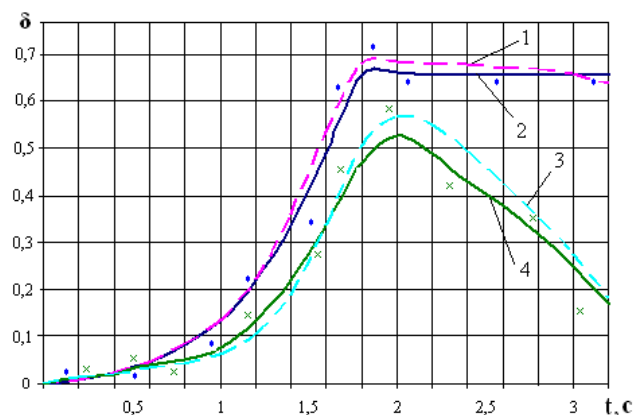


Рисунок 9 – Зависимость коэффициента буксования δ от времени буксования при движении по обледенелому участку: 1 – без ограничения буксования (теоретическая); 2 – без ограничения буксования (экспериментальная); 3 – с автоматическим ограничением буксования (теоретическая); 4 – с автоматическим ограничением буксования (экспериментальная)

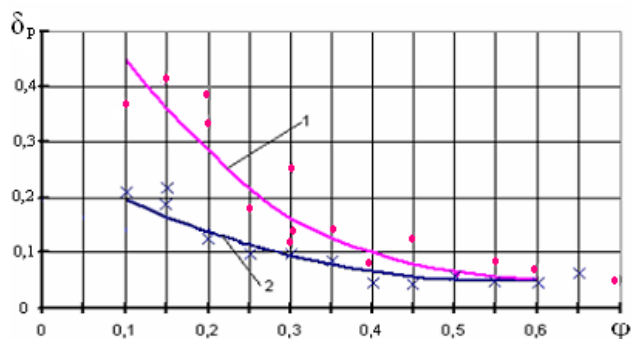


Рисунок 10 – Зависимость коэффициента раздельного буксования δ_r от коэффициента сцепления φ : 1 – серийный автомобиль ЗиЛ-433360; 2 – автомобиль ЗиЛ-433360, оборудованный АПБС

коэффициент раздельного буксования δ_r уменьшается с увеличением коэффициента сцепления φ .

Для серийного автомобиля увеличение коэффициента раздельного буксования составило около 42%, для автомобиля, оборудованного АПБС, 25%.

Результаты испытаний, полученные с помощью электронного блока мониторинга буксования показали, что проходимость автомобиля, оборудованного АПБС, на укатанной снежной и обледенелой дорогах в два-три раза выше, чем серийного автомобиля (рисунок 10). Анализ графика позволяет сделать следующее заключение: при наличии автоматической противобуксовочной системы на автомобиле коэффициент

Результаты испытаний по определению силы тяги по сцеплению P_ϕ представлены на рисунке 11.

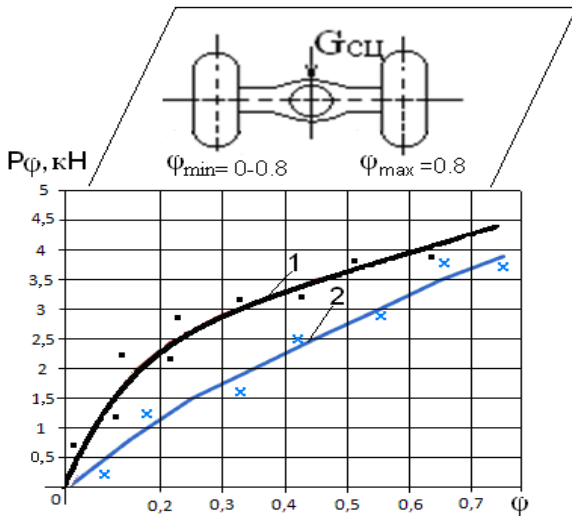


Рисунок 11 – Зависимость силы тяги по сцеплению P_ϕ от коэффициента сцепления ϕ для автомобиля ЗиЛ-433360: 1 – с автоматическим ограничением буксования; 2 – серийный

Из графика видно, что у автомобиля ЗиЛ-433360, оборудованного автоматической противобуксовочной системой, сила тяги по сцеплению выше в 1,5...2,0 раза по сравнению с серийным автомобилем. Особенно это заметно при большей разнице в сцеплении ведущих колес с опорной поверхностью.

Техническую эффективность автоматического ограничения буксования ведущих колес при трогании с места и разгоне автомобиля можно оценить по скоростной характеристике на данном участке. Указанные характеристики автомобиля ЗиЛ-433360 в

штатной комплектации и оснащенного устройством для автоматического ограничения буксования в условиях, определенные методикой экспериментального исследования, приведены на рисунках 12, 13.

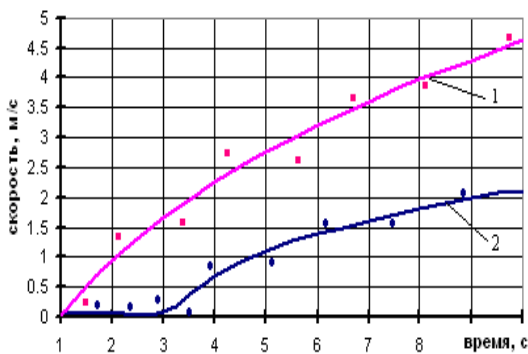


Рисунок 12 – Экспериментальные кривые скоростной характеристики разгона на обледенелом участке: 1 – автомобиль ЗиЛ-433360 с автоматическим ограничением буксования ведущих колес; 2 – серийный автомобиль ЗиЛ-433360

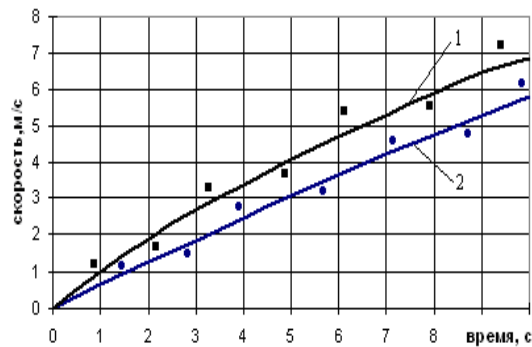


Рисунок 13 – Экспериментальные кривые скоростной характеристики разгона по дерну: 1 – автомобиль ЗиЛ-433360 с автоматическим ограничением буксования ведущих колес; 2 – серийный автомобиль ЗиЛ-433360

Проанализировав скоростные характеристики автомобиля ЗиЛ-433360, можно заключить, что использование предлагаемого устройства для автоматического ограничения буксования ведущих ко-

лес обеспечивает автомобилю с колесной формулой 4x2, оснащенному устройством ПБС, линейные скорости разгона в 1,14 (грунт – дерн)...2,20 (для обледенелого участка) раза большие по сравнению с серийным автомобилем. Эффективность использования экспериментального устройства возрастает с увеличением разности коэффициентов сцепления ведущих колес.

Программой исследования были предусмотрены дорожные испытания по определению топливной экономичности автомобиля

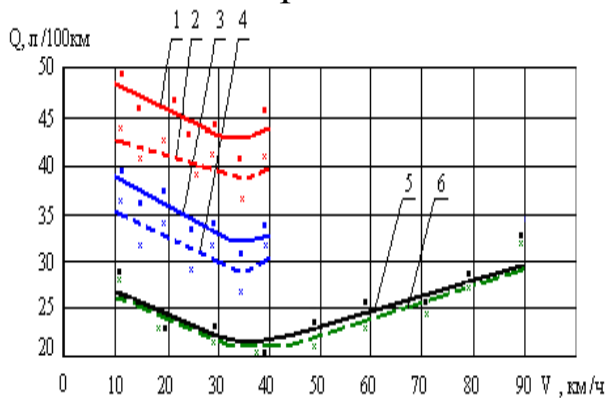


Рисунок 14 – Зависимость расхода топлива Q автомобиля ЗиЛ-433360, оборудованного новыми шинами с универсальным рисунком протектора, от скорости движения V : 1 – серийный при движении по льду; 2 – оборудованный автоматической ПБС при движении по льду; 3 – серийный при движении по грунтовой дороге после дождя; 4 – оборудованный автоматической ПБС при движении по грунтовой дороге после дождя; 5 – серийный при движении по сухому асфальту; 6 – оборудованный автоматической ПБС при движении по сухому асфальту

ЗиЛ-433360. Анализ графика (рисунок 14) позволяет сделать следующее заключение: при движении на твердом сухом покрытии с одинаковым коэффициентом сцепления ($\varphi=0,6$) под ведущими колесами расход топлива у серийного автомобиля и автомобиля, оборудованного автоматической ПБС, примерно одинаков. При движении автомобиля по грунтовой дороге после дождя при наличии автоматической ПБС расход топлива (при скоростном режиме 10...40 км/ч) уменьшается на 7...9% по сравнению с серийным автомобилем и на 9...14% при движении по льду.

Приведенные данные показывают, что движение автомобиля, оборудованного автоматической ПБС, по поверхностям с малой несущей способностью

значительно экономичней, чем автомобиля в штатной комплектации.

В пятой главе «Технико-экономическая оценка результатов исследования» предлагается метод оценки тягово-сцепных качеств автомобиля ЗиЛ-433360, оборудованного автоматической противобуксовочной системой.

Для оценки тягово-сцепных свойств автомобиля ЗиЛ-433360, оборудованного автоматической противобуксовочной системой,

можно воспользоваться сравнением его основных свойств с серийным автомобилем ЗиЛ-433360.

В идеальном случае для серийного автомобиля (без учета внутреннего трения в дифференциале) подсчет тягового усилия на ведущих колесах можно осуществить по формуле

$$P_T = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{min}} \quad (12)$$

Если допустить, что одно ведущее колесо имеет коэффициент сцепления с дорогой $\varphi_{\text{max}}=0,8$, а сцепление другого колеса $\varphi_{\text{min}}=0 \dots 0,8$, то графическое изображение предельно реализуемого тягового усилия будет иметь вид отрезков прямых, направленных под различными углами к оси абсцисс (рисунок 15).

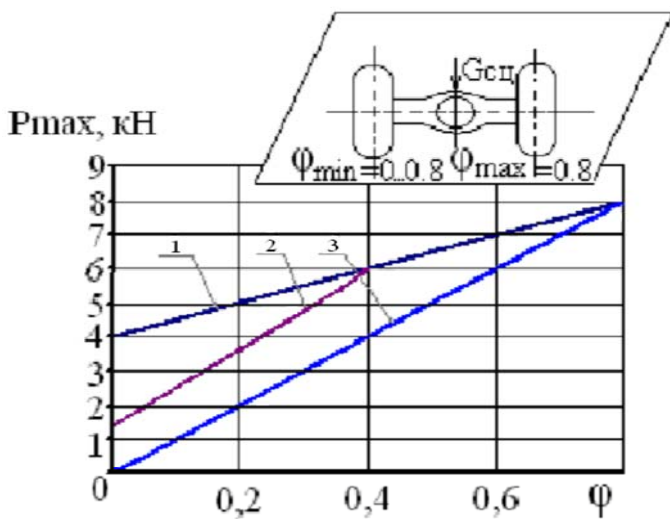


Рисунок 15 – Тяговое усилие автомобиля ЗиЛ-433360:

- 1 – полная блокировка дифференциала; 2 – автомобиль, оборудованный АПБС; 3 – серийный автомобиль

водой, и $\varphi_{\text{max}} = 0,7$ при качении второго ведущего колеса по сухому асфальту, то, подставив указанные значения в уравнение (12), можно получить четырехкратное увеличение тягового усилия автомобиля, оборудованного автоматической ПБС, по сравнению с серийным автомобилем.

Если в оценке соотношения тягового усилия серийного автомобиля и автомобиля, оборудованного автоматической ПБС, учесть сопротивление движению автомобиля, то получим для тех же значений φ и φ_{min} :

$$\frac{P_1}{P} = \frac{\varphi + \varphi_{\text{min}} - \psi}{2\varphi_{\text{min}} - \psi} = 4 \dots \infty \quad \text{при } 0 \leq \psi \leq 2\varphi_{\text{min}}, \quad (14)$$

где ψ – общий коэффициент сопротивления движению автомобиля.

Из графика видно, что у автомобиля, оборудованного автоматической ПБС, реализация тягового усилия выше в 1,5...2,0 раза, чем у серийного автомобиля.

Увеличение тягового усилия автомобиля с автоматической ПБС (P_1) по отношению к серийному автомобилю (P) можно определить по формуле

$$\frac{P_1}{P} = \frac{\varphi + \varphi_{\text{min}}}{2\varphi_{\text{min}}}. \quad (13)$$

Если принять, что $\varphi_{\text{min}} = 0,1$ при качении ведущего колеса автомобиля по льду покрытому

При определении соотношений в тяговых усилиях автомобиля, установленного на «якоре» на горизонтальной площадке (сопротивление передвижению отсутствует), тяговое усилие, развиваемое на ведущих колесах, равно показанию динамометра. На графике (рисунок 16) представлена зависимость силы тяги P_T от коэффициента сцепления φ . Если под левым колесом $\varphi = 0,2$ ($\varphi = \text{const}$), а под правым φ меняется от 0,1 до 0,8, то тяговое усилие на левом колесе остается постоянным.

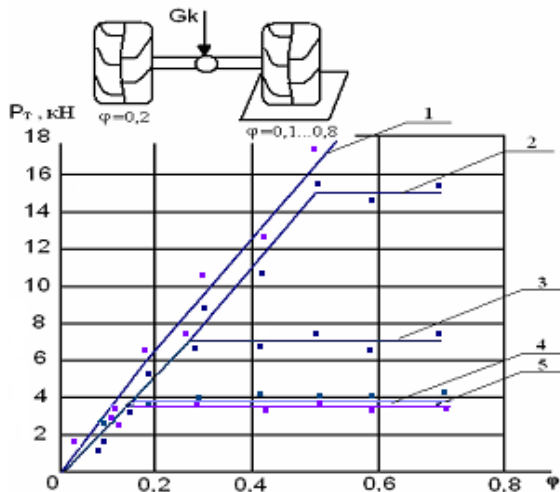


Рисунок 16 – Зависимость суммарной силы тяги P_T от коэффициента сцепления φ автомобиля ЗиЛ-433360: 1 – полная блокировка дифференциала; 2 – автомобиль, оборудованный АПС; 3 – серийный автомобиль 4 – тяговое усилие левого колеса автомобиля, оборудованного АПС; 5 – тяговое усилие левого колеса серийного автомобиля

Оценка тягово-сцепных качеств автомобиля ЗиЛ-433360 позволяет сделать вывод, что автомобиль, оборудованный АПС, почти в два раза превосходит по тяговым свойствам автомобиль в штатной комплектации.

В результате дорожно-хозяйственных испытаний установлено, что использование автоматической ПБС на автомобиле ЗиЛ-433360 позволяет увеличить годовую выработку (грузооборот), при неудовлетворительных дорожных условиях, на 14 – 15% по сравнению с серийным автомобилем (акты внедрения). Годовой экономический эффект составляет 15870 рублей.

Экономический эффект от снижения расхода топлива при применении автоматической ПБС (на 7...14%) в реальных условиях эксплуатации на автомобиле ЗиЛ-433360 составил 17940 рублей.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

По результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Обоснован и разработан способ повышения эффективности грузовых автомобилей в сельском хозяйстве автоматическим подтормаживанием буксующих колес.

2. На основе уточненной математической модели динамики движения ведущего пневматического колеса обоснованы коэффициенты подтормаживания буксующего колеса для скользких дорог и поверхностей с малой несущей способностью с учетом режимов до- и закритического буксования.

3. Разработана и испытана конструкция автоматической ПБС, позволяющая в особых условиях движения (пахота, снег, грязь, песок, размытые грунтовые и полевые дороги, гололед) повысить тягово-сцепные качества и проходимость грузовых автомобилей в сельском хозяйстве в 1,5...2,0 раза, снизить расход топлива на 7...14%. В обычных и сложных дорожных условиях эта конструкция не ухудшает качества работы тормозной системы и серийного шестеренчатого дифференциала.

4. Оснащение серийного автомобиля ЗиЛ-433360 автоматической ПБС обеспечивает время разгона на поверхностях с малой несущей способностью и скользких дорогах в 1,14...2,20 раза меньше по сравнению с серийным автомобилем ЗиЛ-433360 и повышение силы тяги по сцеплению в 1,5...2,0 раза.

5. Обоснованы и разработаны методика и электронный прибор по исследованию буксования колесных движителей, отличающиеся от существующих методик и приборов тем, что они дают возможность дифференцированно определять буксование ведущих колес за любой промежуток времени работы колесной машины.

6. Обоснован и разработан электронный блок управления, с помощью которого функционирует противобуксовочная система (ПБС), автоматически включающий и выключающий ее при заданной величине углового ускорения ведущего колеса ($10...25 \text{ рад/с}^2$).

7. В результате дорожно-эксплуатационных испытаний установлено, что использование автоматической ПБС на автомобиле ЗиЛ-433360 позволяет увеличить грузооборот (при неудовлетворительных дорожных условиях) на 14...15% по сравнению с серийным автомобилем.

Рекомендации

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволяют рекомендовать следующее:

на стадии проектирования

– оснащать грузовые и специальные автомобили в сельском хозяйстве автоматическими противобуксовочными системами с целью

улучшения динамики этих машин за счет снижения буксования, технологических отказов, утомляемости операторов, экологического дисбаланса и повышения производительности;

на стадии эксплуатации

– обеспечивать колесный парк транспортных и специальных автомобилей в предприятиях сельского хозяйства автоматической ПБС.

**Основное содержание диссертации опубликовано
в следующих работах:**

публикации в изданиях, рекомендованных ВАК

1. Кульпин, Э. Ю. Повышение проходимости колесных машин [Текст] / Э. Ю. Кульпин, Ю. Г. Горшков, С. Ю. Попова, А. Г. Попова // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2006. - № 3. – С. 16-18.

2. Кульпин, Э. Ю. [и др.] Образование колеи движителями колесных машин и методика оценки их проходимости [Текст] / Э. Ю. Кульпин [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. - № 6. – С. 24-26.

3. Кульпин, Э. Ю. Оценка тягово-сцепных свойств колесных машин [Текст] / Э. Ю. Кульпин, Ю. Г. Горшков, А. В. Богданов, Д. В. Потемкина // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. - № 3. – С. 11-13.

Труды, опубликованные в других изданиях

1. Кульпин, Э. Ю. Новый принцип управления регулированием тягового усилия на ведущих колесах транспортного средства [Текст] / Э. Ю. Кульпин, Ю. Г. Горшков, Г. Д. Драгунов, А. В. Келлер // Вестник ЧГАУ. – 2000. – Т.-32.– С.71-73.

2. Кульпин, Э. Ю. Способ повышения проходимости мобильных колесных машин сельскохозяйственного назначения [Текст] / Э. Ю. Кульпин, Ю. Г. Горшков, А. В. Келлер // Вестник ЧГАУ. – 2001. – Т. 34.– С.20-22.

3. Кульпин, Э. Ю. Особенности функционирования дифференциалов колесных машин сельскохозяйственного назначения и оценка их тягово-сцепных свойств [Текст] / Э. Ю. Кульпин, Ю. Г. Горшков // Вестник ЧГАУ. – 2001. – Т. 35.– С.77-83.

4. Кульпин, Э. Ю. [и др.] Обоснование способа повышения проходимости мобильных колесных машин сельскохозяйственного назначения [Текст] / Э. Ю. Кульпин [и др.] // Наука. – 2002. - № 3. – С. 24-29.

5. Кульпин, Э. Ю. Результаты исследований параметров, влияющих на КПД дифференциала мобильных колесных машин [Текст] / Э. Ю. Кульпин, Ю. Г. Горшков, И. Н. Старунова, К. В. Глемба // Наука. – 2002. - № 4. – С. 41-45.

6. Кульпин, Э. Ю. [и др.] Повышение эффективности колесных движителей [Текст] / Э. Ю. Кульпин [и др.] // Научно-исследовательский сборник «Новости науки Казахстана». – 2006. - № 4. – С. 87-92.

7. Кульпин, Э. Ю. [и др.] Исследование влияния буксования мобильных колесных машин сельскохозяйственного назначения на снижение работоспособности операторов [Текст] / Э. Ю. Кульпин [и др.] // Вестник сельскохозяйственной науки Казахстана.– 2006. - № 9. – С. 57-92.

8. Кульпин, Э. Ю. [и др.] Метод повышения проходимости колесных машин [Текст] / Э. Ю. Кульпин [и др.] // Сб. науч. тр. / УФ МАДИ Автомобильные дороги и организация дорожного движения. Челябинск – 2007. – С. 81-87.

9. Кульпин, Э. Ю. Электронный блок управления автоматическим противобуксовочным устройством [Текст] / Э. Ю. Кульпин // Вестник ЧГАА. – 2010. – Т. 57.– С.107-111.

Авторские свидетельства, патенты

1. Свид. 16116 Российская Федерация, МПК⁷ В 60 Т 11/04. Устройство для торможения буксующего колеса [Текст] / Кульпин Э. Ю., Келлер А. В., Горшков Ю. Г.; заявители и патентообладатели Кульпин Э. Ю., Келлер А. В., Горшков Ю. Г. - № 20001186064; заявл. 14.07.2000; опубл. 10.12.2000, Бюл. № 34. – 2 с.: ил.

2. Пат. 35298 Российская Федерация, МПК⁷ В 60 Т 11/04. Электронный блок управления автоматическим противобуксовочным устройством для мобильных колесных машин [Текст] / Кульпин Э. Ю., Белых С. А., Горшков Ю. Г. и др.; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. - № 2003127606; заявл. 17.09.2003; опубл. 10.01.2004, Бюл. № 1. – 5 с.: ил.

3. Пат. 37856 Российская Федерация, МПК⁷ G 07 С 5/08. Устройство для мониторинга буксования ведущих колес мобильных машин [Текст] / Кульпин Э. Ю., Бобров С. В., Горшков Ю. Г. и др.; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2004101085; заявл. 12.01.2004; опубл. 10.05.2004. Бюл, № 13. – 4 с.: ил.

Кульпин Эдуард Юрьевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ
АВТОМАТИЧЕСКИМ ПОДТОРМАЖИВАНИЕМ
БУКСУЮЩЕГО КОЛЕСА**

Специальность 05.20.01 – Технологии и средства механизации
сельского хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**Отпечатано в Челябинской государственной агроинженерной
академии**

Подписано в печать «13» февраля 2012 г.

Формат 60x84/16. Объем 1,0 уч.-изд. л.

Тираж 100 экз. Заказ № 24.

РИО ЧГАА, 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 75.

УОП ЧГАА