

На правах рукописи



Реймер Вадим Валерьевич

**ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ЭКСПЛУАТАЦИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССА 1.4 ПРИ
РАБОТЕ НА НАКЛОННОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ**

05.20.01 – технологии и средства механизации сельского хозяйства

05.20.03 – технологии и средства технического обслуживания сельского
хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ

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

Оренбург – 2012 г.

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО
«Оренбургский государственный аграрный университет» на кафедре
«Мобильные энергетические средства»

Научные руководители: доктор технических наук, профессор
Евгений Михайлович Асманкин
(специальность 05.20.01)

доктор технических наук, профессор
Владимир Александрович Шахов
(специальность 05.20.03)

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Василий Дмитриевич Поздняков

кандидат технических наук
Александр Васильевич Михайлов

Ведущая организация ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный университет»

Защита диссертации состоится «24» февраля 2012 года в ____ часов на заседании диссертационного совета Д 220.051.02 при ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный аграрный университет» по адресу: 460014, г. Оренбург, ул. Коваленко, 4, Оренбургский ГАУ, корпус № 3 (технический факультет), ауд. № 500М.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Оренбургского государственного аграрного университета. Объявление о защите и автореферат размещены на сайте ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный аграрный университет» <http://www.orensau.ru>.

Автореферат разослан «19» января 2012 года

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



В.А. Шахов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время одной из приоритетных задач инженерно-технического перевооружения растениеводческой отрасли АПК (агропромышленного комплекса) России является внедрение высокоточных технологий на базе систем глобального позиционирования. Их применение обеспечивает повышение устойчивости курсового движения МТА (машинно-тракторных агрегатов), что позволяет значительно экономить энергоресурсы, снизить отрицательное воздействие ходовых систем на агроэкологические свойства почв. Однако указанные технологии компенсируют лишь ограниченность физических возможностей механизатора за счет курсоуказателей и подруливающих устройств, которые в автоматическом режиме отслеживают траекторию движения трактора и поворачивают колеса адекватно заданному курсу. Как показывает практика, степень реализации заложенного в высокоточные технологии потенциала зависит и от возможности самого управляемого объекта (трактора) выдерживать заданный курс, что особенно остро проявляется при выполнении технологических операций на наклонных участках опорной поверхности, где движение осуществляется в режиме действия боковой скатывающей силы и дисбалансного нагружения бортов энергетического модуля МТА. В таких условиях для обеспечения требуемой курсовой устойчивости необходимо использовать большее количества спутников и применять дорогостоящее оборудование, обеспечивающее дифференциальную поправку, либо закладывать в конструкцию трактора возможность адаптации к рельефным условиям, чего можно добиться путем качественного изменения способа корректировки траектории движения, предполагающего минимизацию силового воздействия на органы управления.

Цель работы. Повысить курсовую устойчивость колесного трактора при выполнении технологических операций на наклонной опорной поверхности.

Объект исследования. Процесс увода колесного трактора от заданного курса в режиме эксплуатации на наклонных участках опорной поверхности.

Предмет исследования. Закономерности взаимодействия движителя с опорной поверхностью.

Научная новизна работы:

по специальности 05.20.01

- теоретические исследования, направленные на определение момента увода колесного трактора, обусловленного эластичностью шин;

- аналитические зависимости, показывающие характер изменения дисбаланса нормальных реакций на колесах одного моста в зависимости от величины смещения дополнительных грузов и угла наклона опорной поверхности;

- теоретические исследования, направленные на определение величины стабилизирующего курсовую устойчивость момента;

- теоретические исследования, направленные на ускорение проведения экспериментальных исследований увода трактора в режиме дисбалансного нагружения бортов;

по специальности 05.20.03

- теоретические исследования, обосновывающие возможность режимного

обеспечения способа стабилизации курсового движения колесного трактора при эксплуатации на наклонных участках опорной поверхности.

Практическая значимость работы.

по специальности 05.20.01

- разработан способ стабилизации положения колесного транспортного средства, что подтверждено патентом на изобретение (№ 2399538). Указанный способ может быть внедрен в систему точного земледелия для улучшения устойчивости движения колесного трактора в процессе выполнения технологических операций;

- предложен вариант модернизации колесного трактора, который обеспечивает повышение производительности при проведении с.-х. работ на 8...15% на склонах от 5 до 16 градусов, а также снижение расхода топлива на 10...12%;

по специальности 05.20.03

- разработана методика эксплуатационно-технологической оценки параметрических характеристик технической системы для реализации адекватного стабилизирующего момента.

Реализация результатов диссертационных исследований.

Разработанный способ и его реализация прошли проверку в ООО «Дружба» Тоцкого района Оренбургской области.

Научно-методические материалы, представленные в НИР, используются при подготовке магистров по направлению «Технологии и средства механизации сельского хозяйства».

На защиту выносятся следующие положения:

- методика определения координаты центра масс мобильного агрегата для обеспечения режима компенсации моментов увода;

- методика экспериментальных исследований курсовой устойчивости колесного трактора в режиме дисбалансного нагружения при поперечном смещении координаты центра масс;

- результаты производственных испытаний колесного трактора при выполнении технологических операций в режиме компенсации моментов увода и экономическое обоснование целесообразности технического внедрения.

Апробация.

Основные положения диссертации доложены и одобрены на международной научно-практической конференции МГУП «Роль природообустройства сельских территорий в обеспечении устойчивого развития» (Москва, 2007), на международных и межвузовских конференциях Оренбургского ГАУ с 2005 по 2011 гг., посвященных совершенствованию инженерно-технического обеспечения технологических процессов в АПК.

Диссертационная работа заслушивалась и была одобрена на объединенном расширенном заседании кафедр «Мобильные энергетические средства» и «Энергообеспечение сельского хозяйства» Оренбургского государственного аграрного университета (Оренбург, 2011 г.)

Публикации. По материалам диссертационных исследований опубликовано восемь статей, четыре из них в изданиях, рекомендованных ВАК. Получены два

патента на устройство и способ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения по результатам диссертационных исследований, библиографического списка использованной литературы (165 наименований) и приложений. Работа содержит 125 страниц машинописного текста, 45 рисунков и 11 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана краткая интерпретация актуальности проблемы реализации потенциала эффективности эксплуатации колесных тракторов в аспекте повышения курсовой устойчивости, решению которой посвящена диссертационная работа, изложены актуальность и новизна темы, а также основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе «ОБОСНОВАНИЕ АКТУАЛЬНОСТИ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ» в результате обзора материалов публикаций ведущих ученых и специалистов в области эксплуатации тягово-транспортных средств и механиции технологических процессов (Аксенов П.В., Амельченко П.А., Атаманов Ю.Е., Бойков В.П., Бочаров Н.Ф., Велев Н.Н., Водяник Ю.В., Войтиков А.В., Гуськов В.В., Гячев Л.В., Двали Р.Р., Ксенович И.П., Кутьков Г.М., Львов Е.Д., Рославцев А.В., Солонский А.С., Чудаков Д.А., Якубович А.И.), а также на основании данных, опубликованных в специализированных научно-теоретических изданиях, проведен концептуальный анализ вопроса реализации потенциала эффективности эксплуатации колесных тракторов в сельскохозяйственном производстве. Он показал, что проблема повышения курсовой устойчивости на склонах не имеет окончательного решения и остается актуальной. Предлагаемые на современном этапе технические решения (рисунок 1) не обеспечивают устойчивость движения адекватно требованиям к технологическому обеспечению точного земледелия, которые предполагают минимизацию отклонения реальной траектории движения от заданного курса. Автопилоты и подруливающие устройства, являющиеся неотъемлемым звеном систем глобального позиционирования, во многом компенсируют ограниченность физических возможностей человека-механизатора в процессе управления МТА. Однако, как показывает практика, для реализации потенциала высокоточных технологий необходимо закладывать более высокий уровень технического оснащения тягово-энергетического модуля, реализующего технологические операции. Таким образом, требуется более высокая степень адаптации тракторов сельскохозяйственного назначения к агроландшафтам и природно-производственным условиям их использования.

В результате обзора существующих научно-технических решений, направленных на повышение эффективности эксплуатации колесных тракторов при выполнении технологических операций, в частности улучшение курсовой устойчивости, достоверно установлено, что одним из наиболее перспективных и рациональных способов корректировки траектории движения МТА является управление координатой центра масс его энергетического модуля – трактора.

Многие специалисты указывают на то, что это есть наиболее значимая предпосылка для создания алгоритма диссертационных исследований, которая привела к разработке способа повышения курсовой устойчивости (патент № 2399538) и позволила определить задачи исследований.

Задачи диссертационных исследований.

1. Провести теоретическое исследование процесса бокового увода колесного трактора при выполнении технологических операций на наклонной опорной поверхности.

2. Обосновать методику определения координаты центра масс мобильного агрегата для обеспечения режима компенсации моментов увода.

3. Разработать методику экспериментальных исследований курсовой устойчивости колесного трактора в режиме дисбалансного нагружения при поперечном смещении координаты центра масс.

4. Провести производственные испытания колесного трактора при выполнении технологических операций в режиме компенсации моментов увода и дать экономическое обоснование целесообразности технического внедрения.

Вторая глава «ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЛИЯНИЯ КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС ТРАКТОРА НА ПРОЦЕСС СТАБИЛИЗАЦИИ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ МТА» представляет собой комплексную методику, в логическую структуру которой положено три раздела.

В разделе «Методика параметрического анализа процесса дестабилизации курсового движения» проведены теоретические исследования силовых факторов, возмущающих устойчивое движение трактора и приводящих к его отклонению от заданной траектории в процессе движения поперек склона. Реализация методики базировалась на создании математической модели движения трактора с уводом в режиме действия боковой силы (составляющей веса трактора, параллельной уклону). Для получения данных по уводу, обусловленному эластичностью колес, движение рассматривалось в отсутствие перераспределения нормальных реакций по бортам машины (рис. 1).

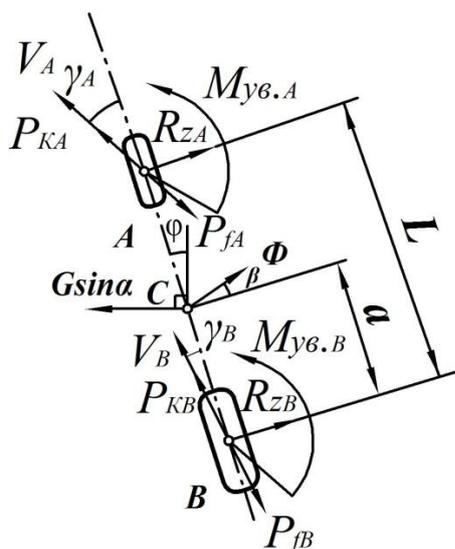


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на колесный трактор 4×4 на склоне при установившемся повороте за счет увода эластичных колес

Воспользовавшись методом кинестатики, составив уравнения моментов относительно геометрических пятен контакта колес с опорной поверхностью (точки А и В) и приравняв их к нулю, мы получили уравнения, формализующие зависимости моментов увода, обусловленных эластичностью пневматических шин, действующих на передний и задний мосты колесного трактора как функции величины наклона опорной поверхности, а также массово-геометрических и эксплуатационных характеристик машины:

$$M_{\text{ув.А}} = A_1 \frac{B_1 C_2 - B_2 C_1}{B_1 A_2 - A_1 B_2}, \quad (1)$$

$$M_{\text{ув.В}} = B_2 \frac{A_1 C_2 - A_2 C_1}{A_1 B_2 - A_2 B_1}, \quad (2)$$

где $M_{\text{ув.А}}$ и $M_{\text{ув.В}}$ – моменты увода, действующие соответственно на переднее и заднее эквивалентное колесо, Н·м; $A_1 = k_{fA} k_{\text{св.А}}$; $A_2 = (k_{fA} k_{\text{св.А}} + P_{KA} L k_{\text{св.А}} + P_{fA} L k_{\text{св.А}} - c_{ZA} L)$; $B_1 = (k_{fB} k_{\text{св.В}} - P_{KB} L k_{\text{св.В}} + P_{fB} L k_{\text{св.В}} + c_{ZB} L)$; $B_2 = k_{fB} k_{\text{св.В}}$; $C_1 = G_{\text{тр}} \sin \alpha (L - a)$; $C_2 = -a G_{\text{тр}} \sin \alpha$; k_{fA} и k_{fB} – суммарные коэффициенты угловой жесткости передних и задних колес соответственно, Н/рад; $k_{\text{св.А}}$ и $k_{\text{св.В}}$ – коэффициенты связи между угловой и поперечной деформациями шин переднего и заднего эквивалентных колес соответственно, рад/м; c_{ZA} и c_{ZB} – суммарные поперечные жесткости шин передних и задних эквивалентных колес соответственно; P_{fA} и P_{fB} – суммарные силы сопротивления качению на переднем и заднем эквивалентных колесах соответственно, Н; L – колесная база трактора, м; P_{KA} и P_{KB} – суммарные касательные силы тяги на переднем и заднем эквивалентных колесах соответственно, Н; a – расстояние от геометрической оси вращения задних колес до центра масс трактора; $G_{\text{тр}}$ – вес трактора, Н; α – угол поперечного склона, град.

Момент увода, вызванный креном, при условии разблокированности дифференциала трактора, определялся по классической методике:

$$M_{\text{дф}} = Vf \frac{\Delta G}{2}, \quad (3)$$

где V – колея трактора, м; f – коэффициент сопротивления перекачиванию; ΔG – разность в вертикальных нагрузках между колесами абстрактного моста, Н;

Выражения (1) – (3) позволили получить графическую интерпретацию моментов увода в функции угла наклона опорной поверхности (рис. 2). В нашем случае рассматривался трактор МТЗ-82, что обусловлено его известной востребованностью хозяйствами, а также массовостью, универсальностью.

По выражению (3) установлено, что момент увода, обусловленный креном, создается за счет разности в сопротивлениях перекачиванию колес, основной причиной которой, как показали исследования, является дисбаланс в

вертикальных нагрузках по бортам. Именно это стало предпосылкой к обоснованию возможности компенсации моментов увода путем поперечного смещения центра масс колесного трактора за счет перемещения дополнительных грузов в передней и задней части машины согласно полученному на способ патенту РФ № 2399538. Крен приводит к разности в распределении вертикальных нагрузок между верхним и нижним колесами машины. Изменение поперечной координаты центра тяжести машины вызывает аналогичный эффект. Согласно физической закономерности процесса, при включенном дифференциале, это приводит к изменению в соотношениях сил сопротивления перекатыванию и касательных реакций почвы в пятнах контакта движителей с опорной поверхностью и влечет за собой забегание менее нагруженного колеса как следствие циркуляции мощности в контуре трансмиссионно-ходовой части трактора.

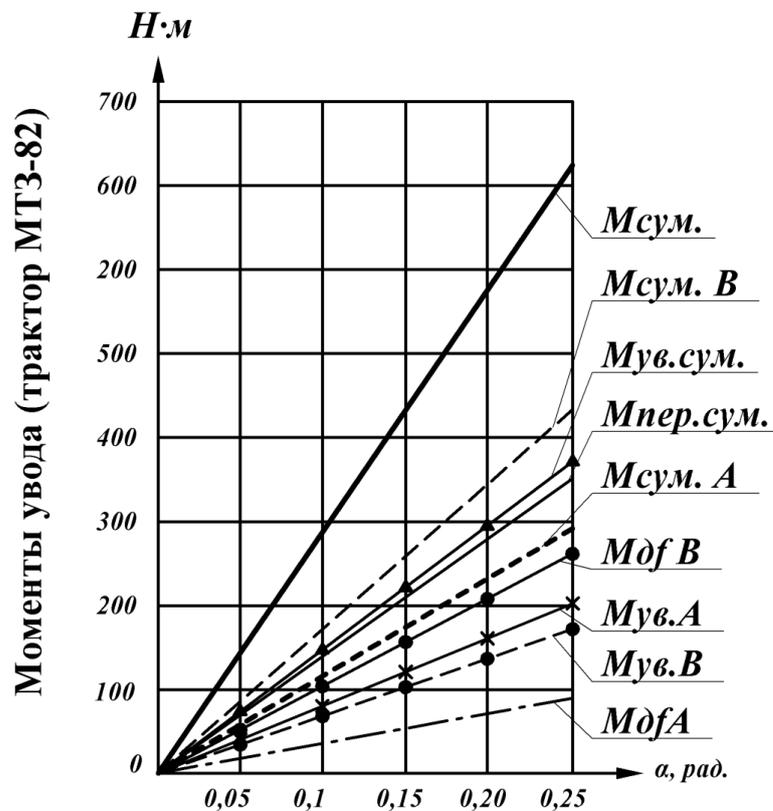


Рисунок 2 – Моменты, действующие на мосты трактора МТЗ-82 и на весь трактор в целом как функции угла наклона опорной поверхности: $M_{дфА}$ и $M_{дфВ}$ – моменты увода, обусловленные креном, действующие на передний и задний мост соответственно; $M_{пер.сум}$ – суммарный момент увода, обусловленный креном, действующий на трактор; $M_{сум.А}$ и $M_{сум.В}$ – суммарные моменты увода, действующие на передний и задний мосты соответственно; $M_{ув.сум.}$ – суммарный момент увода, обусловленный эластичностью пневматических колес, действующий на трактор; $M_{сум.}$ – суммарный момент увода, действующий на трактор.

С целью определения критических углов наклона опорных поверхностей, на которых может быть реализован предлагаемый способ, в соответствии с

эксплуатационными характеристиками трактора, проведены исследования преодолеваемого момента сопротивления. Методика исследований предполагает определение радиуса поворота трактора, вызванного режимом дисбалансного нагружения его бортов на горизонтальной опорной поверхности. В разработанную методику для определения критических углов был введен ряд допущений, обусловленных созданием имитационной схемы движителя, предполагающую замену передних и задних колес каждого из бортов одним эквивалентным, радиус которого определили исходя из условия равенства скоростей на ободьях переднего и заднего колес; дифференциалы переднего и заднего мостов заменили одним эквивалентным.

Радиус поворота определяется величиной рассогласования угловых скоростей вращения колес, которые были получены при решении системы уравнений для неустановившегося движения забегающей и отстающей полуосей соответственно (для простого дифференциала):

$$\begin{cases} I_{\varepsilon 1} \varepsilon_{\varepsilon 1} = 0,5M_{K\varepsilon} - M_{f\varepsilon 0} + \Delta M_{f\varepsilon}, & (4) \\ I_{\varepsilon 2} \varepsilon_{\varepsilon 2} = 0,5M_{K\varepsilon} - M_{f\varepsilon 0} - \Delta M_{f\varepsilon}, & (5) \end{cases}$$

где $I_{\varepsilon 1}, I_{\varepsilon 2}$ – суммарные моменты инерции забегающего колеса с полуосью и закрепленными на ней деталями и отстающего колеса с полуосью и закрепленными на нем деталями соответственно, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $\varepsilon_{\varepsilon 1}, \varepsilon_{\varepsilon 2}$ – угловые ускорения забегающей и отстающей полуосей соответственно, $1/\text{с}^{-1}$; $M_{K\varepsilon}$ – крутящий момент, подводимый от двигателя к эквивалентной коробке дифференциала, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $M_{f\varepsilon 1}$ и $M_{f\varepsilon 2}$ – моменты сопротивления, действующие на эквивалентное забегающее и отстающее колеса соответственно, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $M_{f\varepsilon 0}$ – момент сопротивления перекачиванию, действующий на эквивалентные колеса в отсутствие дисбаланса нормальных реакций, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $\Delta M_{f\varepsilon}$ – увеличение (снижение) момента сопротивления на эквивалентном колесе, обусловленное разностью дисбалансом нормальных нагрузок, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Идентичность эквивалентных колес, а следовательно, и их моментов инерции, при условии равномерного вращения коробки дифференциала ($\varepsilon_K = 0$, а $\omega_{K\varepsilon} = \text{const}$), позволили путем алгебраического преобразования выражений (6) и (7) получить дифференциальное уравнение:

$$\frac{d\omega_{\varepsilon 2}}{dt} = \left(\frac{M_{K\varepsilon} - 2M_{f\varepsilon 0}}{2I_{\varepsilon} \omega_{K\varepsilon} r_{\varepsilon}} \right) r_{\varepsilon} \omega_{\varepsilon 2} + \frac{M_{f\varepsilon 0}}{I_{\varepsilon}} - \frac{G_{\text{тр}} X_{\text{с}} f}{B} - \frac{M_{K\varepsilon}}{2I_{\varepsilon}}, \quad (6)$$

где $\omega_{\varepsilon 2}$ – угловая скорость вращения отстающего колеса, $1/\text{с}$; $\omega_{K\varepsilon}$ – угловая скорость эквивалентной коробки дифференциала, $1/\text{с}$; I_{ε} – суммарный момент инерции эквивалентного колеса, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

В результате решения уравнения (6) определяли частоту вращения отстающего колеса:

$$\omega_{\text{з2}} = \frac{e^{\frac{A(t - \ln \frac{1}{A\sqrt{|A\omega_{\text{кз}} + B|} - B}}{A}}}{A}, \quad (7)$$

$$\text{где } A = \frac{M_{\text{кз}} - 2M_{\text{фз0}}}{2I_{\text{з}}\omega_{\text{кз}}}; B = \frac{M_{\text{фз0}} - \Delta M_{\text{фз}} - 0,5M_{\text{кз}}}{I_{\text{з}}}.$$

Аналогичным образом было определено выражение для угловой скорости забегающего колеса:

$$\omega_{\text{з1}} = \frac{e^{\frac{C(t - \ln \frac{1}{C\sqrt{|C\omega_{\text{кз}} + D|} - D}}{C}}}{C}, \quad (8)$$

$$\text{где } C = \frac{M_{\text{фз0}} - \Delta M_{\text{фз}} - 0,5M_{\text{кз}}}{I_{\text{з}}\omega_{\text{кз}}}; D = \frac{M_{\text{фз0}} - \Delta M_{\text{фз}} - 0,5M_{\text{кз}}}{I_{\text{з}}}.$$

Для получения искомого радиуса, необходимого для создания алгоритма расчета, был введен коэффициент буксования, определяемый по методике профессора Трепененкова, имеющей математическую адаптивность к используемой в работе формализации расчетного цикла:

$$R = \frac{0,5B(\omega_{\text{з2}}(1 - \delta_{\text{з2}}) + \omega_{\text{з1}}(1 - \delta_{\text{з1}}))}{\omega_{\text{з1}}(1 - \delta_{\text{з1}}) - \omega_{\text{з2}}(1 - \delta_{\text{з2}})}, \quad (9)$$

где B – колея трактора, м; $\delta_{\text{з1}}$, $\delta_{\text{з2}}$ – коэффициенты буксования на забегающем и отстающем эквивалентных колесах.

Поворот трактора с расчетным радиусом будет возможен только в случае соблюдения неравенства:

$$M_{\text{пов}} \geq R_{\text{кз}} b_{\text{з}} \frac{1 - \delta_{\text{з}}}{12\delta_{\text{з}}} \cdot \frac{b_{\text{з}}}{R}, \quad (10)$$

где $R_{\text{кз}}$ – касательная сила тяги на колесах, Н.

На основе разработанной методики теоретического исследования была установлена причинно-следственная взаимосвязь между изменением координаты центра масс и возникновением дисбаланса в вертикальных реакциях верхних и нижних по склону бортов трактора, способствующего появлению моментов, адекватных моментам увода на наклонной опорной поверхности.

В соответствии с разработанным алгоритмом проведенных исследований процесс компенсации увода был дифференцирован по двум направлениям. Приоритетно рассматривалось устранение разницы нормальных реакций, вызванных креном энергетического модуля. На втором этапе была обоснована возможность компенсации моментов увода, обусловленных эластичностью пневматических колес.

Оптимизация распределения нагрузок по бортам машины была основана на реализации технологической пропорции распределения веса между верхними и нижними по склону колесами. Для этого рассматривались мосты трактора (рис. 4) при соблюдении условия расположения центра масс груза в плоскости геометрической оси колес, направленной по нормали к опорной поверхности.

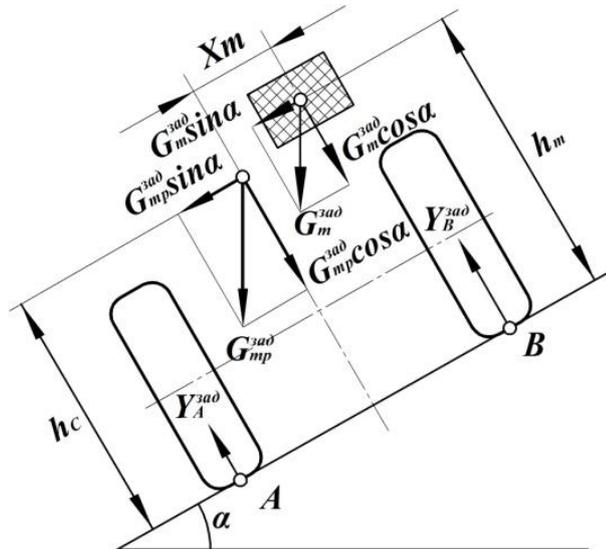


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения ΔG как функции X_m и α

Разность между вертикальными нагрузками ΔG , при перемещении центра масс грузов относительно продольной плоскости трактора была определена на основании математических выражений моментов относительно геометрических центров пятен контакта обоих колес для заднего и переднего мостов соответственно:

$$\Delta G_{\text{зад}} = \frac{2(G_{\text{тр}}^{\text{зад}} \sin \alpha h_c - G_m^{\text{зад}} \cos \alpha X_m^{\text{зад}} + G_m^{\text{зад}} \sin \alpha h_m^{\text{зад}})}{B}, \quad (11)$$

Для переднего моста выражение, определяющее величину разности нормальных реакций, выглядит аналогично:

$$\Delta G_{\text{пер}} = \frac{2(G_{\text{тр}}^{\text{пер}} \sin \alpha h_c - G_m^{\text{пер}} \cos \alpha X_m^{\text{пер}} + G_m^{\text{пер}} \sin \alpha h_m^{\text{пер}})}{B}, \quad (12)$$

где $\Delta G_{\text{зад}}$ – разность в вертикальных нагрузках между колесами заднего моста, Н; $\Delta G_{\text{пер}}$ – разность в вертикальных нагрузках между колесами переднего моста, Н; $G_{\text{тр}}^{\text{зад}}$ и $G_{\text{тр}}^{\text{пер}}$ – доли веса трактора, приходящиеся на задний и передний мосты соответственно, Н; $G_m^{\text{зад}}$ и $G_m^{\text{пер}}$ – вес заднего и переднего дополнительных грузов соответственно, Н; h_c – высота расположения центра масс трактора над опорной поверхностью, м; $h_m^{\text{зад}}$ и $h_m^{\text{пер}}$ – высота расположения центра масс заднего и переднего грузов соответственно над опорной поверхностью, м;

С учетом того, что выравнивание реакций произойдет при нулевом значении $\Delta G_{\text{зад}}$ и $\Delta G_{\text{пер}}$, получены уравнения перемещения дополнительных грузов для

компенсации моментов увода, обусловленных креном:

$$X_{\text{мкр}}^{\text{пер}} = \frac{G_{\text{тр}}^{\text{пер}} \sin \alpha h_{\text{с}} + G_{\text{м}}^{\text{пер}} \sin \alpha h_{\text{м}}^{\text{пер}}}{G_{\text{м}}^{\text{пер}} \cos \alpha}, \quad (13)$$

$$X_{\text{мкр}}^{\text{зад}} = \frac{G_{\text{тр}}^{\text{зад}} \sin \alpha h_{\text{с}} + G_{\text{м}}^{\text{зад}} \sin \alpha h_{\text{м}}^{\text{зад}}}{G_{\text{м}}^{\text{зад}} \cos \alpha}, \quad (14)$$

где $X_{\text{мкр}}^{\text{зад}}$ и $X_{\text{мкр}}^{\text{пер}}$ – потребные перемещения грузов в передней и задней части трактора для компенсации моментов увода, обусловленных креном машины, м;

С целью получения условий устойчивого движения колесного полноприводного трактора при движении поперек склона была использована теория А.М. Ляпунова, на основе которой проводился кинематический анализ исследуемой машины в неподвижной системе координат при постоянной скорости по заданному курсу. Для этого дополнительно в схему сил (рис. 2), был введен стабилизирующий момент и принято условие, что центр тяжести за счет изменения поперечной координаты грузов имеет смещение в поперечном направлении настолько, что дисбаланс в нормальных реакциях между верхними и нижними по склону колесами отсутствует, т.к. величина перемещения для компенсации крена уже определена.

Для дальнейшей реализации аналитических процедур, предполагающих исследование угловой координаты центра тяжести трактора, была выдвинута гипотеза, что трактор может рассматриваться как техническая система, осуществляющая курсовое движение с одной степенью свободы – модель «маятник» с центром качания относительно оси, проходящей через центр тяжести машины нормально к опорной поверхности (рис. 5).

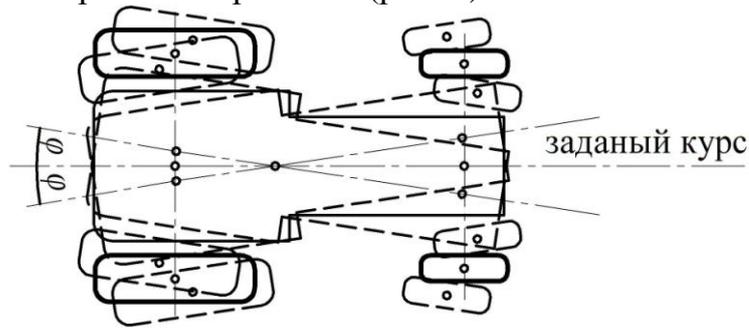


Рисунок 5 – Трактор, представленный моделью «маятник» с осью качания, проходящей через геометрический центр тяжести нормально к опорной поверхности

С учетом малости угловых перемещений, дифференциальное уравнение, описывающее угловые колебания трактора на склоне, было формализовано как:

$$\ddot{\phi} - \left[\frac{(L-a)^2 (P_{\text{КА}} - P_{\text{ФА}}) + a^2 (P_{\text{КВ}} - P_{\text{ФВ}})}{I_{\text{с}} \dot{x}_{\text{с}}} \right] \dot{\phi} + \frac{(L-a)(P_{\text{КА}} - P_{\text{ФА}}) + a(P_{\text{КВ}} - P_{\text{ФВ}})}{I_{\text{с}}} \phi = [aR_{\text{ЗВ}} - R_{\text{ЗА}}(L-a) - fG_{\text{тр}}X_{\text{с}} + M_{\text{ув.А}} + M_{\text{ув.В}}]/I_{\text{с}}, \quad (15)$$

где I_c – момент инерции трактора относительно оси, проходящей через его центр масс нормально к опорной поверхности, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

В идеальном случае, что допустимо для теоретических исследований, равенство угла нулю между заданным курсом и продольной плоскостью машины говорит об абсолютной устойчивости движения.

Постоянное слагаемое в правой части дифференциального уравнения означает физическое отклонение продольной плоскости машины в режиме сохранения статического равновесия относительно заданного курса.

Тогда вследствие математических преобразований можно утверждать:

$$\varphi_0 = \frac{M_{ув.А} + M_{ув.В} - fG_{тр}X_c}{(L-a)(P_{КА} - P_{ФА}) + a(P_{КВ} - P_{ФВ})}, \quad (16)$$

где φ_0 - физическое статическое отклонение продольной плоскости машины относительно заданного курса, рад.

При выполнении условия равенства нулю угла φ_0 было получено выражение:

$$fG_{тр}X_c = M_{ув.А} + M_{ув.В}, \quad (17)$$

физическая сущность которого представляется соблюдением реализации эквивалентности перемещения дополнительных масс в передней и задней частях трактора, что осуществляется исключительно вследствие превышения стабилизирующим моментом момента увода для переднего и заднего мостов соответственно:

$$X_m^{зад} \geq \frac{(G_m^{зад} h_m^{зад} \sin \alpha + G_{тр}^{зад} \sin \alpha h_c - \left| \frac{B_2 \cdot A_1 C_2 - A_2 C_1}{f \cdot A_1 B_2 - A_2 B_1} \right|)}{G_m^{зад} \cos \alpha}, \quad (18)$$

$$X_m^{пер} \geq \frac{(G_m^{пер} h_m^{пер} \sin \alpha + G_{тр}^{пер} \sin \alpha h_c - \left| \frac{A_1 \cdot B_1 C_2 - B_2 C_1}{f \cdot B_1 A_2 - A_1 B_2} \right|)}{G_m^{пер} \cos \alpha}. \quad (19)$$

Установленные закономерности (13), (14), (18), (19) позволяют определить требуемую величину перемещения масс в передней и задней частях трактора для компенсации моментов увода.

Дальнейшие исследования, в том числе экспериментальные, предполагалось проводить в пределах, обусловленных технико-эксплуатационными характеристиками трактора. Основной из них, согласно специфике настоящей НИР, максимально допустимый угол склона, на котором согласно документации к трактору МТЗ-82 возможно его использовать. На рисунке 6 показана зависимость (для примера взят передний мост) суммарного перемещения груза от его веса и

угла наклона опорной поверхности и выделена поверхность, отражающая указанные пределы.

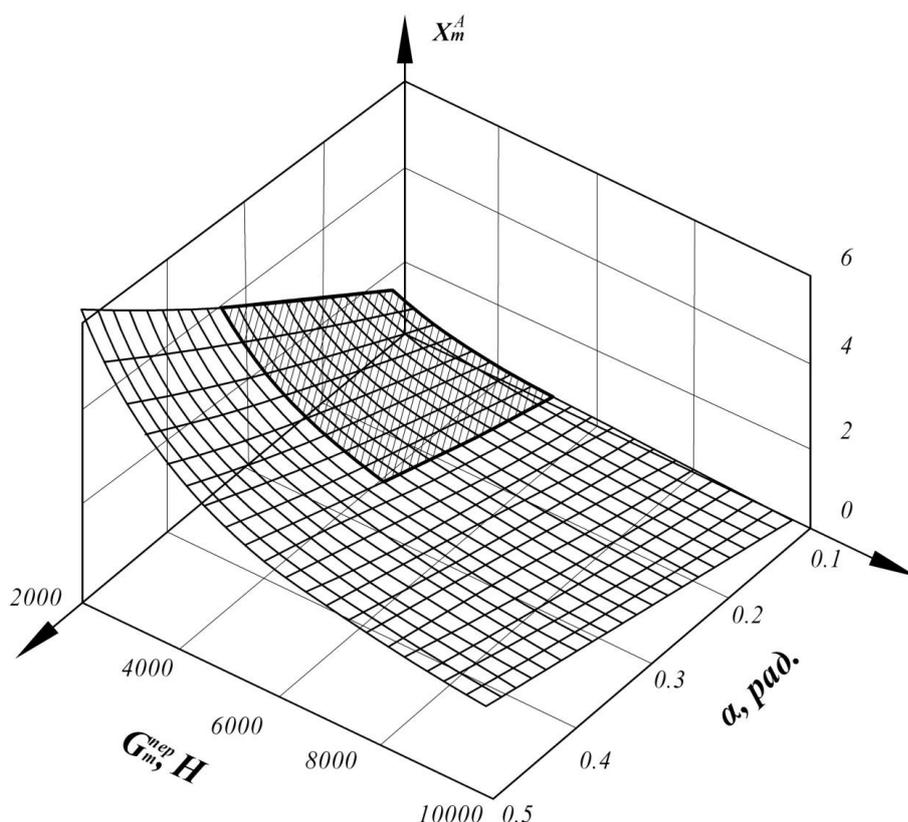


Рисунок 6 – Величина потребного для компенсации моментов увода смещения грузов в функции веса переднего груза и угла наклона опорной поверхности (с привязкой к переднему мосту)

Дальнейшая реализация диссертационных исследований предполагала оптимизацию массово-геометрических параметров мобильной системы с целью минимизации вмешательства в эксплуатационно-режимные характеристики серийного образца. В связи с этим была разработана параметрическая модель, позволяющая на основании функциональной взаимосвязи определять координаты расположения дополнительных грузов в продольной плоскости машины для обеспечения распределения веса по мостам адекватно базовому варианту трактора (рисунок 7), что адекватно соблюдению соотношения:

$$\frac{R_{п0}}{R_{з0}} = \frac{R_{п}}{R_{з}}, \quad (20)$$

где $R_{п0}$ – суммарная вертикальная реакция на передние колеса базовой модели, Н; $R_{з0}$ – суммарная вертикальная реакция на задние колеса базовой модели, Н; $R_{п}$ – суммарная вертикальная реакция на передние колеса с учетом навешенных грузов, Н; $R_{з}$ – суммарная вертикальная реакция на задние колеса с учетом навешенных грузов, Н.

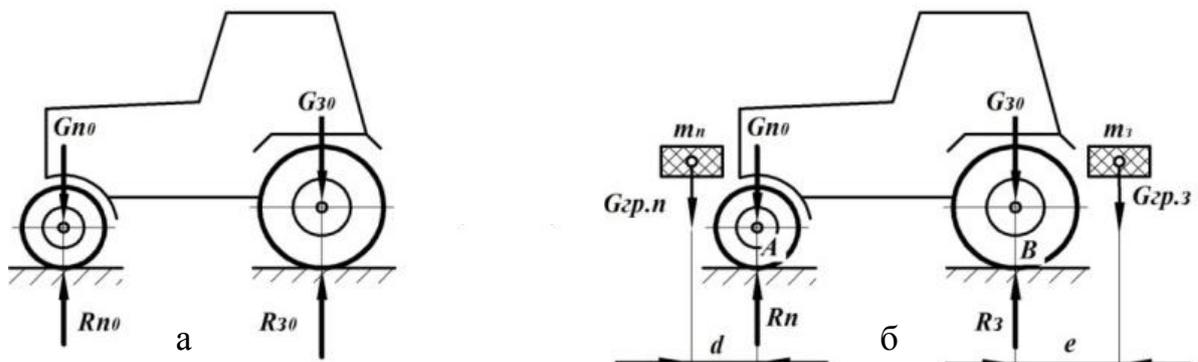


Рисунок 7 – Схема серийного трактора (а) и с размещенными на нем дополнительными грузами (б)

Для этого в основу расчетного алгоритма было положено условие статического равновесия относительно геометрических центров тяжести пятен контакта колес с опорной поверхностью (точки А и В):

$$\sum \text{мом}_A F_i = 0; dG_{гр.п} - (e + L)G_{гр.з} - LG_{30} + LR_3 = 0, \quad (21)$$

$$\sum \text{мом}_B F_i = 0; (d + L)G_{гр.п} + LG_{п0} - eG_{гр.з} - LR_{п} = 0, \quad (22)$$

где d – продольная координата переднего груза относительно геометрической оси передних колес, м; e – продольная координата заднего груза относительно геометрической оси задних колес, м; $G_{гр.п}$ – вес дополнительного груза в передней части трактора, Н; $G_{гр.з}$ – вес дополнительного груза в задней части трактора, Н; G_{30} – доля веса трактора без грузов, приходящаяся на задний мост, Н.

Откуда потребное соотношение между вертикальными нагрузками на мосты определилось выражением, положенным в основу формирования режимно-параметрической базы экспериментальных исследований, направленных как на подтверждение разработанных теоретических положений, так и в обоснование их экономической целесообразности, для чего должно выполняться соотношение:

$$\frac{R_{п0}}{R_{30}} = \frac{(d+L)G_{гр.п} + LG_{п0} - eG_{гр.з}}{LG_{30} + (e+L)G_{гр.з} - dG_{гр.п}}. \quad (23)$$

В третьей главе «МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ» приведена методика экспериментальных исследований, основанная на положениях ГОСТов 7057-2001 и 24055-98. В логическую структуру предложенной методики включены три этапа, последовательная реализация которых позволила решить задачу оценки курсовой устойчивости колесного трактора в режиме дисбалансного нагружения бортов.

На первом этапе был исследован процесс бокового увода с целью оценки максимального преодолеваемого момента сопротивления. Для этого использовали трактор марки МТЗ-82 «Беларусь» с дополнительными утяжелителями массой

600 кг по правому борту, смещенными относительно продольной плоскости энергосредства на величину 1,6 м, что адекватно максимальному расчетному углу опрокидывания машины 16 градусов. Проведенные замеры радиуса кривизны поворота по следу протектора позволили в соответствии с теоретическими положениями, предложенными в методологии, разработанной профессором Е.Д. Львовым (формула 17) определить максимальный преодолеваемый трактором момент сопротивления (450 ± 40 Н·м), который эквивалентен моменту увода, действующему на трактор при движении поперек склона в 16 градусов.

На втором этапе были проведены исследования собственной устойчивости опытного образца трактора при движении по склону (14 ± 2 градуса) на 200-метровом гоне. При этом определялось соотношение между величинами заданного технологического коридора движения и фактического, обусловленного режимно-параметрическими характеристиками машины. В итоге была установлена и зафиксирована максимальная 85%-ная реализация защитной зоны, что подтвердило достоверность расчетно-экспериментальных результатов первого этапа испытаний.

Методическое обоснование третьего этапа производственного эксперимента разрабатывалось для исследования курсового движения энергетического модуля в составе МТА при выполнении технологических операций. Реализацию тягового сопротивления, которое варьировалось в пределах от 0 до 14 кН, осуществили посредством агрегатирования трактора МТЗ-82 с культиватором КПС-4 (рис. 8).



Рисунок 8 – Трактор МТЗ-82, оснащенный контрольно-измерительным оборудованием, в агрегате с культиватором КПС-4

Заглубление рабочих органов обеспечивалось на величину от 15 до 20 см. Испытания проводились на третьей передаче (что рекомендовано технической документацией к культиватору) со скоростью 12 км/ч. Контроль за величиной среднего тягового сопротивления проводился в режиме реального времени за счет передачи сигнала от тензозвена на информационную систему ИП-264, связанную с портативным компьютером в кабине трактора.

Выбранные для испытаний опорные поверхности имели наклон 0,7, 10, 14 градусов с колебаниями уклона в продольном и поперечном направлениях ± 2 градуса на длине пути 200 м. Исследования проводились на двух почвенных фонах – залежи многолетних трав и почве, подготовленной под посев. Структурный состав почвы – суглинок. Контроль стабильности почвенных условий производился замером твердости и влажности грунта. Твердость опорной поверхности составляла: залежи – 3,0...3,5 МПа, почвы под посев – 0,5...0,8 МПа. Влажность почвы на глубине 0,1 м находилась в пределах 11...20%. На зачетном участке выбиралось направление движения, вдоль которого устанавливались вешки.

Также с помощью вешек по обеим сторонам трактора намечался коридор, внутри которого предполагалась организация движения машины в соответствии с предварительными расчетами. В процессе проведения экспериментов коридор варьировался до минимально возможного значения, определяемого шириной защитных зон 0,26 м. При этом выявлялось минимальное значение, когда машина не будет выходить за пределы защитных зон, двигаясь в составе агрегата, в режиме выполнения технологической операции. Во всех опытах обеспечивали при фиксированных величинах смещения дополнительных грузов (рассчитанных в теории и согласованных на первых двух этапах эксперимента) движение трактора вдоль заданного курса посредством воздействия на его органы управления.

В процессе исследований регистрировали следующие параметры: тяговое усилие, обороты ведущих колес, обороты путеизмерительного колеса, буксование, время опыта, расход топлива за опыт.

Для регистрации исследуемых параметров использовали следующее оборудование: путеизмерительное («пятое») колесо (рис. 9), инкрементальные энкодеры DRS 60 A4K00360, электрический расходомер топлива ИП-260-2, тензометрическое звено СТ-10А. Для контроля и обработки получаемых параметров использовали измерительно-информационную систему ИП-264.

В результате было установлено: на максимальном поперечном склоне, рекомендованном заводом-изготовителем (16 градусов), величина поперечных смещений в коридоре движения с обозначенными защитными зонами у экспериментального трактора меньше на 12–15 % величины увода серийного трактора; интенсивность роста коэффициента буксования с увеличением угла наклона опорной поверхности в пределах от 5 до 16 градусов у экспериментального трактора ниже в среднем на 12–21% в зависимости от коэффициента сцепления несущих грунтов ($\varphi = 0,6...0,8$).

В четвертой главе «АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ СПОСОБА ПОВЫШЕНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ» дана экономическая оценка целесообразности внедрения результатов диссертационных исследований,

направленных на повышение эффективности эксплуатации колесных тракторов. Используемая методика экономического анализа учитывала специфику интегрального движения серийного трактора, предполагающего адекватность перемещению МТА вверх по склону в соответствии с ландшафтными характеристиками опорной поверхности.



Рисунок 9 – Техничко-экономические показатели в функции угла наклона опорной поверхности: $Wчб$ – часовая производительность серийного трактора, га/ч; $Wчэ$ – часовая производительность экспериментального трактора, га/ч; I – интенсивность износа шин, мм/1000км; To – срок окупаемости, лет; $G_{тб}$ и $G_{тэ}$ – часовой расход топлива серийного и экспериментального тракторов соответственно, кг/ч; $\Delta КДб$ и $\Delta КДэ$ – увеличение коридора движения серийного и экспериментального трактора соответственно, м; $Gэ$ – граница эффективности; $Эг$ – годовая экономия, руб.; $Эг.уд.$ – годовая экономия с одного гектара, руб./га.

В результате технико-экономического анализа внедрения экспериментального технологического варианта и адекватного технического обеспечения установлено: при увеличении угла склона от 0 до 16 градусов амплитуда поперечных колебаний экспериментального трактора по сравнению с серийным снизилась на 10–64%; наибольшее увеличение производительности зафиксировано на углах от 7 до 12 градусов и составило 8–12%, в то же время интенсивность износа протектора у экспериментального трактора выше на 7...17%, что объясняется повышением буксования нижних по склону колес в процессе стабилизации. При регистрации указанных показателей наблюдалось снижение расхода топлива, что объясняется уменьшением «рыскания» и количества воздействий на органы управления машины; годовая экономия в зависимости от угла склона составила от 19000 до 98000 руб., причем максимальная экономия достигается на склонах 10–12 градусов при сроке окупаемости 3 года.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ публикаций специалистов и ученых в области технологий и средств механизации сельского хозяйства, а также других

материалов, связанных с вопросом *повышения эффективности эксплуатации колесных тракторов*, показал, что улучшение курсовой устойчивости является одним из наиболее значимых направлений в указанном вопросе, решение которого возможно за счет оптимизации конструктивно-эксплуатационных параметров трактора. Анализ технических решений для обеспечения качества движения выявил целесообразность развития инерционного способа коррекции траектории движения МТА как наиболее удовлетворяющего агротехническим требованиям в условиях реального производства.

2. Разработана методика теоретического исследования взаимосвязи между массово-геометрическими параметрами трактора ($m = 4600$ кг, $h_c = 0,8$ м), величиной поперечного склона от 0 до 16 градусов и дестабилизирующими моментами, возникающими в результате действия боковой составляющей веса машины при выполнении технологических операций на негоризонтальных опорных поверхностях, что легло в основу режимного обеспечения способа стабилизации курсового движения колесного трактора за счет изменения его координаты центра масс в процессе выполнения технологических операций на наклонном участке опорной поверхности

3. На основе разработанной комплексной методики аналитического исследования процесса возникновения дисбаланса нормальных реакций определены функциональные взаимосвязи между смещением координаты центра тяжести трактора и величиной стабилизирующего момента, действующего на МТА, что позволило создать интегральный алгоритм режимного обеспечения способа стабилизации положения колесного транспортного средства.

4. В результате проведенных экспериментальных исследований собственной устойчивости колесного трактора в режиме дисбалансного нагружения (от 0 до 5 кН) при поперечном смещении координаты центра масс (от 0 до 0,1 м) установлены параметрические характеристики опорной поверхности, позволяющие определить граничные условия эксплуатации трактора (угол склона 0–16 градусов, $\varphi = 0,6 \dots 0,8$).

5. Как показали производственные испытания, повысить эффективность эксплуатации колесных тракторов при выполнении технологических операций возможно за счет повышения их курсовой устойчивости путем изменения поперечной координаты центра тяжести (от 0 до 0,2 м) на опорных поверхностях с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,6 \dots 0,8$ и с углами наклона от 0 до 16 градусов при следующем соотношении эмпирических данных: на склонах от 0 до 16 градусов отклонение МТА от заданного курса не превышает регламентированного агротехникой предела на 7...12%.

6. Разработанное в настоящей диссертации инженерно-техническое обеспечение режима стабилизации курсового движения МТА на базе трактора МТЗ-82 и культиватора КПС-4 предполагает возможность уменьшения количества корректирующих воздействий со стороны водителя на органы управления трактора, что позволяет повысить скорость его прямолинейного движения на 7–12%, производительность выполнения работ на 6-8%.

Включая себестоимость комплекта стабилизации курсовой устойчивости (200 тыс. рублей), период самоокупаемости составил в зависимости от угла склона от 3 до 10 лет.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО МАТЕРИАЛАМ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК

1. Реймер, В.В. Теоретическое обоснование способа стабилизации касательной силы тяги колесного движителя / Е.М. Асманкин, В.В. Реймер, А.А. Сорокин, В.С. Стеновский // Известия ОГАУ. – 2008. – №3. – С. 21 -22.
2. Реймер, В.В. К вопросу о снижении буксования колесной машины / Е.М. Асманкин, М.В. Завалий, В.В. Реймер, А.А. Сорокин, В.С. Стеновский // Тракторы и сельхозмашины. – 2008 г. – №7. – С. 28-29.
3. Реймер, В.В. Адаптивный привод колесного движителя/ В.В. Реймер, А.А. Сорокин, В.С. Стеновский, А. А. Черкасов // Тракторы и сельхозмашины. – 2008 г. – №7. – С. 28-29.
4. Реймер, В. В. Специфика концептуального развития технического обеспечения курсовой устойчивости колесных машин / Е.М. Асманкин, В.В. Реймер, В.С. Стеновский, С.В. Юмакаева // Известия ОГАУ. – 2010 г. – №12 – С. 27–28 с.

Статьи в журналах, сборниках научных конференций, патенты

5. Реймер, В.В. Параметрическая функция геометрических характеристик элементов движителя в аспекте вероятностно-статистических внешних возмущений / П. А. Иванов, Н. А. Маловский, В.В. Реймер, В.С. Стеновский // Известия ОГАУ. – 2006. – №4. – С. 24-25.
6. Реймер, В.В. Роль и актуальность освоения и обработки почв, расположенных на склонах; перспективы реализации курсовой устойчивости колесных машин в условиях изменяющегося угла наклона опорной поверхности / В.В. Реймер, В.С. Стеновский // Роль природообустройства сельских территорий в обеспечении устойчивого развития: материалы международной научно-практической конференции. – Москва: МГУП, 2007. – С. 217.
7. Патент RU 2399538 С2, МПК В62D37/04 Способ стабилизации положения колесного транспортного средства / заявители: В.В. Реймер, Е.М. Асманкин, В.С. Стеновский, А.А. Черкасов, А.А. Сорокин; патентообладатель ФГОУ ВПО ОГАУ. – №2008146172/11. Заявлено. – Оpubл. 20.09.2010. Бюл. № 26.
8. Патент RU 2330763 С2, МПК В60С11/113 Протектор пневматической шины / заявители: В.С. Стеновский, Е.М. Асманкин, Н.А. Маловский, В.Е. Медведев, В.В. Реймер, А.А. Черкасов; патентообладатель ФГБОУ ВПО ОГАУ. – №2006131976/11. Заявлено 05.09.2006.– Оpubл. 10.08.2008. Бюл. № 22.

Реймер Вадим Валерьевич

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ЭКСПЛУАТАЦИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССА 1.4 ПРИ
РАБОТЕ НА НАКЛОННОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано в печать «16» января 2012 г.
Формат 60×40/16. Усл. печ. л. 1,0. Печать оперативная.
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman.
Заказ № _____. Тираж 100 экз.

Издательский центр ОГАУ
4600115, г. Оренбург, ул. Челюскинцев, 18.
Тел.: (3532) 77-61-43

Отпечатано в Издательском центре ОГАУ

