

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ИМПЕРАТОРА ПЕТРА I»**

На правах рукописи



**БАБАНИН Николай Викторович**

**ПОВЫШЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ  
АГРЕГАТОВ НА БАЗЕ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 1,4**

05.20. 01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель –  
Заслуженный работник Высшей шко-  
лы РФ, доктор технических наук,  
профессор Поливаев О.И.

Воронеж – 2015

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Анализ научных работ по повышению плавности хода машинно-тракторных агрегатов.....	10
1.1 Основные виды колебаний остова трактора и источники их возникновения, влияющие на плавность хода машинно-тракторного агрегата и работу оператора.....	10
1.2 Влияние плавности хода на технологические процессы в сельском хозяйстве и основные эксплуатационные показатели.....	17
1.3 Исследование конструктивных решений упругодемпфирующих приводов и динамических нагрузок в ходовой части трактора с анализом дорожных условий при эксплуатации.....	25
1.4 Выводы.....	38
2 Теоретические исследования процесса изменения плавности хода и динамической нагруженности трансмиссии машинно-тракторного агрегата с применением упругодемпфирующего привода.....	39
2.1 Математическая модель определения рациональных параметров упругодемпфирующего привода и определение вертикальных ускорений остова трактора при работе в составе МТА и ТТА.....	39
2.2 Математические методы определения вертикального ускорения ведущего колеса с упругодемпфирующим приводом при движении через криволинейное препятствие.....	61
2.3 Выводы.....	68
3 Методика экспериментальных исследований на транспорте и пахоте.....	70
3.1 Программа и задачи исследований.....	70
3.2 Объекты исследований.....	70
3.3 Методика проведения лабораторных исследований.....	74

3.4 Аналого-цифровой преобразователь (АЦП) и оборудование, используемое при испытаниях.....	81
3.5 Методика проведения испытаний на пахоте и транспорте.....	85
3.6 Обработка опытных данных и оценка погрешностей результатов исследований.....	86
3.7 Выводы.....	92
4 Результаты экспериментальных исследований.....	93
4.1 Результаты лабораторных исследований упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора.....	93
4.2 Результаты полевых испытаний по исследованию влияния упругодемпфирующего привода на плавность хода производительность и топливную экономичность.....	95
4.3 Выводы.....	104
5 Экономическая эффективность применения упругодемпфирующего привода.....	105
Заключение.....	111
Список литературы.....	113
Приложение А.....	127
Приложение Б.....	134
Приложение В.....	135
Приложение Г.....	138
Приложение Д.....	139
Приложение Е.....	140
Приложение Ж.....	141
Приложение И.....	143

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** В настоящее время задачу наращивания объемов производства сельскохозяйственной продукции можно решить путем создания новых энергонасыщенных тракторов. Основным направлением совершенствования конструкций сельскохозяйственных тракторов на ближайшее время остается повышение рабочих скоростей движения, которые вызывают возникновение повышенных колебательных процессов в системе «почва – движитель – моторно-трансмиссионная установка», что ведет к снижению производительности, к росту расхода топливно-смазочных материалов (ТСМ), к ухудшению управляемости, плавности хода и стабильности выполнения технологических процессов в сельскохозяйственном производстве.

Повышение производительности машинно-тракторных (МТА) и тракторно-транспортных агрегатов (ТТА), а также стабильности выполнения технологических процессов, снижение расхода ТСМ непосредственно связаны с улучшением плавности хода. Без разработок направленных на улучшение плавности хода невозможно дальнейшее совершенствование существующих и создание новых энергонасыщенных МТА и ТТА, обладающих повышенными эксплуатационными качествами.

Одним из путей улучшения плавности хода является совершенствование конструкций упругодемпфирующего привода (УДП), так как его установка в трансмиссии трактора позволяет снизить величину внешних воздействий за счет рационального выбора параметров жесткости и коэффициентов демпфирования, тем самым защитить двигатель и трансмиссию от динамических нагрузок, а также минимизировать вертикальные ускорения остова. Таким образом, тема исследования направленная на улучшение плавности хода МТА и ТТА за счет совершенствования УДП ведущих колес трактора, поиска его рациональных параметров, является актуальной.

Диссертация выполнялась в рамках госбюджетной научно-

исследовательской работы кафедры тракторов и автомобилей Воронежского ГАУ «Снижение динамических нагрузок в мобильных энергетических средствах и улучшение условий труда операторов» (номер государственной регистрации 01.200.1-003986).

**Степень разработанности темы.** Большой вклад в изучение принципиальных возможностей повышения эффективности использования МТА за счет улучшения плавности хода и снижения динамических нагрузок внесли такие ученые, как В.Я. Анилович, И.Б. Барский, П.П. Гамаюнов, Д.С. Гапич, В.П. Гуськов, А.Г. Жутов, В.А. Кравченко, И.П. Ксенович, Н.Г. Кузнецов, О.И. Поливаев, В.Л. Строков, В.П. Коцарь, Ю.А. Харитончик и другие. Результаты исследований, выполненных указанными учеными, нашли применение при разработке и создании новых эффективных конструкций приводов ведущих колес тракторов.

На основании проведенного анализа существующих УДП и устройств по снижению жесткости трансмиссии трактора выявлены их преимущества и недостатки, а также влияние на показатели плавности хода МТА.

**Цель и задачи исследования.** Цель исследования – повысить эффективность использования МТА на базе трактора тягового класса 1,4 за счет снижения вертикальных ускорений его остова путем применения газогидравлического УДП ведущих колес с рациональной характеристикой.

Задачи исследования:

- разработать математическую модель колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА;
- разработать математическую модель движения ведущего колеса трактора с УДП по криволинейной поверхности;
- разработать техническое решение, обеспечивающее рациональную характеристику газогидравлического УДП ведущих колес трактора;
- определить технико-экономическую эффективность применения рационального варианта УДП ведущих колес трактора при его работе в составе МТА

и ТТА.

**Научная новизна.** Научной новизной обладают:

- математическая модель колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА, отличающаяся учетом вертикальных ускорений остова трактора от изменения радиуса колеса, связанного с воздействием переменного крутящего момента, приложенного к колесу;

- математическая модель процесса движения ведущего колеса трактора с УДП по криволинейной поверхности, отличающаяся учетом рациональной характеристики привода и центробежной силы;

- закономерности изменения вертикальных ускорений МТА и ТТА, отличающиеся учетом рационального варианта газогидравлического УДП ведущих колес трактора при его работе в составе МТА и ТТА;

- рациональные параметры УДП ведущих колес трактора тягового класса 1,4, отличающиеся учетом конструктивных особенностей упругих элементов.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Теоретическое значение результатов исследования заключается в выявлении влияния газогидравлического УДП ведущих колес трактора на показатели, улучшающие плавность хода МТА и ТТА. Теоретически обоснована на основе математической модели и подтверждена экспериментально рациональная характеристика газогидравлического УДП ведущих колес трактора при работе в составе МТА и ТТА.

Разработанные математические модели колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА и движения ведущего колеса по криволинейной поверхности с учетом рациональной характеристики УДП позволяют выявить влияние рациональной характеристики УДП ведущих колес при работе в составе МТА и ТТА на снижение вертикальных ускорений остова трактора, определить эффективность снижения вертикальных ускорений за счет УДП при движении по криволинейной поверхности.

Применение УДП ведущих колес трактора позволяет снизить удельный

расход топлива и повысить производительность МТА и ТТА.

**Объекты исследования** – МТА, состоящий из колесного универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4 Минского тракторного завода, оборудованного газогидравлическим УДП ведущих колес, в агрегате с плугом, ТТА, состоящий из того же трактора с двухосным прицепом.

**Предмет исследования** – закономерности изменения вертикальных ускорений остова трактора с газогидравлическим УДП ведущих колес в составе МТА и ТТА, а также влияние УДП на производительность и топливную экономичность последних.

**Методология и методы исследования.** При проведении исследований использовались методы дифференциального и интегрального исчисления, теории эксплуатационных свойств тракторов, математического моделирования.

Оценку серийного и опытного вариантов УДП ведущих колес трактора МТЗ-80.1 проводили на основе сравнения результатов испытаний МТА на пахоте (стерня колосовых) и ТТА на укатанной грунтовой дороге. Данные исследования выполнены с использованием тензометрической измерительно-информационной системы.

Полученные результаты обрабатывались в программе Matlab. Технико-экономическую оценку применения УДП проводили по принятой методике с использованием результатов, полученных при испытаниях МТА и ТТА на базе МТЗ-80.1.

**Положения, выносимые на защиту:**

- математическая модель колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА, позволяющая выявить закономерности изменения вертикальных ускорений остова трактора при работе в составе МТА и ТТА;

- математическая модель процесса движения ведущего колеса трактора по криволинейной поверхности, позволяющая определить вертикальные ускорения колес трактора;

- закономерности изменения вертикальных ускорений остова трактора в

составе МТА и ТТА, позволяющие оценить плавность хода агрегатов;

- рациональные параметры УДП ведущих колес трактора тягового класса 1,4, позволяющие улучшить эксплуатационные свойства МТА и ТТА.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность подтверждается проведенными экспериментальными исследованиями с достаточным числом опытов и аппаратурой, обеспечивающей требуемую точность измерений, обработкой опытных данных с использованием математических программ на ЭВМ. Результаты теоретических исследований достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными (отклонения 8...16 %).

Основные результаты исследований по теме диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на международных, всероссийских, межрегиональных и вузовских научно-практических конференциях, проходивших в Белгородском, Воронежском, Рязанском, Саратовском, Новосибирском госагроуниверситетах в 2013–2015 годах.

Результаты проведенных исследований приняты к внедрению в ООО «Колос-Агро» Елецкого района Липецкой области (руководство ООО «Колос-Агро» подтверждает целесообразность оснащения УДП ведущих колес тракторов). Данные приводы могут быть использованы при разработке новых и модернизации выпускаемых тракторов.

Результаты диссертации используются в учебном процессе кафедры тракторов и автомобилей Воронежского ГАУ при подготовке бакалавров по направлению 35.03.06 и магистров по направлению 35.04.06.

**Личный вклад автора.** Автор принимал непосредственное участие на всех этапах исследования, включая: постановку проблемы; разработку программы исследований; сбор и обработку необходимых исходных данных; проведение лабораторных исследований и полевых испытаний на опытных полях учебного научно-технологического центра «Агротехнологии» Воронежского ГАУ; обработку полученных экспериментальных данных; составление заявки на патент; апробацию результатов исследования на международных, всерос-

сийских, межрегиональных и вузовских научно-практических конференциях в 2013–2015 годах, а также в условиях хозяйства (ООО «Колос-Агро»); подготовке публикаций.

**Публикации.** По результатам диссертации опубликовано девять научных статей, в том числе семь статей – в изданиях, включенных в перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций. Подана заявка на изобретение.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы, включающего 129 наименований, восьми приложений. Объем диссертации составляет 143 страницы машинописного текста.

# 1 АНАЛИЗ НАУЧНЫХ РАБОТ ПО ПОВЫШЕНИЮ ПЛАВНОСТИ ХОДА МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

## 1.1 Основные виды колебаний остова трактора и источники их возникновения, влияющие на плавность хода машинно-тракторного агрегата и работу оператора

При движении трактора на его остов передаются толчки и удары от неровностей опорной поверхности, неравномерности сопротивления агрегируемой машины и работы движителя, вызывая колебания остова. Колебания остова нарушают агротехнические требования, предъявляемые к технологическому процессу (глубина обработки почвы, заделка семян и др.), ухудшают тягово-сцепные свойства трактора, отрицательно влияют на работу механизмов, вызывая их преждевременный износ, а в некоторых случаях даже поломку, а также ухудшают условия труда водителя, снижают его работоспособность [39, 41, 72, 116, 129].

Разделение сложного колебательного движения остова трактора на отдельные виды позволяет выделить и оценить наиболее существенные виды колебаний.

Остов трактора совершает колебательные движения, число видов которых весьма значительно. Для удобства анализа колебаний остова трактора необходимо представить их, пользуясь классификацией до простых видов. Остов совершает колебания вдоль трех осей  $OX$ ,  $OY$  и  $OZ$ , а также угловые колебания по каждой оси (рис. 1.1).

Всего насчитывается шесть видов колебаний:

- 1) продольные колебания, ось  $OX$ ;
- 2) вертикальные колебания, ось  $OZ$  – подпрыгивание;
- 3) поперечные колебания, ось  $OY$ ;
- 4) поступательно поперечные перемещения относительно поперечной оси  $OY$ ;
- 5) угловые продольные колебания относительно оси  $OY$  – галопирование;

б) угловые боковые колебания относительно оси  $OZ$  – рыскание.

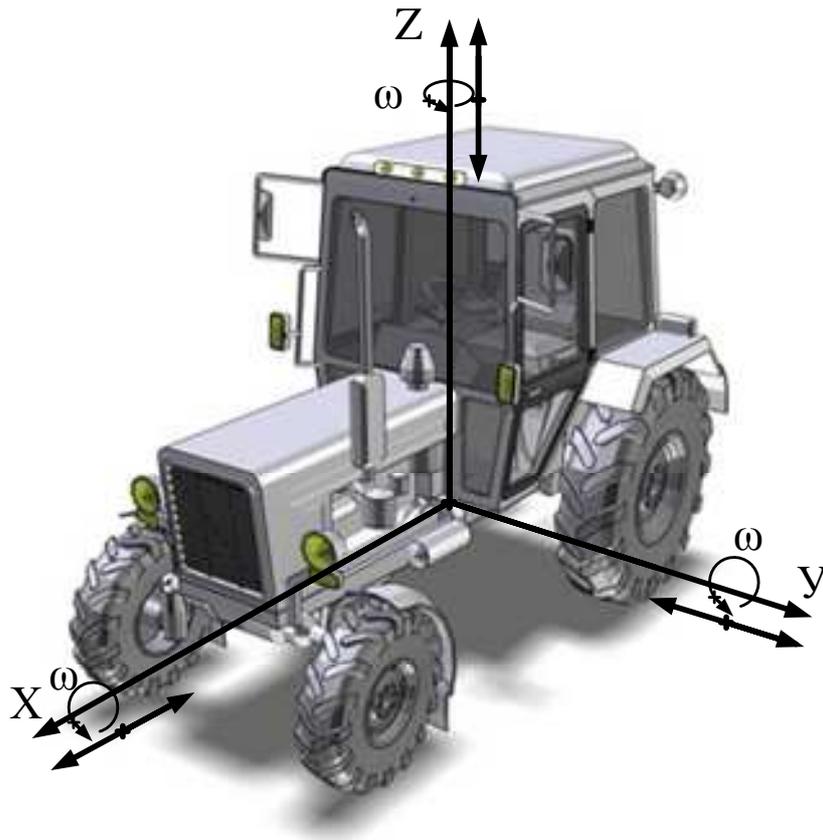


Рисунок 1.1 – Колебания трактора относительно осей  $OX$ ,  $OY$  и  $OZ$

При изучении колебаний их необходимо разделять на собственные и вынужденные.

Собственные колебания, вызываемые единичными неровностями, имеют определенную частоту. Поэтому собственная частота является одним из обобщающих конструктивных параметров улучшения плавности хода.

Что касается вынужденных колебаний остова трактора, то они возникают при движении трактора с агрегатом из-за неоднородной структуры поверхности, различной плотности почвы и наличия неровностей профиля. При этом вынужденные колебания определяются характером возмущения и зависят от различных внешних факторов (например, профиль пути, скорость движения, тяговое сопротивление и др.).

Вынужденные колебания трактора обусловлены воздействием определенных сил. Определенные силы, которые могут быть приложены к механиче-

ской системе и которые совершают колебания, можно разбить на 3 группы [21, 56]:

- возмущающие силы;
- упругие силы;
- сила сопротивления (трение).

На основе анализа результатов опубликованных исследований, описывающих конструкции упругих приводов и амортизирующую способность шин, можно сделать вывод о том, что главное влияние на плавность хода и физиологическое состояние водителя оказывают два вида колебаний: поступательные вертикальные (подпрыгивание) и угловые продольные (галопирование). Пренебрежение другими видами колебаний не отразится существенно на результатах оценки плавности хода. В то же время это значительно упрощает исследование явлений и, в частности, позволяет свести задачу к плоскостной, то есть рассматривать колебания плоской фигуры, имеющей форму боковой проекции трактора в одной вертикальной плоскости, совпадающей с продольной плоскостью симметрии трактора [23, 33, 41, 55]. Следует также учитывать, что механическую энергию колебательного движения остова трактора уменьшают силы сопротивления, превращая ее в тепловую. Силы сопротивления направлены в сторону, противоположную вектору скорости, и равны некоторой степени скорости [21].

Что касается понятия комфорта или дискомфорта работы оператора МТА и ТТА, то границы комфортабельности езды сложно выявить. Многими учеными были проведены массовые исследования по выявлению пределов комфортабельности езды. Созданы различные методы и способы оценки реакции человека на колебания [50, 51, 66, 128, 129]. Эти метод-способы позволяют определить реакцию испытываемого объекта в качественной оценке («некомфортабельный» и «очень некомфортабельный») и такие параметры колебаний, как скорость, толчки, перемещения и ускорения в необходимом частотном диапазоне. Одной из сложнейших оценок является реакции человека на коле-

бания, так как она зависит от индивидуальных особенностей человека, его чувствительности, разнообразия методов и способов испытаний и диапазона чувствительности приборов, эксплуатируемыми различными испытателями. Предложен ряд критериев оценки комфортабельности движения, один из критериев оценки учитывает три предельных значения амплитуд перемещения, каждая из которых охватывает определенный диапазон частот, так как уровень дискомфорта связан с уровнем мощности вибрации, рассеиваемой в теле человека. На рисунке 1.2 приведен один из критериев оценки амплитуды вертикальных перемещений.

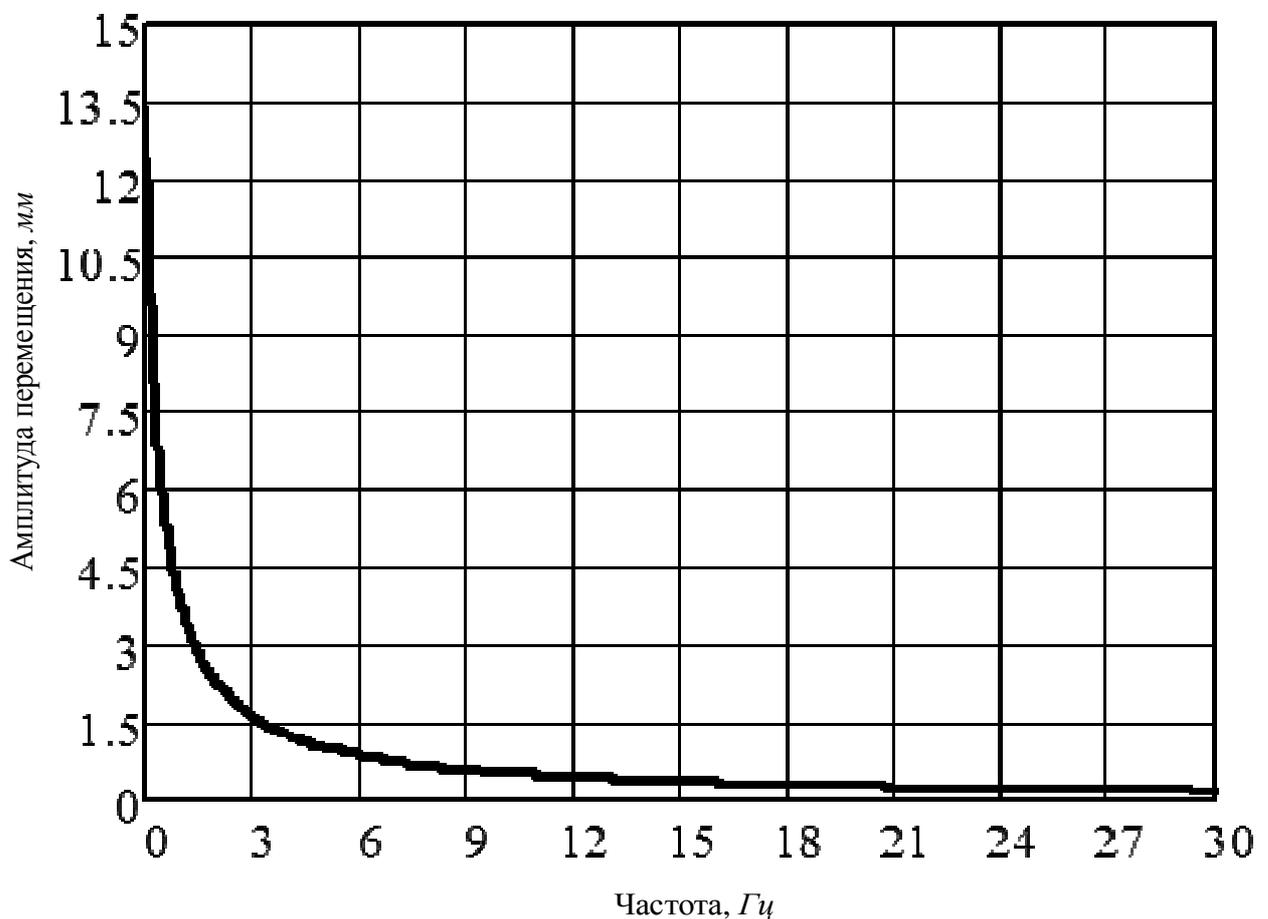


Рисунок 1.2 – Пределы амплитуды вертикальных перемещений

Как следует из графика, приведенного на рисунке 1.2, пределы вертикальных перемещений определяет допустимую амплитуду колебаний в функции частоты: с увеличением частоты допустимая амплитуда значительно снижается.

В частотном диапазоне 1-6 Гц максимальная амплитуда, характеризующая толчком и являющаяся рекомендуемым пределом перемещения остова, не должна превышать 12,2 мм. К примеру, частота в 1 Гц для нее рекомендуемый амплитудный предел равен 12,2 мм. При частотном диапазоне в 6-20 Гц рекомендуемые амплитудные пределы перемещений не должны быть больше 0,33 мм, а при частотном диапазоне в 20-30 Гц рекомендуемые амплитудные пределы не должны превышать 0,0017 мм [51, 128, 129].

Все существующие критерии и нормы по оценке чувствительности человека к колебаниям весьма субъективны, а объективные показатели могут быть найдены при статистическом подходе, то есть при испытаниях и обработке данных. При этом необходимо разделять колебания по частоте, так как она по-разному влияет на человеческое тело и по-разному воспринимается различными людьми (рис. 1.3).

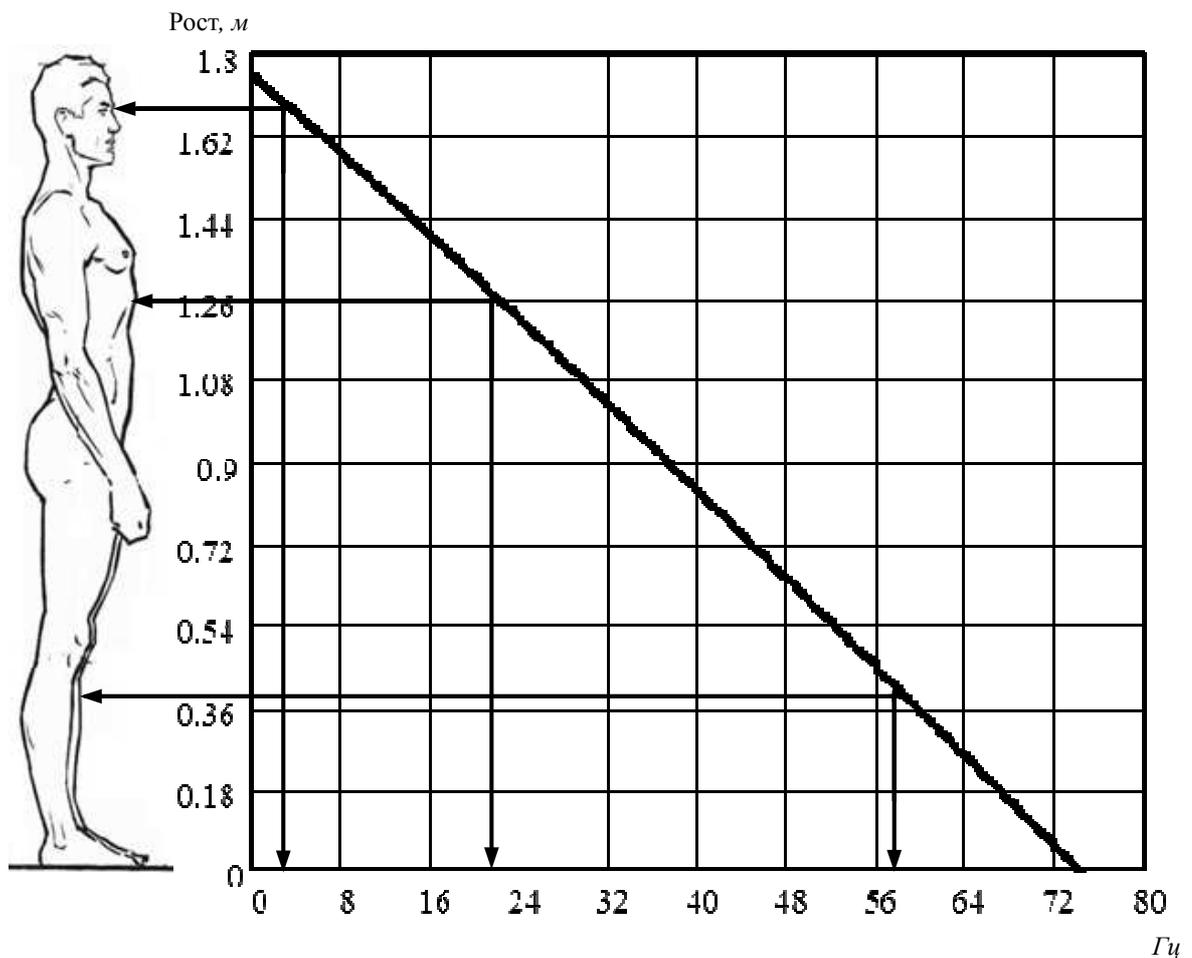


Рисунок 1.3 – Проводимость вибрации стоящим человеком

Как видно на рисунке 1.3, частота  $5 \text{ Гц}$  проходит через человеческое тело не уменьшенной, частота выше  $20 \text{ Гц}$  – не достигает сердца, а при частоте выше  $60 \text{ Гц}$  верхним пределом является колено. В связи с этим колебания условно подразделяются на низкочастотные – до  $20 \text{ Гц}$  и высокочастотные – вибрацию свыше  $20 \text{ Гц}$  [50, 51, 95, 124].

В тракторных агрегатах диапазон частот достаточно широк и соответствует колебаниям обоих видов. Наиболее вредное воздействие на организм человека оказывают низкочастотные колебания, которые возникают от неровности пути, а также от неуравновешенных сил инерции двигателя.

В.И. Субботиным было выявлено, что низкочастотные колебания при ходьбе и беге не превышают  $4,5 \text{ Гц}$ . Частота, равная  $4,5 \text{ Гц}$ , является самой не приемлемой, так как она уподобляется резонансной частоте [95, 124]. Тот факт, что частота ускорения при всех видах естественных движений человека не превышает  $4,5 \text{ Гц}$ , объясняется приведенной на рисунке 1.4 гистограммой терпимости к вибрациям, полученной на основании наблюдений за людьми, которые негативно реагировали, находясь на вибростенде с различными частотами колебаний [95].

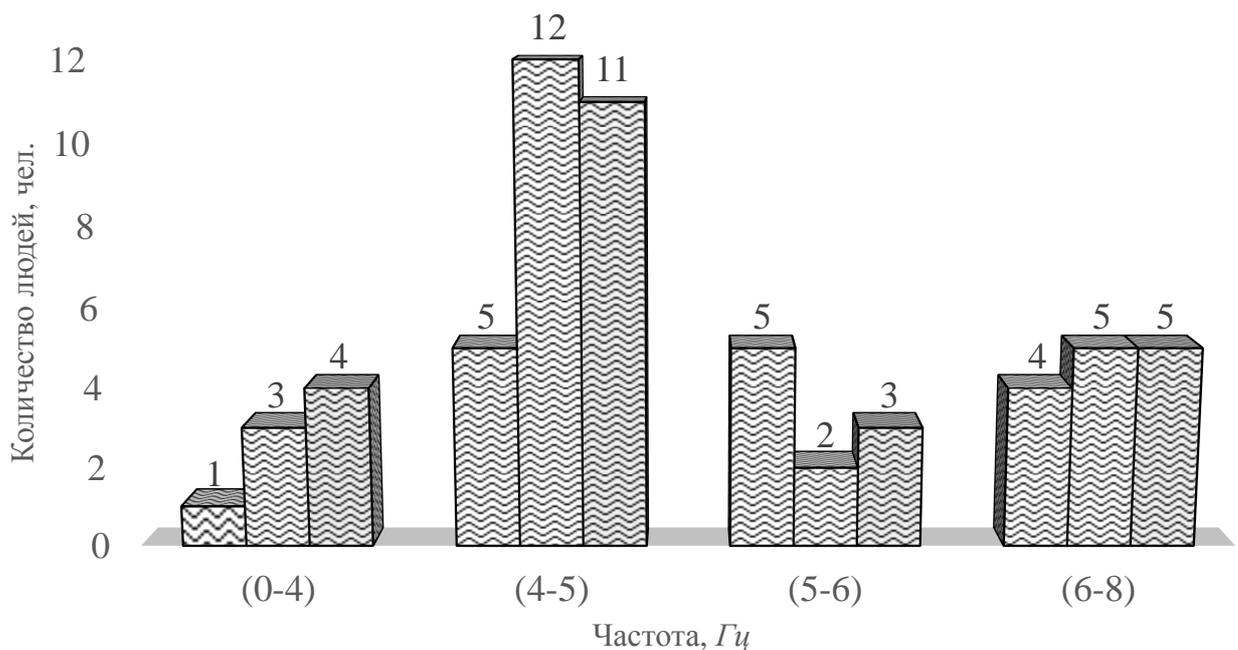


Рисунок 1.4 – Гистограмма терпимости людей к вибрации

В тракторе с колесными движителями отсутствуют элементы подрессоривания ходовой части в отличие от гусеничных, у которых имеются каретка и тележка, способствующие улучшению плавности хода. С увеличением базовой длины колесного трактора в отличие от гусеничного трактора колебания переднего и заднего моста разделяются. Практически это значит, что при наезде на нервнось передним мостом, колебаний над задним мостом не происходит, аналогично при переезде задним колесом.

Лучшая плавность хода наблюдается при коэффициенте распределения масс, близком к единице. Не связанность колебаний мостов достигается при  $0,8 \geq \varepsilon \leq 1,2$ , малая связь – при  $\varepsilon = 0,7-0,8$  и  $1,2-1,4$  [21]. Если трактор не снабжен сельскохозяйственной машиной, то коэффициент распределения масс выполняет условие связи колебания мостов. При агрегатировании трактора с орудиями момент инерции увеличивается, а центр тяжести смещается ближе к заднему ведущему мосту, что в свою очередь приводит к увеличению центра распределения масс. Максимальное распределение между мостами  $a$  и  $b$  достигается при  $a = b = \frac{L}{2}$ , где  $L$  – длина базы трактора, вследствие чего подъем

сельскохозяйственной машины приводит к смещению центра тяжести ближе к заднему мосту и, соответственно, повышению тяговых усилий. Дальнейшее улучшение плавности хода колесного трактора со схемой 4k2 возможно благодаря независимости угловых и вертикальных колебаний остова [21]. Независимость угловых и вертикальных колебаний обеспечивает коэффициент рас-

пределения жесткостей  $\varepsilon_1 = \frac{c_2 b}{c_1 a} \varepsilon = \frac{C_2 b}{C_1 a}$  при  $\varepsilon = 0,7 - 1,3$   $\varepsilon_1 = 0,7-1,3$ , малая

связь колебаний имеет место при  $\varepsilon = 0,5-1,5$ , когда выдерживается соотношение  $\frac{\omega b}{\omega a} \leq 1,5$ ; разделение колебаний между остовом и ведущим мостом повы-

шается благодаря увеличению коэффициента  $\varepsilon_1$  до единицы за счет подрессоривания переднего моста. Если правильно подобрать жесткость упругого элемента, можно обеспечить независимость угловых и вертикальных колебаний остова.

## **1.2 Влияние плавности хода на технологические процессы в сельском хозяйстве и основные эксплуатационные показатели**

В сельскохозяйственном производстве главными процессами являются технологические, остальные же, в том числе связанные с движением машин, относятся к вспомогательным. Зачастую технологические процессы так тесно переплетаются и взаимодействуют со вспомогательными, что их невозможно разделить.

Качество работ, выполняемых механизмами, во многом обусловлено стабильностью технологического процесса. Для пахоты, например, показателями стабильности являются равномерность глубины обработки почвы, постоянство ширины захвата, одинаковое обрачивание ширины пласта и рыхление почвы по пройденному агрегатом пути. Установлено, что условия прорастания семян и развития корневой системы растений, объем предпосевной обработки и подверженность почвы эрозии определяются главным образом ее крошением и распылением при вспашке, а также степенью воздействия на почву ходовых систем. Поэтому важнейшая цель обработки почвы – достижение состояния мелкокомковатости почвенного пласта при наибольшем количестве наиболее ценных с агрономической точки зрения агрегатов размером от 0,5 до 5,0 мм (по мнению некоторых ученых, этот интервал размеров может быть расширен от 0,25 до 10,0 мм).

Как показали исследования, коэффициент сопротивления почвы даже на одном участке поля может меняться в широких пределах вследствие неоднородности почвы по своему составу, разной влажности и в связи с наличием растительного покрова. Величина сечения пласта также подвержена изменениям из-за неровности поля и боковых колебаний орудия. Так, например, глубина пахоты может отклоняться на 15% и более от среднего значения.

Машинно-тракторный агрегат в общем случае можно рассматривать как механическую систему, на которую при движении по полю непрерывно посту-

пают воздействия, обусловленные рельефом поверхности поля  $z_n(t)$  и сопротивлением  $R(t)$  [102]. Характерным свойством этих возмущающих воздействий является то, что они по своим природным особенностям могут быть отнесены к категории случайных воздействий в вероятностно-статистическом смысле. Меняясь во времени непрерывно, эти возмущающиеся воздействия представляют собой характерные случайные процессы, вид которых можно получить в результате замера профиля дороги экспериментальным путем.

Данные на основании исследований об изменениях тягового сопротивления трактора ДТ-75 в условиях эксплуатации показали, что наибольшим является диапазон колебания сопротивления на пахоте. С возрастанием тягового сопротивления орудия увеличиваются и изменяются его абсолютные величины относительно среднего значения, которые могут составлять на вспашке 720-1090 кг. Тяговое сопротивление плуга складывается из сопротивления перекачиванию, сопротивления трению почвы о поверхность стоек и отвалов, сопротивления деформации почвы, пропорционального площади поперечного сечения обрабатываемой зоны, сопротивления расходуемого на сообщение живой силы частицами почвы, отбрасываемыми рабочими органами орудия, и пропорционального площади поперечного сечения обрабатываемой зоны и квадрату скорости [102]

$$R_M = G_M (f_2 + f_v v^2) + R_T + k_0 bh + \varepsilon bhv^2. \quad (1.1)$$

С ростом скорости движения меняется не только величина абсолютного среднего тягового сопротивления, но при этом возрастает амплитуда и частота колебаний тягового сопротивления по времени, что вызвано влиянием ударных воздействий от неровности поверхности поля, а также возрастанием показателя динамики колебаний.

Испытания показывают [102], что уменьшение или увеличение глубины вспашки на 1 см сопутствует уменьшению или увеличению тягового сопротивления на 6-7% по сравнению с принятым за 100% тяговым сопротивлением

при пахоте на глубину 22 см. Колебания крюковой мощности  $\Delta N_{кр}$  является следствием колебания силы тяги  $\Delta P_{кр}$  за счет колебания силы на перекатывания  $\Delta P_f$  и скорости движения  $\Delta V$ , а также за счет изменения величины буксования.

Обширный диапазон (320-1090 кг) колебаний сопротивления относительно среднеарифметического значения на разных операциях предполагает исследования спектральных плотностей данных колебаний, так как они позволяют выявить длительность (период) действия определенных нагрузок на трактор, особенно превышающих максимальные по тяговым характеристикам, что играет существенную роль при выборе крутящего момента двигателя. Возрастание скорости движения ведет к возрастанию спектральной плотности и смещению максимумов в диапазон более высоких частот. При этом влияя на технологический процесс, показатели которого с возрастанием спектральной плотности входной величины и возрастанием скорости движения МТА изменяются. При совпадении возмущающего воздействия всех факторов, знака и периода колебаний, тяговая нагрузка трактора возрастает в значительной степени (резонансные явления).

Выявлено, что при выполнении сельскохозяйственных работ, диапазон степени неравномерности колебаний момента сопротивления МТА может быть значительным: на пахоте  $\delta = 0,25-0,40$  с периодом  $T = 0,2-2,0$  с [102].

Различные внешние условия и особенно состояние полевой поверхности, ее микронеровностей, неравномерности сопротивления почвы и какие-либо другие факторы сопутствуют различной пробуксовке ведущих колес трактора. При незначительном буксовании ведущих колес трактора происходит в основном деформация почвы, при котором ее структурный состав практически не нарушается. Увеличение буксования приводит к значительному разрушению структуры почвы [102]. С ростом рабочих скоростей колесных МТА условия взаимодействия ходовой части трактора с почвой при одних и тех же значениях буксования меняются. Например, при скорости 10-15 км/ч и пробуксовке  $\delta$

= 10% скорость пробуксовки колес относительно дороги составляет 1,0 и 0,5 км/ч [102].

Для исследования влияния скорости пробуксовки на распыление фракций почвы, по отпечатку протектора шин взяты пробы почвы до и после проезда трактора. А далее рассчитывалось возрастание процентного содержание фракций менее 0,5 мм в 1 кг пробы в следствии воздействия шины колеса на почву. При этом скорость пробуксовки составляет 0,11; 0,75; 1,0; 2,7; 3,0 и 4,7 м/с увеличение фракций почвенных частиц, размером менее 0,5 мм, составляет соответственно 4; 6; 6,8; 19; 23 и 50% [102]. Таким образом, можно сделать вывод, что с ростом неравномерности скорости движения трактора разрушается структурный состав обрабатываемой почвы и соответственно снижается урожайность возделываемых сельскохозяйственных культур.

Производительность тракторно-транспортного агрегата (ТТА) определяется по следующей формуле [102]:

$$W = \frac{v_{cp} \cdot \lambda \cdot q \cdot \gamma}{(L + v_{cp} \cdot \lambda \cdot t_{np})}, \quad (1.2)$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость движения трактора;

$q$  – грузоподъемность транспортного агрегата;

$\gamma$  – коэффициент использования грузоподъемности;

$L$  – средняя длина пройденного пути;

$\lambda$  – коэффициент использования пробега;

$t_{np}$  – время простоя под погрузкой и разгрузкой.

Из формулы (1.2) видно, что основным параметром является грузоподъемность и скорость движения.

Производительность машинно-тракторного агрегата (МТА) определяется по формуле [102]

$$W = 0,1 \cdot v \cdot \eta_{\delta} \cdot \tau \cdot B_p . \quad (1.3)$$

При этом рабочая ширина захвата будет рассчитываться по формуле

$$B_p = \frac{x \cdot M_n \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_f}{k \cdot \tau_k} \quad (1.4)$$

где  $x$  – эксплуатационный коэффициент использования мощности двигателя;

$M_n$  – номинальный крутящий момент двигателя;

$i_{mp}$  – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии;

$\eta_f$  – КПД, учитывающий потери на перекачивание;

$k$  – удельное сопротивление машины;

$\tau_k$  – радиус качения ведущих колес трактора.

Топливная экономичность оценивается удельным расходом топлива и крюковой мощностью, а также часовым расходом топлива по следующей формуле [102]:

$$q = \frac{10^3 \cdot G_T}{N_{кр}}, \quad (1.5)$$

где  $q$  – удельный расход топлива;

$G_T$  – часовой расход топлива;

$N_{кр}$  – мощность крюковая.

В формуле (1.5) основными параметрами, влияющими на топливную экономичность, являются часовой и удельный расход топлива. Скорость движения в свою очередь относится к главным факторам, определяющим производительность и топливную экономичность ТТА и МТА, при этом скорость движения ограничивается не мощностью двигателя, а плавностью хода. Следовательно, с ростом скоростей движения при обеспечении приемлемой производительности и топливной экономичности, ТТА и МТА должны обладать достаточно хорошей плавностью хода.

Грузоперевозки (Транспортные операции) – являются важнейшими элементами многих технологических процессов производства продукции. В

настоящее время на транспорте реализуется от 70 до 90% всего объема перевозок. В связи с ростом скоростей особую актуальность приобретают вопросы улучшения плавности хода и устойчивости движения машинно-тракторного агрегата (МТА) и тракторно-транспортного агрегата (ТТА), а также вопросы улучшения условий труда трактористов, решение которых позволит повысить производительность и топливную экономичность МТА и ТТА.

Рассмотрим требования, предъявляемые к трактору на транспорте. На транспорте трактор предназначен для перевозки тяжелых грузов. С целью повышения производительности при конструировании ходовой части прицепа стремятся снизить коэффициент сопротивления движению настолько, насколько это возможно, а это приводит к увеличению неравномерности движения и возникновению сильной колеблющей крюковой нагрузки трактора [30, 129].

Колебания крюковой нагрузки при транспортировке прицепов по дорогам достигают весьма большой величины и зачастую уходят в область отрицательных нагрузок, то есть вызывают накатывание прицепа на трактор. Чтобы ТТА не мог в таких случаях уйти с колеи, дышло прицепа трактора соединяется одним шарниром. Сопротивление в момент трогания ТТА значительно превышает сопротивление при нормальном движении. Чтобы не снижать производительность ТТА, трогание с места практикуют «рывком», при этом установка упругодемпфирующего привода предотвращает возникновение повышенного буксования и повышенной нагрузки на трансмиссию [102, 107, 108, 129]. Так как ТТА передвигаются преимущественно по проселочным дорогам, которые весьма неровны, извилисты и узки, то при поворотах трактора прицеп будет создавать толчкообразные колебания, которые могут привести к развороту трактора и аварии.

Эксплуатационные характеристики тракторно-транспортного агрегата включают способность ТТА разгоняться, создавать тяговую силу, преодолевать препятствия и замедляться [44, 45, 63, 78]. Одним из показателей плавности хода являются вертикальные ускорения остова трактора, вызываемые не-

ровностями опорной поверхности, и их воздействием на оператора и перевозимые грузы. На рисунке 1.5 схематично представлена взаимосвязь между водителем, тракторно-транспортным агрегатом и окружающей средой.

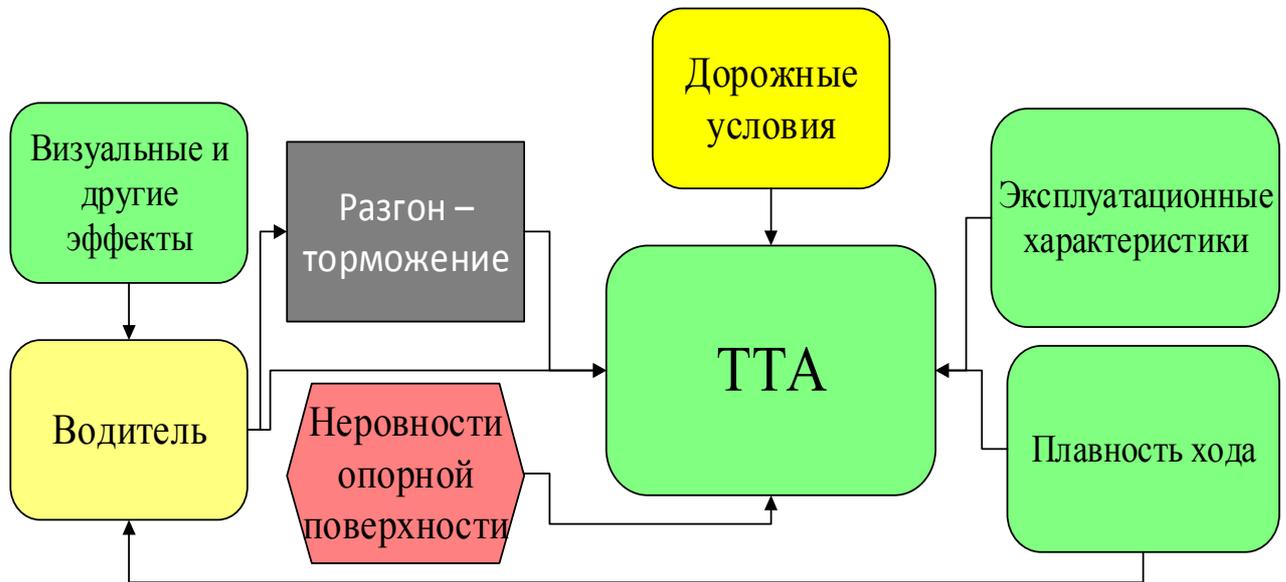


Рисунок 1.5 – Взаимосвязь между водителем, ТТА и окружающей средой

При конструировании ТТА и оценке плавности хода необходимо учитывать особенности поведения водителя, характеристики используемых машин, а также физические и геометрические свойства местности. Несмотря на использование различных критериев оценки ТТА, общим требованием является подвижность на неподготовленной местности. Подвижность в широком смысле характеризуется работой транспортного средства на грунтах с низкой несущей способностью, а также способностью преодолевать или объезжать препятствия и водные преграды [30, 129].

Плавность хода при движении по неровной местности достигается частично за счет подвески сидения, подвески кабины трактора и более эффективно за счет подвески ходовой части у автомобилей [113]. Что касается тракторов, то общую плавность хода можно повысить за счет установки упругих элементов в конечные звенья. Так как на плавность хода ТТА наибольшее влияние оказывают грунты с низкой несущей способностью, поэтому необходим

детальный анализ как конструктивных параметров ТГА, так и характеристик местности [60, 83, 111, 116, 129].

Результаты испытаний [85, 102] показывают, что профили полей и дорог, тяговое сопротивление сельхозорудий являются случайными процессами. Для указанных процессов характерны низкочастотные спектры дисперсий, не превышающей 5-6 Гц. Диапазон частот спектральной плотности существенным образом зависит от скорости движения агрегата. К примеру скорость в интервале 5-7 км/ч частота спектра лежит в диапазоне 1,5-2,5 Гц, а при скоростях движения в интервале 15-18 км/ч спектры, дисперсий ряда процессов, растягиваются до 4-5 Гц. В связи с непрерывным колебанием момента сопротивления движению угловая частота коленчатого вала двигателя меняется, что вызывает непрерывное колебание скорости движения МТА [35, 82, 121]. С ростом скорости движения МТА заметно снижается полевая всхожесть семян. С ростом скорости движения сеялки от 4,5 до 9,5 км/ч полевая всхожесть семян уменьшается с 74,3 до 63,2 [46]. Это объясняется увеличением неравномерности глубины заделки семян из-за увеличения вертикальных колебаний трактора в составе МТА.

Исследованиями проф. Анохина и Г.М. Кутькова [25, 26, 80, 81, 82] выявлено, что передача колеблющей нагрузки от ведущих колес трактора на коленчатый вал двигателя может вызывать резонансные колебания не только валов трансмиссии, но и остова.

Повышение энергонасыщенности тракторов привело к значительному увеличению резонансных колебаний, как на трансмиссии так и остове, а следовательно и увеличению колебаний МТА и ТГА. Таким образом, повышение рабочих скоростей и энергонасыщенности колесных тракторов значительно увеличивает динамические нагрузки, как на трансмиссию, так и остов. При этом повышается степень неравномерности силы тяги и скорости движения МТА и увеличивается разрушение почвы. Все это приводит к снижению производительности, увеличению при этом расхода топлива, а также ухудшает качество технологического процесса, выполняемого МТА.

### **1.3 Исследование конструктивных решений упругодемпфирующих приводов и динамических нагрузок в ходовой части трактора с анализом дорожных условий при эксплуатации**

Движение МТА и ТТА по неровной дороге или полю вызывает вынужденные колебания переднего и заднего мостов. Источником возмущения являются неровности дорожного полотна, неравномерность глубины пахоты, при этом основным возмущением являются неровности обрабатываемой почвы [21, 61, 82, 83, 114]. Длительное воздействие низкочастотных колебаний мостов трактора оказывает негативное влияние на оператора, в результате он может испытывать недомогание, вследствие чего снижается реакция и работоспособность. Для улучшения условий работы необходимо минимизировать вертикальные ускорения мостов, что достигается совершенствованием и введением в трансмиссию тракторов упругодемпфирующих приводов (УДП).

Большой вклад в изучение принципиальных возможностей повышения эффективности использования МТА за счет улучшения плавности хода и снижения динамических нагрузок за счет упругодемпфирующих элементов [43, 45, 62, 63, 64, 78, 79, 89, 90, 91, 99, 123] внесли такие исследователи, как В.Я. Анилович, И.Б. Барский, П.П. Гамаюнов, Д.С. Гапич, В.П. Гуськов, А.Г. Жутков, В.А. Кравченко, И.П. Ксенович, Н.Г. Кузнецов, О.И. Поливаев, В.Л. Строков, В.П. Тарасик, Е.М. Харитончик и др.

Разработка более совершенных конструкций УДП стала возможной благодаря исследованиям перечисленных выше авторов и анализу известных конструкций упругодемпфирующих приводов (УДП) и упругих элементов (у. э.).

Проанализируем следующие существующие конструкции, их преимущества и недостатки.

Демпферные пружины в дисках сцепления трактора, которые имеют витую форму пружины, что обеспечивает простоту конструкции и надежность, при этом данная конструкция недостаточно эффективна при высоких динамических нагрузках и имеет линейную характеристику [4].

Эластичный привод трактора, который представляет собой листовые рессоры, установленные на диске колеса, и ролики на полуоси трактора, где ролики необходимы для сжатия рессор. Одним из недостатков этой конструкции является громоздкость и повышенный износ роликов при их взаимодействии с рессорами [15].

Привод ведущего колеса транспортного средства, в котором установлены упругие пластины в коронной шестерне бортового редуктора трактора, в коронную шестерню вмонтированы упругие полукольцевые пластины, преимуществом данного привода является достаточно простая конструкция, а недостатком – возможность возникновения резонансных явлений из-за линейной характеристики упругих элементов (у. э.) [5, 9].

Винтовой привод ведущего колеса трактора, состоящий из корпуса, хвостовика, пакетов пружин тарельчатой формы. За счет закручивания хвостовика в корпус привода происходит сжатие пакетов тарельчатых пружин и сглаживание динамических нагрузок в трансмиссии. Недостатком конструкции является то, что данный привод невозможно установить ближе к конечному звену трактора [17].

Привод транспортного средства, в котором в конечной шестерне моста трактора устанавливаются пакеты упругих кольцевых пластин, шестерня разделяется на ведомую и ведущую часть с пакетами пружин разной жесткости. Недостатком данной конструкции является повышение нагрузки на пакеты пружин при больших крутящих моментах [7, 8].

Привод ведущего колеса транспортного средства, который содержит ступицу, трубчатые элементы, скобообразные пружины, кольца, дополнительные упругие элементы, подверженные быстрому износу [10, 11].

Привод ведущего колеса транспортного средства, содержащий ведомую шестерню, упор, корпус демпфера, поршень, пакеты тарельчатых пружин, дросселирующий клапан. Недостатком этого технического решения является сложная, ненадежная конструкция, так как происходит течение рабочей жид-

кости из сопрягаемой поршневой полости [3].

Привод ведущего колеса транспортного средства, который содержит, лопасти, ось, гидроаккумулятор, пружины, магистрали, поршень. Недостатком конструкции является наличие громоздкой цилиндрической пружины, вызывающей резонансные явления из-за линейной характеристики [19].

Привод ведущего колеса транспортного средства, который содержит полуось, гидроаккумуляторы, упругие элементы, поршень гидромагистрали. К недостаткам данного привода относятся течь рабочей жидкости из-за отсутствия уплотнения в лопастном механизме, а также отсутствие возможности запасать энергию при торможении [16].

Планетарная упругая муфта с регулируемым потоком жидкости, которая содержит связанный с двигателем планетарный редуктор, пневмогидравлический аккумулятор, гидронасос. Недостатком данной конструкции является сложность в обслуживании и ремонте [2].

Демпфер холостого хода ведомого диска сцепления, содержащий ступицу с наружными шлицами, опоясывающий фланец, диск. Данная конструкция имеет низкую надежность при эксплуатации [6].

Устройство для снижения жесткости трансмиссии тракторов, состоящее из гидронасоса, дросселя, трехходового крана, бака, аккумулятора, ресивера, имеющее конструктивный недостаток – отсутствие возможности запасать энергию при торможении [1].

Привод колеса транспортного средства, содержащий полуось ступицу с упором и лопасти, при этом гидромагистрали и ступицы снабжены дополнительным симметричным упором, а лопасти – дополнительной симметричной лопастью, имеет недостаток конструкции – малую надежность [12].

Привод ведущего колеса транспортного средства, который содержит ведущие и ведомые части, соединенные упругими элементами, выполненные в виде восьмерки, упругие элементы закреплены на ведущей части, а ведомая часть соединена с X-образным пазом. Данный привод имеет конструктивный

недостаток – отсутствие возможности запастись энергией при трогании и торможении [13].

Устройство для снижения жесткости трансмиссии МТА, содержащее планетарную передачу, реактивные звенья, масляный бак, сцепление, конструктивным недостатком которого является сложность в обслуживании и ремонте [18].

Привод ведущего колеса транспортного средства, содержащее обод, ступицу с упругими элементами, через полуось и дифференциал соединен с ведомой шестерней главной передачи трансмиссии, недостатком которого является сложность в техническом обслуживании и малая надежность [20].

Упругодемпфирующая муфта, которая включает в себя ведущий вал, ведомый вал и промежуточную втулку, при этом ведущий вал посредством винтовых шлицов соединен с промежуточной втулкой. На наружной поверхности промежуточной втулки нарезаны винтовые шлицы противоположного направления, входящие в зацепление с внутренними винтовыми шлицами ведомого вала. Данная упругодемпфирующая муфта отличается сложностью в обслуживании и ремонте [14].

Исследованию вертикальных динамических нагрузок, при контакте колеса трактора с дорожными неровностями, посвящено много работ. Впрочем, вопросы влияния вертикальных и со стороны агрегатируемой сельскохозяйственной машины динамических нагрузок на элементы ходовой трактора в реальных условиях движения не были всесторонне проанализированы, а часть положений требует дальнейшего творческого развития.

Установлено, что прочность деталей ходовой части трактора в основном зависит от вертикальных динамических нагрузок, возникающих в движении по неровностям дорожного полотна, поверхности поля.

Нагрузки, горизонтально влияющие на ходовую трактора, не ограничиваются условиями сцепления ведущих и ведомых колес с дорогой, но по абсолютным значениям являются несоизмеримыми с влиянием вертикальных

нагрузок [24, 38]. Если не рассматривать аварийную ситуацию столкновение колеса с вертикальным препятствием, то по эмпирическим данным при нормальных условиях эксплуатации горизонтальные нагрузки составляют 10–12% вертикальных нагрузок [24].

Благодаря этому выводу можно из комплекса нагрузок, влияющих на ходовую трактора, исследовать вертикальные нагрузки, как определяющие в основном прочность деталей ходовой, а также режим работы тракторной трансмиссии и основные эксплуатационные свойства, как плавность хода, управляемость, проходимость, устойчивость [24, 44]. Поэтому существенное значение приобретает вопрос исследование вертикальных нагрузок на пахоте и энергоёмких работах и выявление влияния вертикальных динамических нагрузок на почвенный покров.

Ударные нагрузки на ходовую трактора рассматриваются в совокупности сил тяжести и инерционных масс, а также перераспределением веса между осями. Из всего разнообразия условий движения можно отметить следующие наиболее характерные случаи нагружения ходовой части:

- колебания поддресоренных и неподдресоренных масс, вызывает максимальные динамические нагрузки;
- при переезде через различные неровности профиля пути происходит перераспределение нагрузок между осями системы;
- горизонтальные нагрузки также вызывают перераспределение между осями системы [24].

В следствии этого действующая на ось, вертикальная нагрузка, в общем случае может быть условно представлена в следующем виде:

$$P_{\partial} = P_{cm} + P_n + P_k + P_e, \quad (1.6)$$

где  $P_{\partial}$  – наибольшая нагрузка на ось при движении;

$P_{cm}$  – статическая нагрузка, определяемая силой тяжести поддресоренной массы;

$P_n$  и  $P_k$  – нагрузки, обусловленные перераспределением веса между осями соответственно при наезде на неровность с малой скоростью и под действием горизонтальных сил на корпус трактора (силы инерции при разгоне и торможении, силы тяги на крюке и т. п.);

$P_z$  – нагрузка, определяемая колебаниями подрессоренной и не-подрессоренной масс.

Для оценки вертикальных нагрузок принят динамических коэффициент, показывающий, во сколько раз динамическая нагрузка  $P_d$  больше статической [24]:

$$K_d = \frac{P_d}{P_{cm}}, \quad (1.7)$$

Разделив обе части формулы (1.6) на  $P_{cm}$  из формулы (1.7), можно получить выражение для коэффициента динамичности вертикальных нагрузок:

$$K_d = 1 + K K_K + K_z, \quad (1.8)$$

где  $K_d$  – коэффициент перераспределения нагрузки на ось при наезде на неровность;

$K_K$  – коэффициент динамичности нагрузок от колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс;

$K_z$  – коэффициент перераспределения нагрузок на ось под действием горизонтальных сил.

Влияние составляющих уравнения (1.8) зависит как от конструктивных особенностей и схемы трактора, так и от скорости движения и состояния дорожного полотна. Например, при движении по дорогам с неровностями большой длины основное влияние на вертикальные нагрузки окажут колебания подрессоренной массы, при движении по коротким неровностям – колебания неподрессоренных масс [24].

Дорожные условия эксплуатации трактора весьма многообразны. Воздействие дороги на трактор определяется геометрическими размерами, формой

и характером чередования неровностей. В зависимости от длины неровности дороги разделяются на четыре группы [34, 57, 98, 127].

Импульсные неровности – короткие неровности длиной до 0,3 м, воздействия которых на ходовую аналогично приложению импульсов вертикальной силы к колесам в месте их контакта с дорогой.

Выбоины – неровности длиной 0,3-0,6 м, вызывающие интенсивные колебания поддрессоренных и неподдрессоренных масс. Различают короткие (0,3-1,0 м) и длинные (1,0-6,0 м) выбоины.

Воздействия коротких выбоин при эксплуатационных скоростях движения приводят к возникновению высокочастотных колебаний неподдрессоренной части (шины), которые совершаются с незначительными амплитудами при высоких значениях вертикальных ускорений.

Длинные выбоины вызывают наиболее интенсивные колебания, при которых вертикальные перемещения поддрессоренной части трактора могут превышать высоты неровностей.

Деление выбоин на короткие и длинные является весьма условным, так как характер их воздействия на трактор во многом определяется скоростью движения трактора.

Ухабы – неровности длиной 6-25 м, их воздействие на колебания неподдрессоренных масс не существенно. Поддрессоренная часть при движении по таким неровностям испытывает преимущественно низкочастотные колебания, интенсивность которых возрастает по мере повышения скорости движения.

Уклоны – неровности длиной свыше 25 м, они не оказывают существенного влияния на колебания трактора.

В зависимости от высоты (глубины) неровности можно условно разделить на три группы [58, 127].

Шероховатости – неровности высотой до 1 см при длине 0,3 м, не оказывают заметного влияния на колебания машины из-за поглощающей способности шин.

Впадины и выступы – неровности, вызывающие интенсивные колебания подрессоренной части трактора. К таким неровностям относятся выбоины свыше 30 см и ухабы крутизной 0,03.

Препятствия – выбоины глубиной свыше 30 см и ухабы крутизной свыше 0,03, а также канавы, рвы, пороги и т. п. Преодоление препятствий возможно только с минимально устойчивой скоростью движения трактора. При этом часто наблюдается нарушение режима работы на транспорте из-за отрыва колес от поверхности дороги (галопирование).

Контур профиля неровностей может быть простым, имеющим определенную геометрическую форму (синусоидальную, трапецеидальную, треугольную и т. п.), или сложным, описание которого не может выражаться простыми аналитическими формулами [61, 127].

Различают следующие закономерности в размещении неровностей по длине участка на поверхности дороги [71, 91, 127]:

- периодически чередующиеся неровности одинаковых размеров и форм;
- обособленные неровности, удаленные друг от друга на сравнительно большие расстояния;
- случайный микропрофиль – незакономерное чередование неровностей различных размеров и формы.

Геометрические параметры (размеры, форма и характер чередования) ухабов и уклон (макропрофиль) обычно определяются в процессе нивелирования дороги и графически изображаются в виде «продольного профиля дороги» [72, 127].

Геометрические параметры импульсных неровностей и выбоин, расположенных по колее движения машины (микропрофиль), на чертеже продольного профиля дороги не изображаются и определяются специальным обмером с помощью профилографов. При этом в качестве нулевой линии отсчета высот неровностей принимают ось, параллельную «красной» (нивелировочной) линии продольного профиля дороги [127].

Обобщенную качественную оценку дорожного покрытия в практике эксплуатации и испытаний трактора на транспорте удобно разделять на четыре группы [98, 127]:

- малоизношенные дороги, средняя скорость движения 0,7 от максимальной скорости движения;
- сильно изношенные дороги, средняя скорость движения 0,4 от максимальной скорости движения;
- разбитые дороги, средняя скорость движения 0,3 от максимальной скорости движения;
- пересеченная местность, средняя скорость движения 0,2 от максимальной скорости движения.

Такая условная классификация дорог от состояния определяется числом, размерами и характером чередований неровности на поверхности дороги.

В таблице 1.1 на основе обобщения результатов обмера микропрофиля дорог (проведены во время испытаний трактора) представлена ориентировочная количественная характеристика перечисленных выше четырех групп дорог по их состоянию.

Таблица 1.1 – Обобщенные результаты обмера микропрофиля дорожного покрытия

Параметры	Дорожное покрытие			
	Малоизношенное	Сильно изношенное	Разбитое	Пересеченная местность
Характеристика коротких импульсных неровностей длиной до 30 см и высотой более 3 см:				
- число на 1 км	20-50	50-150	100-200	более 200
- высота, см:				
максимальная	до 5	5-7	7-10	10-15
наиболее вероятная	3-4	3-5	5-7	7-10
Характеристика выбоин:				
- число на 1 км	до 200	200-500	300-500	200-300
- длина, см				
наиболее вероятная	50-150	100-250	300	150-500

Параметры	Дорожное покрытие			
	Малоизношенное	Сильно изношенное	Разбитое	Пересеченная местность
- глубина, <i>см</i> максимальная	до 10	10-20	20-30	более 30
наиболее вероятная	3-5	5-10	10-15	15
среднеквадратическая	до 1,5	1,5-3,0	3-8	8
Характеристика ухабов:				
- число на 1 <i>км</i>	до 5	5-10	10-20	20
- длина, <i>м</i> наиболее вероятная	6-9	6-10	6-12	8-16
- глубина, <i>см</i>	3-5	10-20	30-50	70-120
наиболее вероятная максимальная	до 10	до 30	до 100	до 200

Пользуясь данными таблицы 1.1, можно более конкретно охарактеризовать дорожные условия эксплуатации [127].

Типичными для эксплуатации трактора универсального назначения можно считать сильно изношенные дороги, а зачастую разбитые дороги и работу на пахоте, когда средняя глубина выбоин не превышает 10 *см*, а максимальная – 20 *см*. Типичными условиями эксплуатации тракторов общего назначения являются условия пересеченной местности (например, наличие гребней на обрабатываемом поле при движении по стерне, средняя высота которых не превышает 15 *см*, максимальная – 25 *см* [127].

В целом ряде работ [43, 74, 84, 85, 86, 87, 127] рассматривался вопрос о том, что с изменением жесткости упругой связи в механизме навески трактора, улучшаются разгонные качества агрегата, колебаний тягового усилия в сцепном устройстве снижаются в среднем на 15 % по сравнению с жестким сцепом, хотя такие способы были давно известны, однако не решался вопрос устранения резонансных колебаний. Кроме того, упругий сцеп не снижает колебаний нагрузки от перекачивания самого трактора, а при использовании с навесными орудиями упругий сцеп очень сложно применять. Поэтому не смотря на положительное влияние упругодемпфирующего сцепа целесообразно также поме-

щать упругое звено в приводе ведущих колес.

В работе Г.М. Кутькова [80] отмечается, что повышение плавности хода трактора Т-150 происходит при введении в трансмиссию гидротрансформатора или эластичных приводов. При этом делается вывод о том, что колебание в трансмиссии существенно повышает колебание его остова. В этих же работах показано, что при жесткой трансмиссии трактора, колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя приводит к колебанию скорости поступательного движения трактора, что влияет на его технологические и эксплуатационные показатели. При этом на остов трактора действует вертикальная составляющая тягового сопротивления, а на ходовую часть – неровность профиля пути. В результате этого возникают вертикальные перемещения центра тяжести остова трактора  $Z$  и угловые его колебания  $\varphi$ .

При этом вертикальные  $Z$  и угловые колебания остова трактора вызывают радиальную деформацию шин, в следствие чего изменяется радиус качения колеса. Изменение радиуса качения колеса приводит, во-первых, к колебаниям поступательной скорости движения трактора даже при постоянной угловой скорости  $\omega_2$ , подводимой к ведущему колесу (без учета буксования)  $\Delta v_{mp} = \Delta \omega_2 \cdot \Delta r_k$ . Во-вторых, изменение радиуса качения колеса вызывает колебания момента сопротивления на ведущем колесе  $\Delta M_k$ , передаваемого на двигатель, что вытекает из известной зависимости  $\Delta M_k = p_k \cdot \Delta r_k$ , где  $p_k$  – касательная сила тяги на ведущем колесе трактора [102, 118, 120]. Таким образом, колебания остова колесного трактора вызывает колебание частоты вращения коленчатого вала через систему автоматического регулирования (САР) и скорости движения трактора независимо от САР. Крутящий момент на ведущих колесах уравновешивают моменты сил реакции на опорах остова, предотвращая вращение трактора вокруг оси ведущего колеса. В следствие этого на опорах возникают реакции, как от действия массы трактора, так и от действия крутящего момента на ведущем колесе. Действие массы постоянно, а крутящий момент непрерывно колеблется, это свидетельствует о том, что остов

трактора раскачивается вследствие изменения крутящего момента на ведущих колесах. Раскачивание остова свидетельствует о том, что снижение вертикальных колебаний остова возможно за счет стабилизаций колебаний крутящих моментов на ведущих колесах достигается за счет изменения эластичности шин и жесткости привода ведущих колес [76, 77, 78, 80, 100, 102, 104]. Однако снижение давления в шинах ограничено и не всегда целесообразно из-за уменьшения при этом долговечности шин и повышенного сопротивления на передвижение. Жесткость привода ведущих колес определяет его упругие свойства и является важным показателем при расчете [104]. Под энергоемкостью понимают, то наибольшее количество потенциальной энергии, которое привод способен аккумулировать при максимальной деформации. Для обеспечения непробиваемости привода, он как и подвеска ведущих мостов, должен иметь большой запас потенциальной энергии [30, 80, 90, 99, 102, 110].

Однако увеличение жесткости привода приводит к снижению эффективности гашения амплитуд колебаний крутящих моментов. А чем меньше жесткость привода ведущих колес, тем больше низкие частоты колебаний нагрузки, которая сглаживается, но при этом частота собственных колебаний такой системы также перемещается в низкий диапазон частот, что приводит к резонансным режимам и снижает тягово-динамические свойства трактора. При этом снижение жесткости трансмиссии также не должно способствовать совпадению собственных колебаний трансмиссии и подвески [31, 73, 79, 102]. Однако удовлетворение всех этих требований весьма затруднено. По этой причине необходимо решать компромиссные задачи с выбором рациональной характеристики УДП.

Для повышения эффективности работы упругого элемента в качестве устройства по устранению динамических нагрузок в ходовой части и соответственно по улучшению плавности хода необходимо руководствоваться выбором рациональной характеристики привода, которая показана на рисунке 6 [62, 63, 105].

Известны конструкции подпружиненных коронных шестерен, или конечных передач с пакетами скобообразных пружин [6, 7, 8]. Однако данные приводы практически имеют линейную характеристику (кривая 1, рисунок 1.6), что может вызвать возникновение резонансных режимов, в трансмиссии на определенных работах, а также малую энергоемкость.

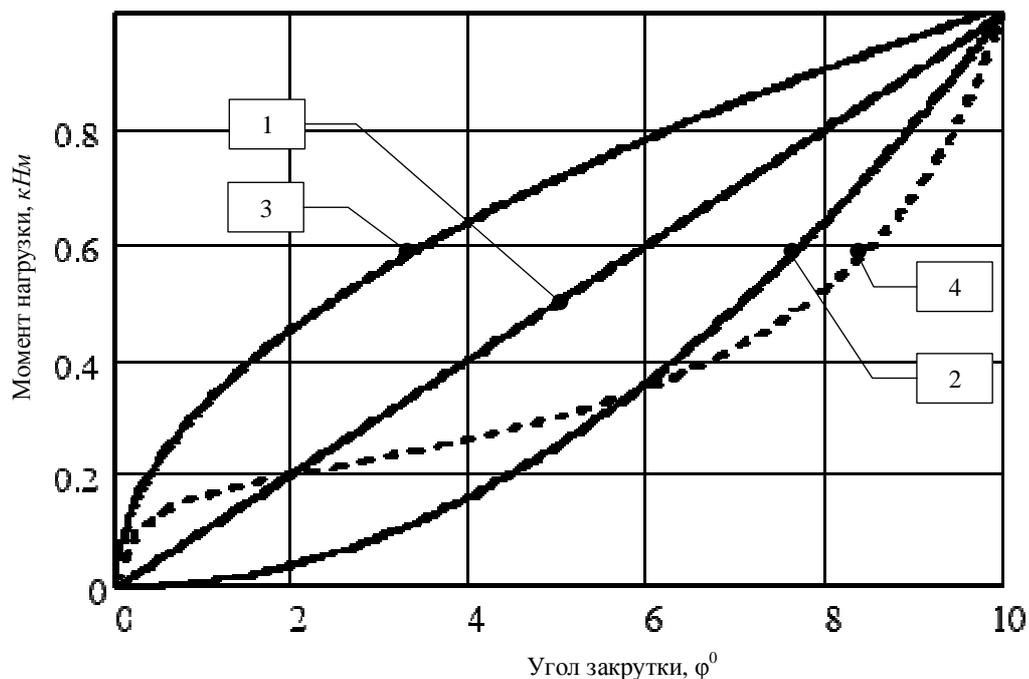


Рисунок 1.6 – Характеристики упругодемпфирующих элементов трансмиссии трактора: 1 – линейная характеристика; 2 – прогрессивная характеристика; 3 – регрессивная характеристика; 4 – регрессивно-прогрессивная характеристика упругого элемента

Известны конструкции привода с нелинейно-регрессивной характеристикой (кривая 3, рисунок 1.6), которая обладает значительным запасом потенциальной энергии, однако приводы с такой характеристикой имеют большие габариты и не нашли широкого применения.

Известны конструкции упругих приводов (кривая 2, рисунок 1.6) нелинейно-прогрессивной характеристикой [2, 17, 20, 69, 108]. Однако при значительном снижении жесткости трансмиссии (при переходе на более пологие характеристики) данный привод может вызывать повышенные колебания на холостом ходу и в транспортном режиме. Применение ступенчатых характеристик crane не желательно, так как при резком изменении величины крутящего

момента в трансмиссии возникают нагрузки, приводящие к неустойчивым режимам [35].

Устройства для снижения жесткости трансмиссии трактора, которое содержит планетарную передачу, реактивные звенья, масляный бак, имеет очень сложную конструкцию и не находит широкого применения [25, 26].

Наиболее рациональная характеристика является регрессивно-прогрессивная (кривая 4, рисунок 1.6) обеспечивающая повышенный запас потенциальной энергии в режиме холостого хода и большую жесткость, при повышенных и максимальных нагрузках.

Данную характеристику после модернизации можно получить за счет газогидравлического привода ведущих колес трактора на основании разработок Панкова, Кравченко и заявленной конструкции, разработанной нами заявка № 2012133406

По этой причине данные характеристики нашли широкое применение в ходовых системах гусеничных тракторов и подвесках автотракторных средств [47, 91, 103, 105, 109, 110].

#### **1.4 Выводы**

1. Рост амплитуд колебаний крутящих моментов в трансмиссии тракторных агрегатов вызывает ухудшение плавности их хода, что ухудшает условия труда механизаторов, приводит к разрушению структуры почвы, снижает производительность и ухудшает технологические показатели обработки почвы.

2. Введение упругих элементов ближе к приводу ведущих колес МТА более эффективно снижает, как динамической нагрузки в трансмиссии, так и колебаний остова трактора. Однако слабо изучено влияние рациональной характеристики УДП на вертикальные колебания остова трактора.

3. Решающим фактором при выборе УДП ведущих колес является не только снижение динамической нагруженности в трансмиссии, но снижение вертикальных колебаний остова трактора, что позволяет стабилизировать выполнение технологических показателей обработки почвы, а следовательно, и технико-экономические показатели МТА.

## **2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА И ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПРИМЕНЕНИЕМ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕГО ПРИВОДА**

### **2.1 Математическая модель определения рациональных параметров упругодемпфирующего привода и определение вертикальных ускорений остова трактора при работе в составе МТА и ТТА**

В процессе работы МТА и ТТА на него воздействует множество внешних факторов, приводящих к изменению вертикальных нагрузок на ходовую часть и двигатель. Это неоднородности физико-механических свойств обрабатываемой почвы, неровности дорожного полотна, неравномерность тягового сопротивления со стороны агрегируемой сельскохозяйственной машины. Эти воздействия носят, случайный характер и описываются случайными функциями. Кроме того, сам машинно-тракторный агрегат его двигатель и трансмиссия также генерируют колебания инерционно-упруго-диссипативной системы.

Конструкция трактора включает в себя большое количество инерционных масс, соединённых валами, сцеплением трактора, упругими муфтами и другими упругими элементами с различной тангенциальной жёсткостью. Эти детали конструкции образуют сложные инерционно-упруго-диссипативные колебательные системы, взаимодействие которых осуществляется посредством упругих и диссипативных элементов [64, 75, 105].

Упругие элементы обладают способностью накапливать потенциальную энергию. Упругими свойствами обладают все пружинные элементы конструкций и пневматические шины колес в радиальной и тангенциальной деформации.

Диссипативные элементы обладают свойством диссипации (рассеивания)

энергии. Рассеивание энергии происходит за счет рассеивания тепла, вызванного силами внутреннего трения, возникающими от трения сопрягаемой поверхности деталей конструкции или гидравлическим трением (вязкостным) о стенки гидросистемы вследствие механической работы.

Составить наиболее полно описанную динамическую модели реального МТА весьма сложно. Поэтому, чтобы определить вертикальные ускорения и динамические нагрузки в системе «двигатель – трансмиссия – УДП – остов», рассмотрим упрощенную динамическую модель с идеализации МТА. В этом случае, вместо реального МТА принимается эквивалентная ему в динамическом отношении расчетная схема (физическая модель), в состав которой входят инерционные массы, заменяющие отдельные вращающиеся и поступательно движущиеся массы тракторного агрегата, упругие элементы, характеризующие податливость деталей трансмиссии [64, 75, 105].

Для теоретических исследований и расчетов колебаний системы МТА модель схематизируются и упрощается с учетом того, что элементы оказывающие небольшое влияния на поведение колебательной системы в целом отбрасываются [64, 75, 105].

Машинно-тракторный агрегат является сложной системой для анализа, поэтому для её упрощения приводят все жесткости упругих связей, моменты инерции и коэффициенты демпфирования к одному участку обычно приводят к коленчатому валу двигателя.

Эквивалентная жёсткость (суммарная) трансмиссии определяется по обратной величине – податливости, которую определяют суммированием податливости отдельных элементов. Для этого приведенную податливость каждого элемента определяют произведением его действительной податливости на квадраты передаточных отношений редукторов, включенных от рассматриваемого элемента до участка приведения. Приведение моментов инерции системы к коленчатому валу осуществляется из условия сохранения кинетической энергии приводимой массы во вращательное движение [64, 105, 75].

Для определения демпфирования в механических системах обычно используются эмпирические результаты, которые основаны на наблюдении за затухающими колебаниями [90, 105].

Математические модели технических объектов должны отображать физические свойства объектов, при этом модель должна быть упрощенной, но в тоже время одним из требований применения математической модели её адекватность. Модель считается адекватной, если отражает результаты с приемлемой точностью или согласованностью теоретического результата и эксперимента.

Основной задачей исследований является обоснование рациональных параметров упругодемпфирующего привода колёс. Упругий привод ведущих колёс характеризуется:

- жёсткостью при кручении (или обратной величиной податливостью), представляющей собой зависимость относительного угла поворота, ведомого и ведущего валов от крутящего момента;
- демпфированием, то есть способностью рассеивать энергию при деформации упругих элементов;
- энергоёмкостью, представляющей собой работу упругой деформации при действии крутящего момента.

Жёсткость привода определяет его упругие свойства и является важным показателем при динамическом расчёте. В упругом приводе поглощение энергии происходит за счёт сил внутреннего трения между упругими элементами в гидравлических приводах это вязкостное трение. Энергоёмкость упругого привода характеризует его способность сглаживать толчки и удары за счет накопления потенциальной энергии в упругих элементах.

Разработка математической модели МТА является сложной задачей и неизбежно связана с идеализацией изучаемого объекта. Поскольку исследование влияния УДП связано, в первую очередь, с повышением плавности хода и энергетических свойств агрегата, со снижением динамических нагрузок на

трансмиссию и двигатель трактора. А также следует отметить, что плавность хода включает в себя следующие важные показатели, такие как вертикальные ускорения и скорости остова трактора в составе МТА и ТТА, частота и амплитуда колебаний. То для построения математической модели примем следующие допущения [64, 105, 75].

1. Движение МТА происходит на горизонтальном участке пути без отклонений в поперечном направлении.
2. Независимо от конструкции трактора, вся нагрузка передается через ведущий мост.
3. Характеристики моментов на ведущих колёсах принимаются одинаковыми.
4. Машинно-тракторный агрегат работает в установившемся режиме движения, при котором среднее значение линейной скорости является постоянной величиной.
5. Крутящий момент передаётся через полуоси ведущих колёс.
6. Сцепление не буксует.
7. Величины моментов на ведущих колёсах принимаются одинаковыми.
8. Колебательные процессы в тракторе создаются только неровностями дороги и неоднородностями физико-механических свойств почвы.

Исходя из задач исследования, сформулированных в предыдущей главе, выбор рациональных параметров УДП ведущих колёс трактора будет выполняться из соображения получения минимума амплитуд вертикальных ускорений остова трактора при его движении на различных режимах работы.

На основании принятых допущений для решения задачи по выбору рациональной характеристики упругодемпфирующего привода принимаем в качестве расчетной динамической модели машинно-тракторного агрегата эквивалентную ей четырех массовую систему рисунок 2.1,

где  $J_1$ ;  $J_2$ ;  $J_3$ ; – моменты инерции вращающихся деталей двигателя, трансмиссии, а также момент инерции колес трактора, и поступательно движущих масс агре-

гата;  $m_o$  – масса остова над задним колесом трактора;

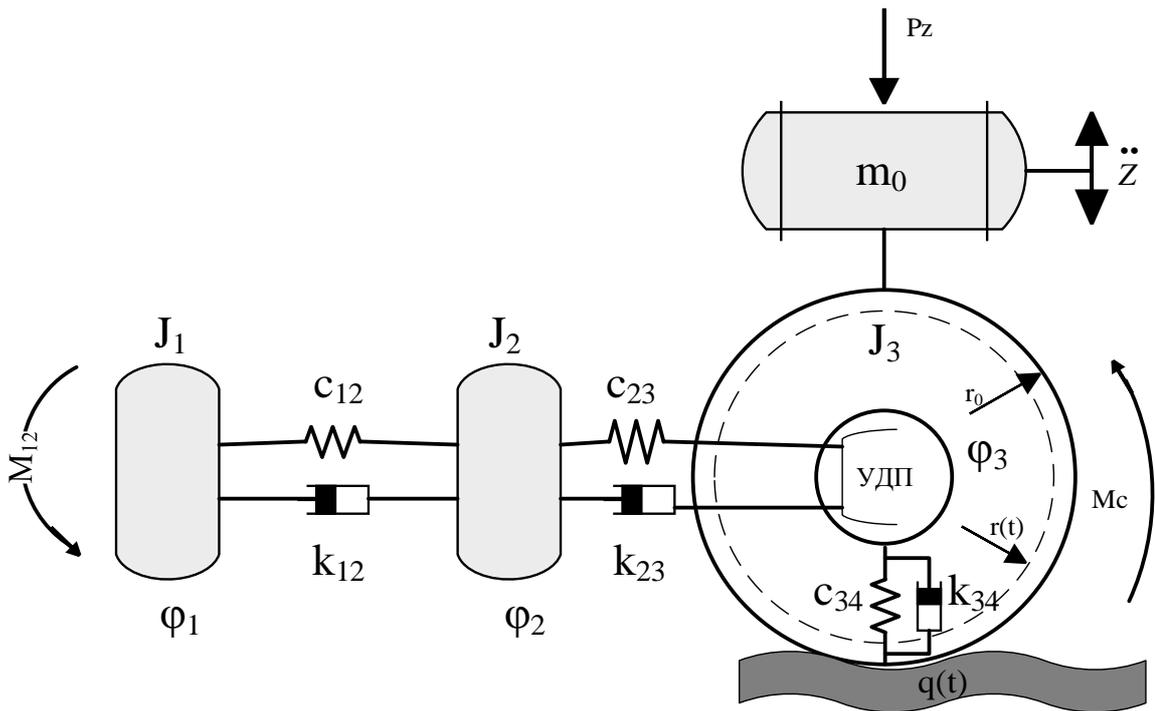


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема машинно-тракторного агрегата

$C_{12}$ ;  $C_{23}$ ;  $C_{34}$  – жесткость валов трансмиссии; жесткость упругодемпфирующего элемента и шины движителя; а также жесткость шины в радиальном направлении;

$k_{12}$ ,  $k_{23}$ ,  $k_{34}$  – коэффициент демпфирования трансмиссии; упругодемпфирующего элемента и шины, коэффициент демпфирования шины в радиальном направлении;

$\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  – углы поворота коленчатого вала двигателя; трансмиссии и поступательно движущихся масс агрегата;

$M_{12}$  и  $M_c$  – соответственно крутящий момент двигателя и момент внешних сопротивлений движению;

$\ddot{z}$  – вертикальные ускорения остова трактора;

$P_z$  – нормальная нагрузка.

Определение реальных параметров вертикальных ускорений остова трактора является весьма сложной проблемой [113, 116, 118, 124]. Вертикальные ускорения остова трактора обусловлены большим количеством факторов,

воздействующих на агрегат (неровностью профиля пути, неравномерностью тягового усилия, неоднородными сцепными свойствами грунта и так далее). Поскольку основной задачей данной работы является повышение плавности хода за счет снижения вертикальных ускорений машинно-тракторного агрегата с помощью упруго-демпферного привода, то примем физическую модель процесса вертикальных ускорений остова трактора согласно (рис. 2.1). Остов трактора с массой  $m_o$  и нормальной нагрузкой  $P_z$  соединён с осью колеса, а колесо имеет упругое и демпфирующее свойство шины, обусловленное соответствующими параметрами шины в радиальном направлении ( $c_{34}$  и  $k_{34}$ ). Поскольку, согласно принятым допущениям, физическая модель вертикальных ускорений остова трактора является линейной, а значит можем применить принцип суперпозиции и считать, что вертикальные ускорения остова  $\ddot{Z}$  являются суммой двух составляющих, обусловленных как вертикальных ускорений остова трактора  $\ddot{Z}_q$  от неровности профиля пути  $q(s)$ , так и вертикальных ускорений остова трактора  $\ddot{Z}_r$  от изменения радиуса колеса  $r(t)$  связанного с воздействием переменного крутящего момента  $M_k(t)$ , приложенного к оси колеса.

$$\ddot{Z} = \ddot{Z}_q + \ddot{Z}_r, \quad (2.1)$$

где  $\ddot{Z}_q$  – вертикальные ускорения остова трактора от неровности профиля пути;

$\ddot{Z}_r$  – вертикальные ускорения остова трактора от изменения радиуса колеса;

При этом примем, что изменение радиуса колеса от величины крутящего момента происходит следующим образом [116, 124]:

$$r(t) = r_0 - \gamma \cdot M_k(t), \quad (2.2)$$

где  $r_0$  – радиус качения колеса при  $M_k = 0$ ;

$\gamma$  – коэффициент круговой эластичности шины, зависящий от типа и конструкции шины.

Таким образом, уравнение динамики для составляющей  $\ddot{Z}_r$  выглядит как:

$$m_0 \frac{d^2 z_r}{dt^2} + k_{34} \frac{d(z_r - r(t))}{dt} + c_{34}(z_r - r(t)) = P_z. \quad (2.3)$$

С учётом (2.2) получим следующее выражение:

$$m_0 \frac{d^2 z_r(t)}{dt^2} + k_{34} \frac{dz_r}{dt} + k_{34} \cdot \gamma \frac{dM_k}{dt} + c_{34}(z_r - r_0 + \gamma \cdot M_k(t)) = P_z. \quad (2.4)$$

Уравнения движения эквивалентной системы можно получить, используя выражения потенциальной и кинетической энергии и уравнения Лагранжа второго рода. Таким образом, математическая модель принятой динамической системы машинно-тракторного агрегата запишется следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + k_{12} \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{12}; \\ J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - k_{12} \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \\ + k_{23} \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} - k_{23} \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = -Mc; \\ m_0 \frac{d^2 z_r}{dt^2} + k_{34} \frac{dz_r}{dt} - k_{34} \cdot \gamma \frac{dM_k}{dt} + c_{34}(z_r - r_0 - \gamma \cdot M_k) = P_z. \end{array} \right. \quad (2.5)$$

где  $M_k(t)$  – крутящий момент, приложенный к оси колеса, его можно записать следующим образом

$$M_k(t) = k_{23} \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3). \quad (2.6)$$

В общем случае уравнения нашей модели (2.6) являются нелинейными [40, 88]. Поэтому, для линеаризации уравнений модели, примем следующие допущения.

Пусть момент на валу двигателя  $M_{12}$  является постоянным, а момент сопротивления на полуосях является случайной функцией времени, которую можно представить в виде суммы двух составляющих:

$$M_c(t) = M_c^0 + \Delta M_c(t), \quad (2.7)$$

где  $M_c^0$  – среднее установившееся значение крутящего момента нагрузки, не зависящее от времени;

$\Delta M_c^0(t)$  – отклонения момента нагрузки от среднего значения, изменяющиеся во времени.

Тогда углы поворота двигателя, трансмиссии, колеса и дополнительной составляющей вертикальных ускорений остова трактора в уравнениях (2.5) можно представить, как сумму двух составляющих: обусловленных равномерным установившимся движением и малых колебаний относительно этого равномерного движения в следующем виде.

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1(t) = \omega_1^0 t + \varphi_1^0 + \Delta \varphi_1(t); \\ \varphi_2(t) = \omega_2^0 t + \varphi_2^0 + \Delta \varphi_2(t); \\ \varphi_3(t) = \omega_3^0 t + \varphi_3^0 + \Delta \varphi_3(t); \\ \ddot{z}_r(t) = \ddot{z}_r^0 + \Delta \ddot{z}_r(t); \\ M_{12}(t) = M_{12}^0 + \Delta M_{12}(t); \\ M_c(t) = M_c^0 + \Delta M_c(t); \\ M_k(t) = M_k^0 + \Delta M_k(t). \end{array} \right. , \quad (2.8)$$

где  $\varphi_1^0, \varphi_2^0, \varphi_3^0$  – установившиеся значения углов закрутки, не зависящие от времени;

$\ddot{z}_r^0$  – установившиеся значение вертикальных ускорений;

$\omega_1^0, \omega_2^0, \omega_3^0$  – установившиеся значения угловых частот вращения валов;

$M_{12}^0, M_c^0, M_k^0$  – установившиеся значения внутренних крутящих моментов;

$\Delta \varphi_1(t), \Delta \varphi_2(t), \Delta \varphi_3(t)$  – малые колебания относительно установившегося состояния системы, вызванные переменной составляющей момента в уравнении (2.8);

$\Delta \ddot{z}_r(t)$  – малые колебания ускорения относительно установившегося состояния системы, вызванное переменной составляющей момента в уравнении (2.8);

$\Delta M_{12}(t), \Delta M_c(t), \Delta M_k(t)$  – малые колебания внутренних моментов относительно установившегося состояния системы.

В дальнейшем, для упрощения формы записи не будем явно показывать зависимость малых колебаний от времени, то есть опустим переменную  $t$ .

В результате подстановки уравнения (2.8) в динамическую модели МТА и ТТА уравнения (2.5) и деление переменных получим две системы уравнений, одна из которых описывает установившийся режим работы агрегата:

$$\begin{cases} k_{12}(\omega_1 - \omega_2) + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{12}^0; \\ -k_{12}(\omega_1 - \omega_2) + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \\ + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ k_{23}(\omega_2 - \omega_3) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_c^0; \\ c_{34} \cdot z_r^0 - r_0 + \gamma \cdot M_k^0 = P_z; \end{cases} \quad (2.9)$$

а вторая - режим малых колебаний относительно установившегося состояния движения системы:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \Delta \varphi_1}{dt^2} + k_{12} \left( \frac{d \Delta \varphi_1}{dt} - \frac{d \Delta \varphi_2}{dt} \right) + c_{12}(\Delta \varphi_1 - \Delta \varphi_2) = 0 \\ J_2 \frac{d^2 \Delta \varphi_2}{dt^2} - k_{12} \left( \frac{d \Delta \varphi_1}{dt} - \frac{d \Delta \varphi_2}{dt} \right) - c_{12}(\Delta \varphi_1 - \Delta \varphi_2) + \\ + k_{23} \left( \frac{d \Delta \varphi_2}{dt} - \frac{d \Delta \varphi_3}{dt} \right) + c_{23}(\Delta \varphi_2 - \Delta \varphi_3) = 0; \\ J_3 \frac{d^2 \Delta \varphi_3}{dt^2} - k_{23} \left( \frac{d \Delta \varphi_2}{dt} - \frac{d \Delta \varphi_3}{dt} \right) + c_{23}(\Delta \varphi_2 - \Delta \varphi_3) = -\Delta M_c; \\ m_0 \frac{d^2 \Delta z_r}{dt^2} + k_{34} \frac{d \Delta z_r}{dt} - k_{34} \cdot \gamma \frac{d \Delta M_k}{dt} + c_{34} \cdot \Delta z_r - c_{34} \cdot \gamma \cdot \Delta M_k = 0. \end{cases} \quad (2.10)$$

Для получения передаточной функции вертикальных ускорений остова будем использовать математическую модель трактора, представленную в уравнениях (2.9)-(2.10).

Применим к уравнениям (2.10) преобразование Лапласа [105] при нулевых начальных условиях и упростим это выражение. В результате получим для первых трёх уравнений.

$$\begin{cases} Q_1(s) \cdot \Delta\varphi_1 - P_1(s) \cdot \Delta\varphi_2 = 0; \\ -P_1(s) \cdot \Delta\varphi_1 + Q_2(s) \cdot \Delta\varphi_2 - P_2(s) \cdot \Delta\varphi_3 = 0; \\ -P_2(s) \cdot \Delta\varphi_2 + Q_3(s) \cdot \Delta\varphi_3 = \Delta M_c(s), \end{cases} \quad (2.11)$$

где приняты следующие обозначения многочленов от  $s$ :

$$\begin{aligned} Q_1(s) &= J_1 s^2 + k_{12} s + c_{12}; \\ Q_2(s) &= J_2 s^2 + (k_{12} + k_{23}) s + c_{12} + c_{23}; \\ Q_3(s) &= J_3 s^2 + k_{23} s + c_{23}; \\ P_1(s) &= k_{12} s + c_{12}; \\ P_2(s) &= k_{23} s + c_{23}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Используя эти уравнения, определим основную составляющую  $\Delta M_c$ :

$$\Delta\varphi_2 - \Delta\varphi_3 = \frac{Q_1(s)P_2(s) - Q_1(s)Q_2(s) + P_1^2(s)}{Q_3(s)(Q_1(s)Q_2(s) - P_1^2(s)) - Q_1(s)P_2^2(s)} \Delta M_c, \quad (2.13)$$

и отображение по Лапласу колебаний крутящего момента:

$$\Delta M_k = P_2(s) \cdot \frac{Q_1(s)P_2(s) - Q_1(s)Q_2(s) + P_1^2(s)}{Q_3(s)(Q_1(s)Q_2(s) - P_1^2(s)) - Q_1(s)P_2^2(s)} \Delta M_c. \quad (2.14)$$

Далее примем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} Q_4(s) &= m_0 s^2 + k_{34} s + c_{34}; \\ P_3(s) &= k_{34} s + c_{34}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

И построим передаточную функцию для малых вертикальных ускорений остова трактора от неравномерности крутящего момента ведущих колес на МТА и ТТА.

$$W(s) = \frac{\Delta \ddot{z}_r}{\Delta M_c} = \frac{Q_4(s) \cdot [Q_1(s)P_2(s) - Q_1(s)Q_2(s) + P_1^2(s)]}{\gamma \cdot P_3(s) \cdot [Q_3(s)(Q_1(s)Q_2(s) - P_1^2(s)) - Q_1(s)P_2^2(s)]} \quad (2.16)$$

Исходя из того, что основным назначением УДП является снижение вертикальных ускорений остова трактора, то критерий эффективности УДП может быть сформулирован в следующем виде: выбрать значения параметров УДП (коэффициента демпфирования и коэффициента жесткости) таким образом, чтобы обеспечивалось выполнение условия минимизации вертикальных уско-

рений остова для соответствующего режима работы трактора:

$$\Delta \ddot{z}_r(t) = \min. \quad (2.17)$$

С учётом выражения (2.17) условие минимизации вертикальных ускорений остова трактора может сводиться к минимизации дисперсии спектральной плотности вертикальных ускорений в некотором частотном диапазоне  $\omega_{\min} < \omega < \omega_{\max}$ , где значение спектральной плотности вертикальных ускорений  $S_{\ddot{z}}(\omega)$  минимально:

$$D = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} S_{\ddot{z}}(\omega) d\omega = \min, \quad (2.18)$$

При этом, согласно рекомендациям [39], следует избегать наличия явно выраженных резонансных пиков в кривой  $S_{\ddot{z}}(\omega)$ .

Исходя из выше сказанного, целевая функция выбора оптимального значения параметров УДП может быть сформулирована в следующем виде:

$$F(k_{12}, c_{12}) = \alpha_1 D + \alpha_2 K = \min, \quad (2.19)$$

где  $D$  – дисперсия кривой спектральной плотности вертикальных ускорений остова (2.18);

$\alpha_1, \alpha_2$  – весовые коэффициенты, определяющие степень важности той или иной составляющей.

$K$  – коэффициент, учитывающий наличие резонансных пиков в кривой спектральной плотности (2.20);

$$K = \frac{S_{\ddot{z}_{\max}}}{D}, \quad (2.20)$$

где  $S_{\ddot{z}_{\max}}$  – максимальное значение спектральной плотности вертикальных ускорений;

$D$  – дисперсия данной спектральной плотности.

Таким образом, выбор оптимального значения параметров УДП для заданного режима работы (который задан кривой спектральной плотности крутящих моментов  $S_m(\omega)$ ) состоит в подборе значений  $k_{23}$  и  $c_{23}$  таким образом,

чтобы обеспечивалось выполнение условия (2.19).

Задаваясь основным набором режимов работы трактора с агрегатом (вспашка, культивация, транспортные работы) можно построить универсальную рабочую характеристику жесткости пружин УДП.

На (рис. 2.2) приведена схема алгоритма определения рабочей характеристики УДП, то есть зависимости жесткости пружины УДП от момента ( $c = f(M)$ ) или зависимости предельного угла закрутки пружины от момента, приложенного к ней ( $M = f(\varphi_z)$ ).



Рисунок 2.2 – Схема алгоритма определения рабочей характеристики УДП

Момент закрутки пружины УДП определяется реальным моментом, приложенным к УДП, то есть моментом вращения на оси ведущего колеса  $M_k$ , ко-

торый в нашей модели может быть определен как:

$$M_k = M_{12}^0 \cdot i_p, \quad (2.21)$$

где  $M_{12}^0$  – установившееся (среднее) значение момента вращения двигателя;

$i_p$  – передаточное число трансмиссии на выбранной передаче.

В зависимости от режима работы трактора и агрегата задаем спектральной плотностью колебаний крутящего момента на полуосях трактора  $S_M(\omega)$ .

Поскольку целевая функция  $F(c_{23}, k_{23})$  в выражении (2.19) является функцией двух переменных, то для определения ее экстремума достаточно построить поверхность отклика данной функции в пространстве координат  $c_{23}$  и  $k_{23}$ . На данной поверхности выбираем оптимальную точку, соответствующую минимальному значению целевой функции  $F(c_{23}, k_{23})$ . Таким образом получаем оптимальное значение коэффициента жесткости для выбранного режима работы. После выбора оптимального значения коэффициента жёсткости  $c_{23}$  определяем величину собственного коэффициента жесткости УДП. Поскольку приведённый коэффициент  $c_{23}$  учитывает жёсткость двух последовательно включенных упругих элементов (УДП, и шины трактора):

$$c_{23} = \frac{c_{34} \cdot c_{УДП}}{c_{34} + c_{УДП}}, \quad (2.22)$$

где  $c_{34}, c_{УДП}$  – коэффициенты жёсткости шины в радиальном направлении и УДП.

Отсюда, суммарная жесткость УДП определяется как:

$$c_{УДП} = \frac{c_{23} \cdot c_{34}}{c_{34} - c_{23}}. \quad (2.23)$$

Поскольку на каждой полуоси ведущего колеса трактора находится свой УДП, то полученное в (2.23) значение коэффициента жёсткости представляет собой эквивалентное значение коэффициента жесткости двух параллельно включенных устройств. Таким образом, реальное значение коэффициента

жесткости УДП определяется следующим образом:

$$c_p = 0,5 \cdot c_{удп} \cdot i_p^2, \quad (2.24)$$

где  $i_p$  – передаточное число трансмиссии для выбранной передачи.

С учетом выражений (2.21) и (2.24) реальный угол закрутки вала УДП определяется как:

$$\varphi_z = \frac{M_k}{c_p}, \quad (2.25)$$

где  $M_k$  – реальное значение среднего момента нагрузки на полуосях ведущих колес трактора.

Рассмотрим применение методики выбор оптимального значения коэффициента жесткости и коэффициента демпфирования УДП на примере трактора МТЗ-80.1 с параметрами, приведенными в (табл. 2.1).

Таблица 2.1. Параметры математической модели трактора МТЗ-80.1.

п/п	Наименование параметра	Передачи				
		3	4	5	6	7
1	Момент инерции маховика и движущихся деталей двигателя, $J_1, кг \cdot м^2$	1,82	1,82	1,82	1,82	1,82
2	Момент инерции трансмиссии, $J_2, кг \cdot м^2$	0,47	0,67	1,11	1,59	2,5
3	Момент инерции колеса и транспортного агрегата, $J_3, кг \cdot м^2$	1,95	2,5	4,82	7,8	9,56
4	Масса остова трактора $m_0, кг$	1900	1900	1900	1900	1900
5	Жёсткость трансмиссии, $c_{12}, Нм / рад$	210	435	698	850	1020
6	Коэффициент демпфирования трансмиссии, $k_{12}, Н \cdot м \cdot с / рад$	0,42	0,49	0,53	0,95	1,2
7	Коэффициент жёсткости шин (тан-	210	268	366	456	658

п/п	Наименование параметра	Передачи				
		3	4	5	6	7
	тангенциальный), $c_{23}, Нм / рад$					
8	Коэффициент демпфирования шины, (тангенциальный) $k_{23}, Н \cdot м \cdot с / рад$	0,4	0,51	0,72	1,06	1,54
9	Коэффициент жёсткости шин (радиальный), $c_{34}, Нм / рад$	400	400	500	500	500
10	Коэффициент демпфирования шины, (радиальный) $k_{34}, Н \cdot м \cdot с / рад$	0,53	0,53	0,53	0,53	0,53
11	Линейная скорость движения, $V, м / с$	2,0	3,0	3,5	5,2	5,9
12	Проверка для режима работы	<i>вспашка</i>	<i>вспашка</i>	<i>вспашка</i>	<i>вспашка</i> (вгород яв -ошнудг) шдопснудг	<i>вспашка</i> (вгород яв -ошнудг) шдопснудг
13	Расчетный суммарный момент на полуосях для данного режима работы, $Нм$	3902,9	3175,9	2714,7	2293,6	1864,9

Для примера рассмотрим процесс определения оптимального коэффициента жёсткости УДП на 3-ей передаче для режима вспашки. Примем, что расчетный суммарный крутящий момент нагрузки на полуосях для этого режима работы составляет 3902,9 Нм, а номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя – 2240 об/мин. Согласно [105], для данного режима работы, спектральная плотность колебаний крутящего момента со стороны фона имеет явно выраженный максимум при частотах колебаний 2 – 3 Гц (12 – 19 с<sup>-1</sup>). Это означает, что практически все колебания крутящего момента имеют частоты, лежащие в данном диапазоне и, если АЧХ трактора имеет резонансную частоту

ту, лежащую в данном диапазоне, то колебания крутящего момента на двигателе будут весьма значительны. Поэтому, для снижения колебаний крутящего момента на двигателе необходимо сместить резонансную частоту собственных колебаний трансмиссии трактора в более низкочастотную область.

Выберем весовые коэффициенты целевой функции (2.19) следующим образом:

$$\alpha_1 = 10; \alpha_2 = 10. \quad (2.26)$$

На (рис. 2.3) приведена поверхность целевой функции при изменении коэффициента жёсткости УДП  $c_{23}$  от 0 до 30 Нм/рад и изменении коэффициента демпфирования  $k_{23}$  от 0,5 до 1,1.

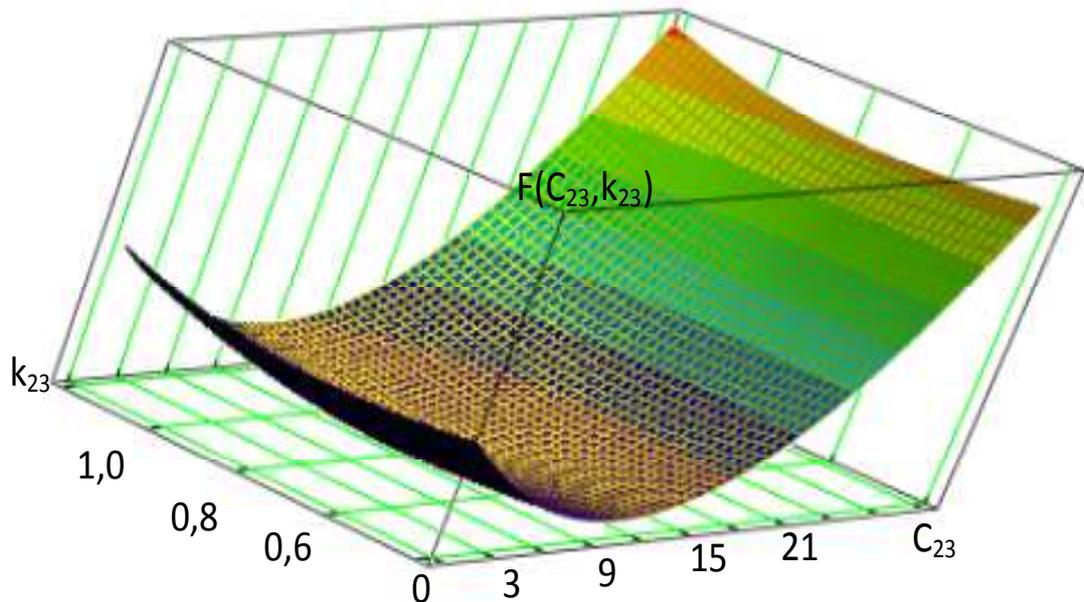


Рисунок 2.3 – Поверхность целевой функции для режима вспашки с плугом ПЛН-3-35 на 3 передаче

Анализ данной целевой функции позволяет сделать вывод о наличии явно выраженного экстремума нашей целевой функции. Для определения оптимальных значений коэффициентов  $c_{23}$  и  $k_{23}$  построим с помощью программы MathCAD график линий уровня поверхности на (рис. 2.4).

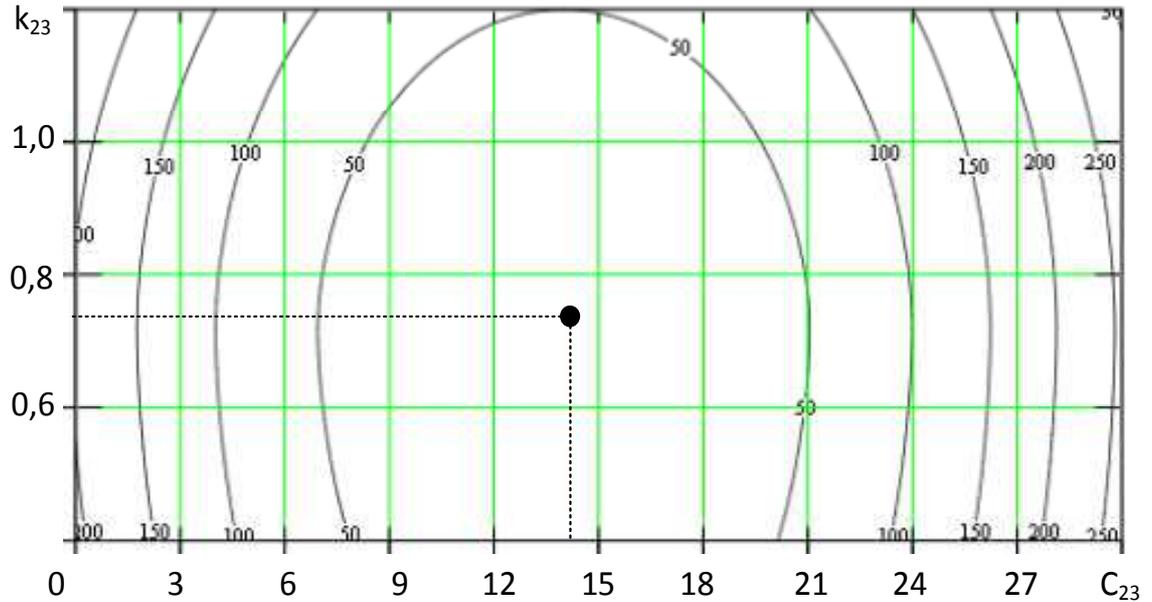


Рисунок 2.4 – Линии уровня поверхности целевой функции

Учитывая начальное значение и шаг изменения коэффициентов, получаем следующие оптимальные значения переменных для режима вспашки на 3 передаче:

$$c_{23} = 14; k_{23} = 0,71. \quad (2.27)$$

Аналогичным образом определяются оптимальные значения коэффициента  $c_{23}$  для остальных режимов работы трактора в (табл. 2.1). Результаты расчётов сведены в результирующую таблицу приложение Д.

По данным таблицы в (прил. Д) построена рабочая характеристика УДП, которая показана на (рис. 2.5).

Спектральная плотность момента, воздействующего на ведущие колеса определяется из формулы (2.28):

$$S_{M_k}(\omega) = f_0^2 r_k^0 S_G(\omega), \quad (2.28)$$

где  $S_G(\omega)$  – спектральная плотность радиального усилия в контакте шин ведущего моста с дорогой при известной спектральной плотности воздействия фона  $S_q(\omega)$ .

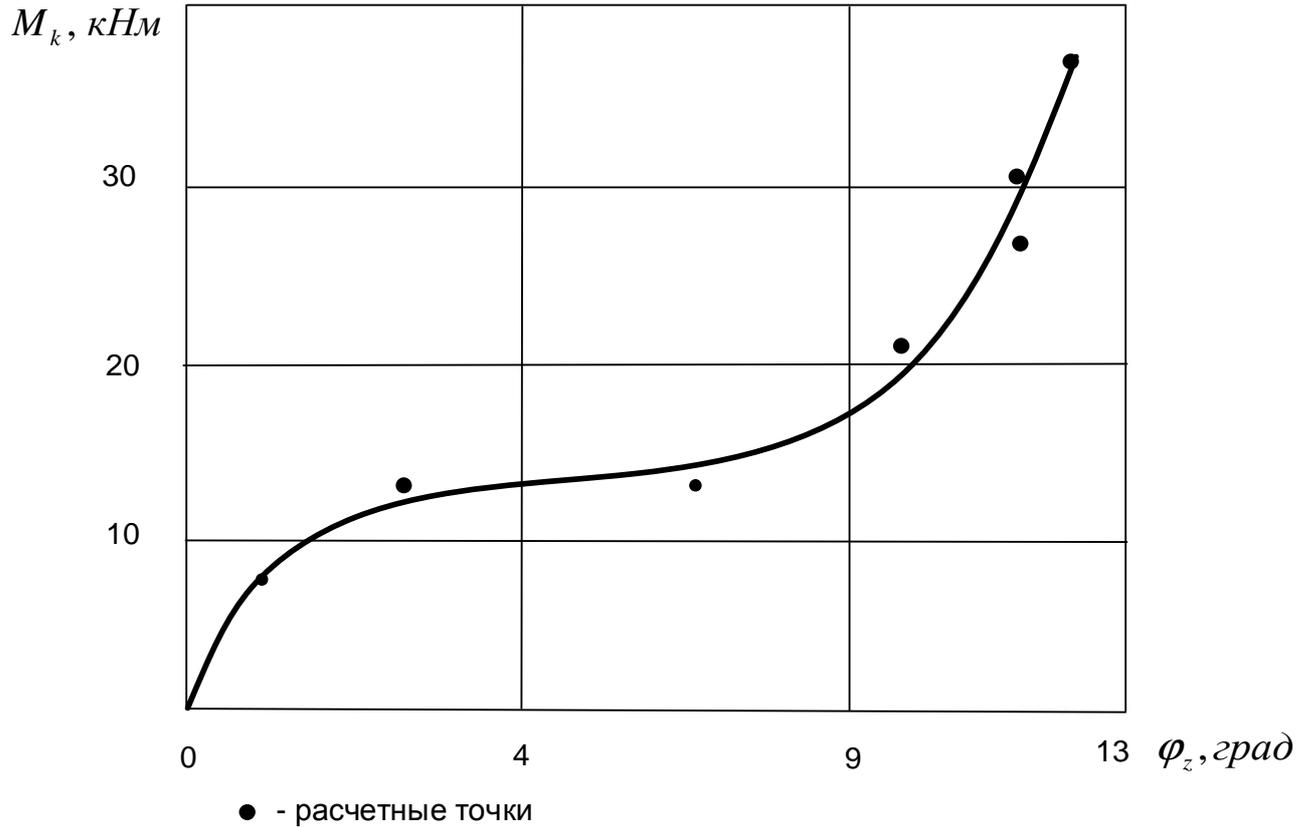


Рисунок 2.5 – Рабочая характеристика УДП

Спектральная плотность радиального усилия в контакте шин ведущего моста с дорогой определяется по формуле (2.29) [88]

$$S_G(\omega) = C_{uu}^2 [W_f(i\omega)]^2 \cdot S_q(\omega), \quad (2.29)$$

где  $C_{uu}$  – радиальная жесткость шин колес ведущего моста;

$[W_f(i\omega)]^2$  – передаточная функция подвески ведущего моста для выхода в виде динамического прогиба шин. Для жесткой подвески:

$$|W_f(\omega)|^2 = \frac{C_{uu}^2}{(C_{uu}^2 - m\omega^2)^2 + K_{uu}^2 \omega^2}, \quad (2.30)$$

где  $m$ ,  $C_{uu}$ ,  $K_{uu}$  – масса остова, жесткость и коэффициент демпфирования шин;

$\omega$  – текущее значение частоты.

Спектр воздействия микропрофиля выражается в следующем виде (2.31)

[105, 106]:

$$S(\omega) = \frac{D}{\pi} \left[ A_1 \frac{\alpha_1}{\omega^2 + \alpha^2} + A_2 \alpha_2 \frac{\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2}{(\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2) - 4\beta_1^2 \omega^2} \right], \quad (2.31)$$

где  $D$  – дисперсия ординат микропрофиля. (Результаты обработки микропрофиля приводятся в ряде работ для скорости 1 м/с см. приложение Д).

$\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$  – коэффициенты корреляционной связи,  $\text{с}^{-1}$ ;

$A_1$  и  $A_2$  – безразмерные коэффициенты;

Коэффициенты  $\alpha_1$  и  $\beta_1$  с увеличением скорости движения возрастают.

Величину коэффициентов  $\alpha'_1, \alpha'_2$  и  $\beta'_1$ , для произвольной скорости движения можно определить по их значениям при скорости движения  $v = 1$  м/с, пользуясь соотношениями:

$$\alpha'_1 = \alpha_1 V_t; \quad \alpha'_2 = \alpha_2 V_t; \quad \beta'_1 = \beta_1 V_t, \quad (2.32)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$  – значение коэффициентов при скорости движения  $v = 1$  м/с, которые представлены в таблице приложения Д.

$V_t$  – значение скорости при котором определяется  $\alpha'_1, \alpha'_2$  и  $\beta'_1$ .

То согласно сказанному величину вертикальных ускорения остова трактора можно определить, как [55, 88]:

$$S_{\ddot{z}}(\omega) = |W(j\omega)|^2 \cdot S_m(\omega), \quad (2.33)$$

где  $S_{\ddot{z}}(\omega)$  – спектральная плотность вертикальных ускорений остова трактора от колебаний крутящего момента на полуосях;

$S_m(\omega)$  – спектральная плотность колебаний крутящего момента на полуосях;

$|W(j\omega)|^2$  – квадрат амплитудно-частотной характеристики динамической системы, определяемой через соответствующую передаточную функцию системы «колесо-трансмиссия-УДП-вертикальные ускорения».

Как видно из выражения (2.43), УДП играет роль своеобразного частотного фильтра, ослабляя колебания крутящего момента в определённом диапазоне частот. Таким образом, изменяя форму амплитудно-частотной характеристики системы путём изменения параметров УДП можно частично демпфировать наиболее выраженные гармоники вертикальных ускорений при соответствующих режимах работы трактора и смещать в более низкий диапазон частот устраняя резонанс.

Основными требованиями, предъявляемыми к УДП в нашем случае, являются:

- обеспечение минимально возможного значения спектральной плотности  $S_{\ddot{z}}(\omega)$  вертикальных ускорения остова трактора от колебаний крутящего момента на полуосях в заданном диапазоне частот;
- отсутствие резонансных режимов (совпадение максимальной гармоники колебаний крутящего момента с собственными колебаниями трансмиссии и УДП);
- обеспечение устойчивости колебательной системы, образованной двигателем, трансмиссией, УДП и колёсами трактора.

На (рис. 2.10-2.13) приведены спектральные плотности вертикальных ускорений остова трактора для наглядного представления об оптимизации УДП по минимизации экстремумов на режиме вспашка (IV-V передачи) и транспорт грунтовая дорога (VI-VII передачах).

Из сравнения кривых представленных на (рис. 2.10-2.13) видно, следующая закономерность: снижение коэффициента жесткости и демпфирования приводов ведущих колес позволяет значительно снизить амплитуду вертикальных ускорений остова трактора (штриховая линия 2) в среднем на 60-70 % и сместить их частотный диапазон в более низкий от 1 до 1,8 Гц (6,28 – 11,3 с<sup>-1</sup>).

При этом спектральные плотности вертикальных ускорений тракторного агрегата с жестким приводом находятся в более высоком частотном диапазоне.

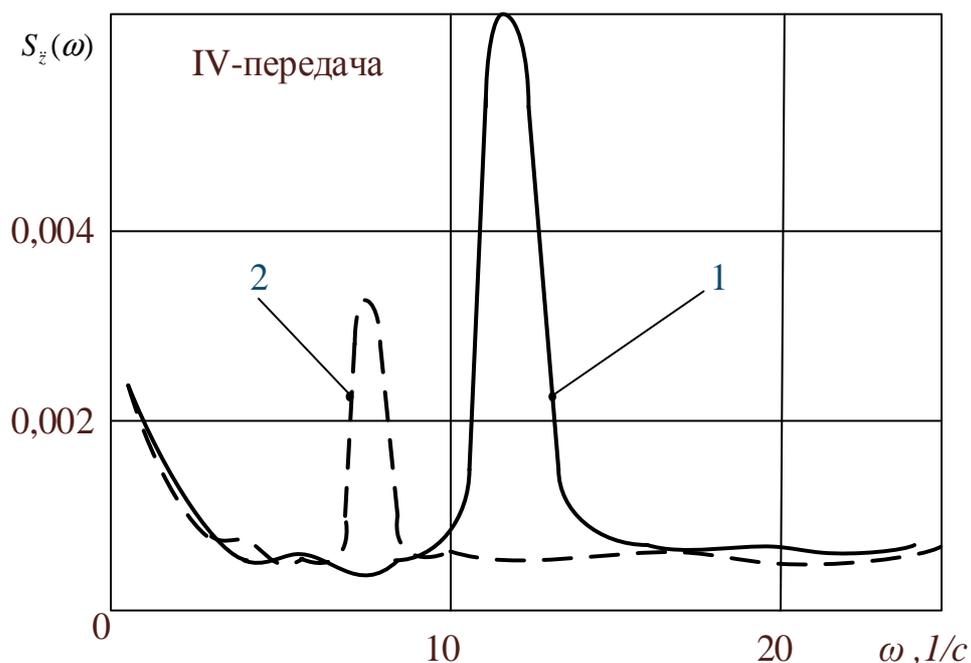


Рисунок 2.10 – Спектральная плотность вертикальных ускорений остова трактора при работе с плугом ПЛН-3-35 на 4; где 1 – жесткий привод  $c_{23} = 268 \text{ Нм} / \text{рад}$ ,  $k_{23} = 0,51 \text{ Нмс} / \text{рад}$ ; 2 – УДП  $c_{23} = 18 \text{ Нм} / \text{рад}$ ,  $k_{23} = 0,78 \text{ Нмс} / \text{рад}$

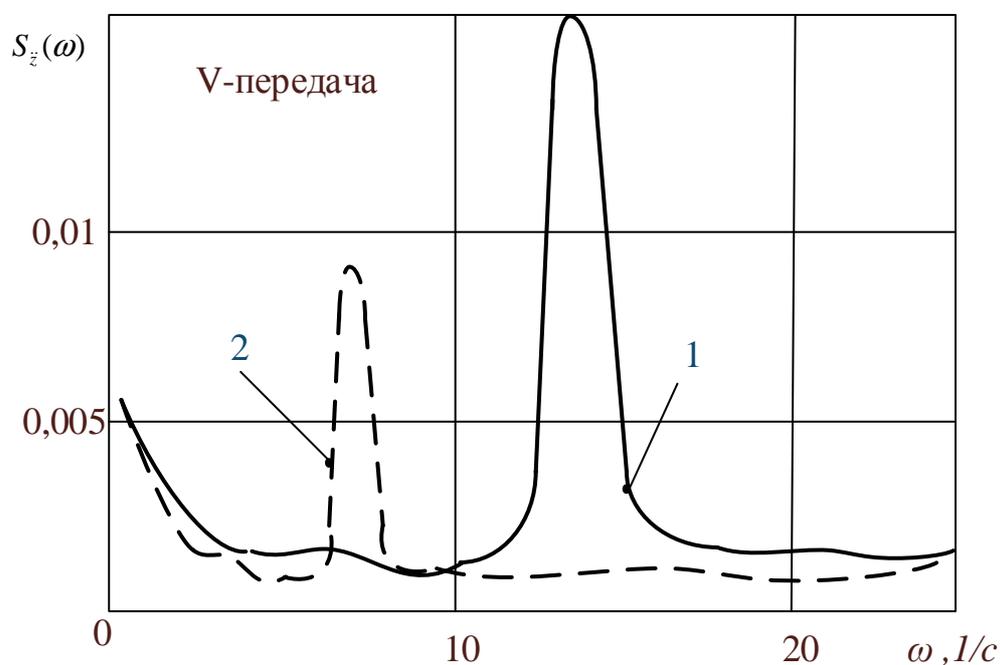


Рисунок 2.11 – Спектральная плотность вертикальных ускорений остова трактора при работе с плугом ПЛН-3-35 на 5 передаче; где 1 – жесткий привод  $c_{23} = 366 \text{ Нм} / \text{рад}$ ,  $k_{23} = 0,72 \text{ Нмс} / \text{рад}$ ; 2 – УДП  $c_{23} = 21 \text{ Нм} / \text{рад}$ ,  $k_{23} = 0,9 \text{ Нмс} / \text{рад}$

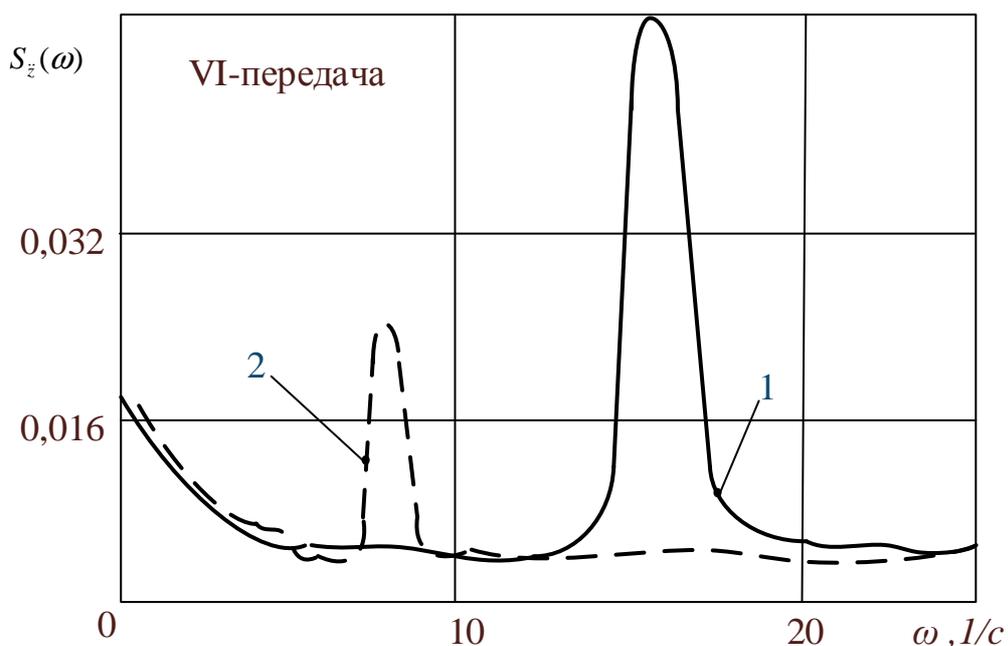


Рисунок 2.12 – Спектральная плотность вертикальных ускорений остова трактора при работе с прицепом 2ПТС-4 на 6 передаче; где 1 – жесткий привод  $c_{23} = 456 \text{ Нм / рад}$ ,  $k_{23} = 1,06 \text{ Нмс / рад}$ ; 2 – УДП  $c_{23} = 27 \text{ Нм / рад}$ ,  $k_{23} = 1,2 \text{ Нмс / рад}$

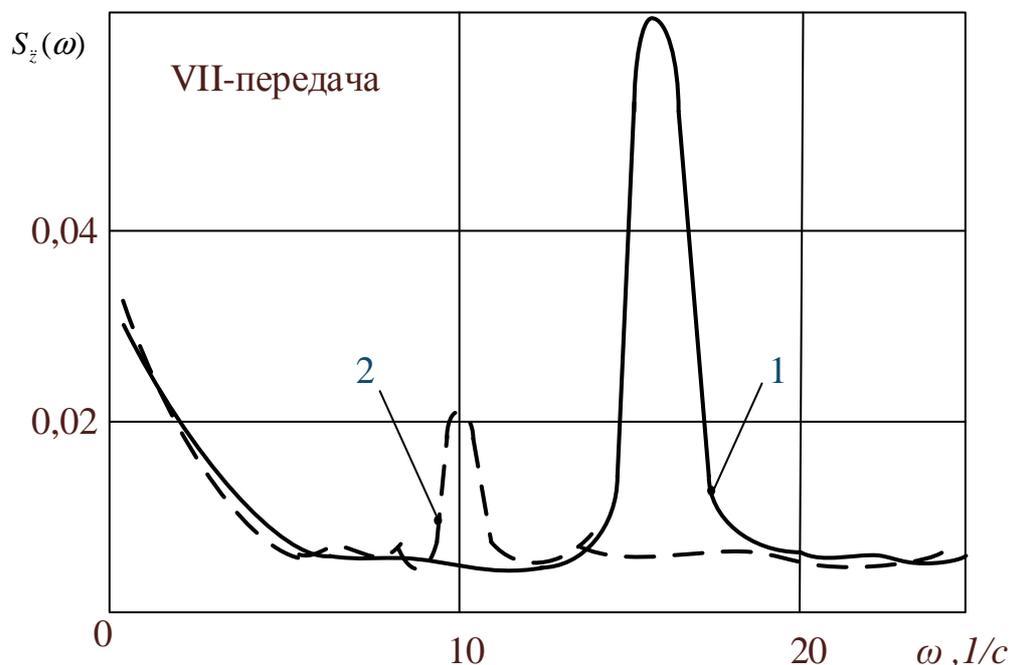


Рисунок 2.13 – Спектральная плотность вертикальных ускорений остова трактора при работе с прицепом 2ПТС-4 на 7 передаче; где 1 – жесткий привод  $c_{23} = 658 \text{ Нм / рад}$ ,  $k_{23} = 1,54 \text{ Нмс / рад}$ ; 2 – УДП  $c_{23} = 46 \text{ Нм / рад}$ ,  $k_{23} = 1,7 \text{ Нмс / рад}$

## 2.2 Математические методы определения вертикального ускорения ведущего колеса с упругодемпфирующим приводом при движении через криволинейное препятствие

В данном подразделе главы рассматривается определение вертикального ускорения ведущего колеса при движении через криволинейное препятствие и подтверждение эффективности использования УДП [105, 64, 90, 101, 106].

Для определения момента сопротивления составим уравнение моментов сил относительно точки А формула (2.34) схема сил, действующих на колесо, представлена на рисунке 2.14:

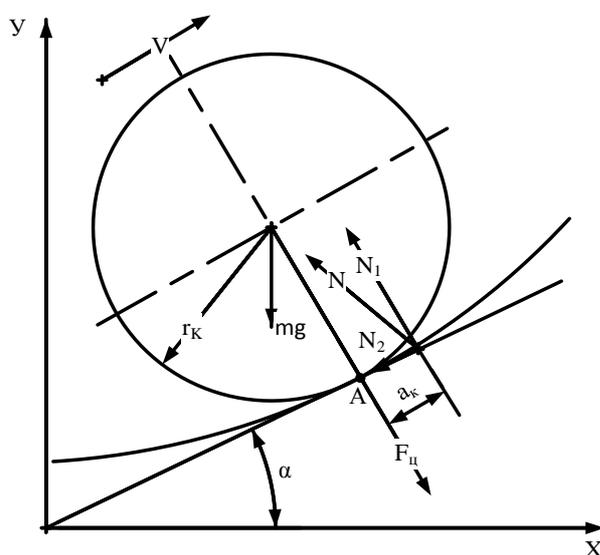


Рисунок 2.14 – Определение момента сопротивления при движении по криволинейной поверхности

$$M_c = N_1 \cdot a_k + mg \sin \alpha \cdot r_k, \quad (2.34)$$

где:  $a_k$  – смещение нормальной реакции из за деформации шины и почвы, м;

$N_1$  – нормальная реакция от взаимодействия колеса с почвой, Н;

$m$  – масса трактора, кг;

$r_k$  – радиус колеса трактора, м;

Деформация шины и почвы не показано, но учтено смещение нормальной реакции почвы  $N_1$  на величину  $a_k$ . Для определения  $N_1$  составим уравнение

проекций сил на ось  $y$ :  $N_1 - F_{ц} - mg \cos \alpha = 0$ , откуда  $N_1 = F_{ц} + mg \cos \alpha$ . Здесь

$F_{ц}$  – центробежная сила, равная  $F_{ц} = \frac{mV^2}{\rho}$ , где  $V$  – скорость колеса,  $\rho$  – радиус

кривизны траектории движения колеса, определяемый по формуле

$\rho = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}$ . Подставляя полученные выражения в формулу (2.34), получаем

$$M_c = \left( \frac{mV^2 \cdot y''}{(1 + y'^2)^{3/2}} + mg \cos \alpha \right) \cdot a_k + mg \sin \alpha \cdot r_k \quad (2.35)$$

Вводя понятие коэффициента сопротивления качению  $f = \frac{a_k}{r_k}$  [102], по-

лучаем:

$$M_c = \left( \frac{mV^2 \cdot y''}{(1 + y'^2)^{3/2}} + mg \cos \alpha \right) \cdot f \cdot r_k + mg \sin \alpha \cdot r_k. \quad (2.46)$$

Используя известные формулы:  $\sin \alpha = \frac{tg \alpha}{\sqrt{1 + tg^2 \alpha}}$  и  $\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \alpha}}$ , а

также тот факт, что  $tg \alpha = y'$ , уравнение (2.36) преобразуется к виду:

$$M_c = \frac{mR}{\sqrt{1 + y'^2}} \left( \left( \frac{V^2 \cdot y''}{(1 + y'^2)^3} + g \right) \cdot f + gy' \right). \quad (2.37)$$

Отметим, что момент сопротивления является функцией от скорости движения колеса  $M_c = f_1(V)$ . С другой стороны, при использовании УДП скорость также является функцией момента сопротивления  $V = f_2(M_c)$  [27]. Таким образом, мы приходим к уравнению:  $M_c = f_1(f_2(M_c))$ , или

$$M_c = f(M_c). \quad (2.38)$$

Это уравнение решается классическим итерационным методом, задается некоторое начальное значение момента сопротивления, по которому по формуле (2.38) вычисляется следующее значение, которое, в свою очередь, под-

ставляется в правую часть уравнения (2.38) и так далее до тех пор, пока разница между последующей и предыдущей итерацией не становится меньше некоторого заданного значения. Так как момент сопротивления является также функцией горизонтальной координаты движения, решение уравнения (2.38) должно проводиться во всех точках неровности, что приводит к пошаговому расчету по горизонтальной координате  $x$ . Как было сказано выше, при использовании УДП скорость колеса является функцией от момента сопротивления.

Введение газо-гидравлического УДП с регулируемым дросселем, который позволяет получить регрессивно прогрессивную характеристику [27, 28, 29, 102]. Данную характеристику описывает полином 6-ой степени формула (2.39) (Рисунок 2.15): Пошаговое решение уравнения (2.38) дает возможность определить массивы значений скоростей и моментов сопротивления в каждой точке выбранной горизонтальной сетки. Аппроксимация массива значений скоростей позволяет определить функциональную зависимость скорости от горизонтальной координаты движения:  $V = V(x)$ .

$$V(M_c) = -0,35 \cdot 10^{-19} M_c^6 - 0,2 \cdot 10^{-16} M_c^5 + 0,32 \cdot 10^{-12} M_c^4 + +0,214 \cdot 10^{-9} M_c^3 - 0,94 \cdot 10^{-6} M_c^2 - 0,0012 M_c + 3,4722 \quad (2.39)$$

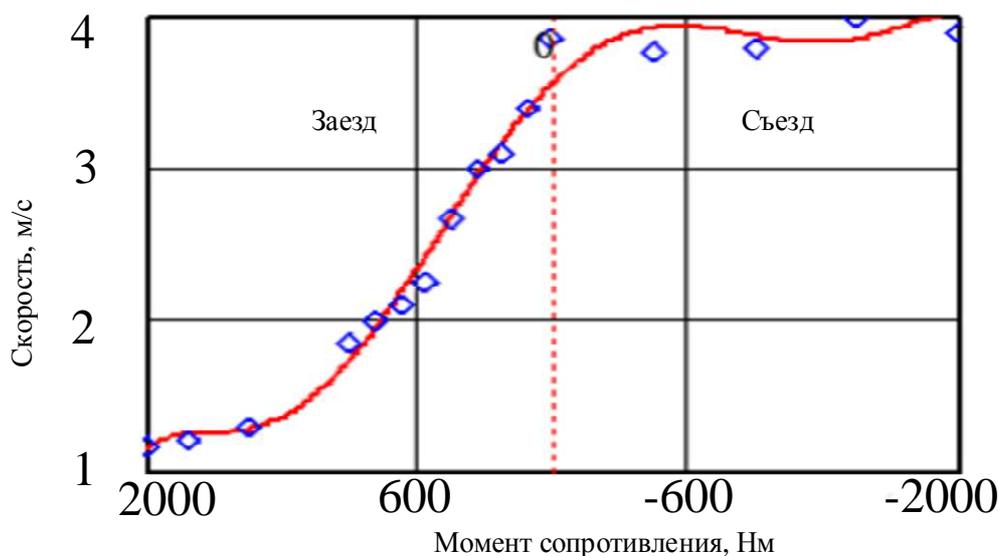


Рисунок 2.15 – График зависимости скорости от момента сопротивления (УДП)

Умножение на синус угла касательной к оси  $x$  дает функцию изменения вертикальной скорости от горизонтальной координаты  $V_{\text{вер}} = V(x) \cdot \frac{y'(x)}{\sqrt{1 + y'(x)^2}}$ .

Полученная функция несет информацию об изменении вертикальной скорости, что в сравнении с изменением вертикальной скорости агрегата без применения УДП, позволит увидеть преимущество предлагаемой конструкции.

Следующим этапом является определение вертикальных ускорений ведущего колеса.

В криволинейном движении одним из ускорений является касательное ускорение, величина которого равняется производной от величины скорости по времени. Для определения этого ускорения вычислим в каждой точке сетки неровности отношение элементарного пути на среднюю скорость движения на данном участке, что даст возможность определить элементарный отрезок времени, за который пройден данный участок. Элементарный путь может быть определен как длина дуги за промежуток времени от  $t_i$  до  $t_{i+1}$  по формуле:

$\Delta S_i = \int_{t_i}^{t_{i+1}} \sqrt{1 + y'^2} dx$ , а средняя скорость по формуле:  $\Delta V = 0.5 \cdot (V_{i+1} + V_i)$ . Таким образом, элементарный отрезок времени, за который пройден данный участок, может быть определен по формуле:

$$\Delta t_i = \frac{\int_{t_i}^{t_{i+1}} \sqrt{1 + y'^2} dx}{0.5 \cdot (V_{i+1} + V_i)}. \quad (2.40)$$

С учетом сказанного выше и формулы (2.40), касательное ускорение агрегата вычисляется по формуле:  $a_{\tau} = \frac{\Delta V}{\Delta t}$  и в каждом узле сетки:

$$a_{\tau i} = \frac{(V_{i+1} - V_i)}{\frac{\int_{t_i}^{t_{i+1}} \sqrt{1 + y'^2} dx}{0.5 \cdot (V_{i+1} + V_i)}} = \frac{0.5 \cdot (V_{i+1}^2 - V_i^2)}{\int_{t_i}^{t_{i+1}} \sqrt{1 + y'^2} dx}. \quad (2.41)$$

Нормальное ускорение в каждой точке сетки определяется по формуле:

$$a_{ni} = \frac{V_i^2}{\rho} = \frac{V_i^2 y''}{(1 + y'^2)^{3/2}}. \quad (2.42)$$

Для определения вертикального ускорения  $a_{вер}$  в каждой точке сетки спроектируем касательное и нормальное ускорения на ось  $y$ :

$$a_{вер,i} = a_{ti} \cos \alpha + a_{ni} \sin \alpha = \frac{0.5 \cdot (V_{i+1}^2 - V_i^2)}{\int_{t_i}^{t_{i+1}} \sqrt{1 + y'^2} dx} \cdot \frac{y'}{\sqrt{1 + y'^2}} + \frac{V_i^2 y''}{(1 + y'^2)^{3/2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + y'^2}},$$

ИЛИ

$$a_{вер,i} = \frac{0.5 \cdot (V_{i+1}^2 - V_i^2)}{\int_{t_i}^{t_{i+1}} \sqrt{1 + y'^2} dx} \cdot \frac{y'}{\sqrt{1 + y'^2}} + \frac{V_i^2 y''}{(1 + y'^2)^2}. \quad (2.43)$$

Эта формула показывает изменение вертикальных ускорений при движении агрегата по неровности, что и является характеристикой вертикальных колебаний. При качении ведущего колеса радиусом  $r_k=0,75$  м, с коэффициентом сопротивления качению  $f=0,03$  через синусоидальную неровность, график которой представлен на рисунке 2.16 получаем зависимость,

$$y(x) = -0,5 \cos(\pi x) + 0,5, \quad (2.44)$$

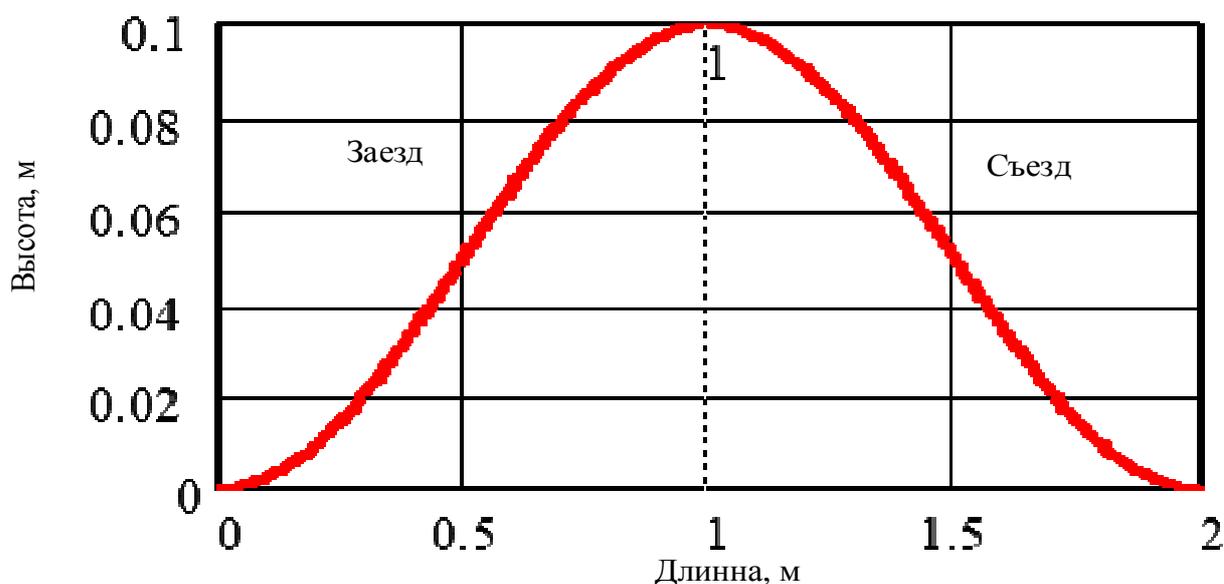


Рисунок 2.16 – Вид неровности

Совместное вычисление по формулам (2.38) и (2.39) позволяет определить зависимость скорости колеса, оборудованного УДП, от длины неровности. Эта зависимость представлена на рисунок 2.17 для опытного варианта, а для серийного принимаем постоянную скорость движения 4 м/с.

Характер этой кривой достаточно легко объясним. На участке выпуклости вниз неровности момент сопротивления увеличивается, что ведет к падению скорости.

При изменении направления выпуклости момент сопротивления уменьшается, что ведет к увеличению скорости. Далее, при съезде при отрицательных моментах сопротивления скорость стабилизируется, а в конце неровности момент сопротивления увеличивается, что опять ведет к падению скорости.

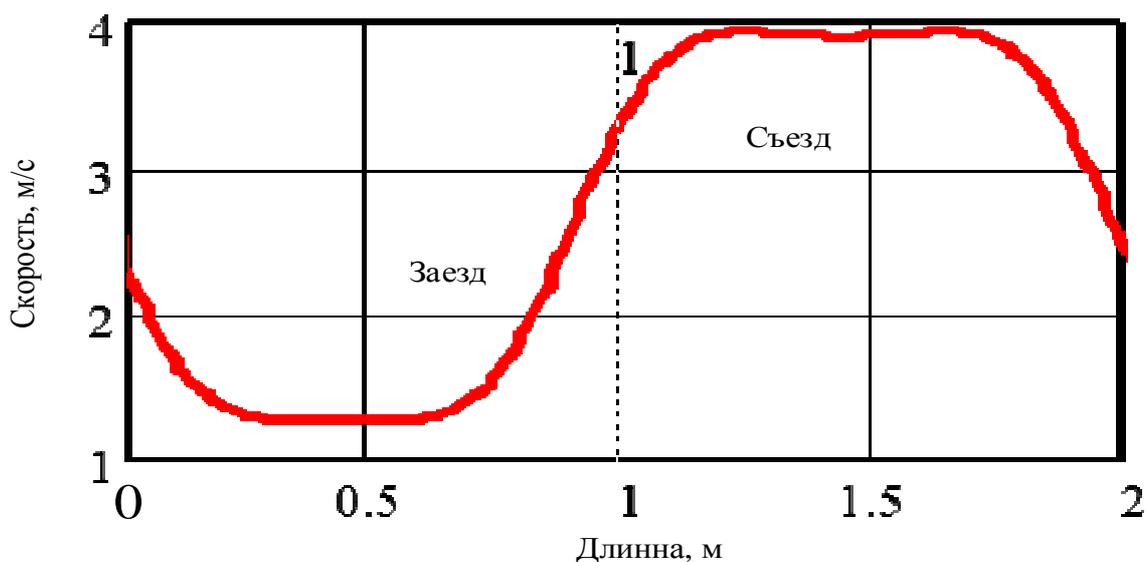


Рисунок 2.17 – Зависимость поступательной скорости агрегата с использованием УДП от длины неровности

Умножение величины скорости по длине неровности на синус угла наклона касательной к траектории движения дает возможность определить значение вертикальной составляющей скорости движения в каждой точке неровности, график которой представлен на рисунок 2.18.

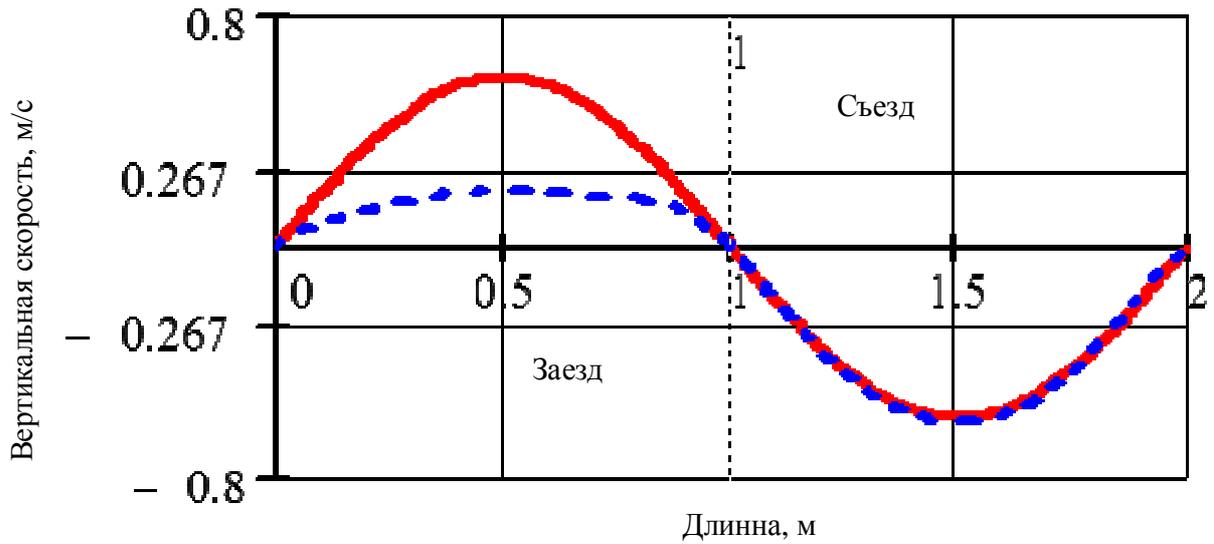


Рисунок 2.18 – Изменение вертикальной скорости в базовом варианте (сплошная линия) и с использованием УДП (штриховая линия)

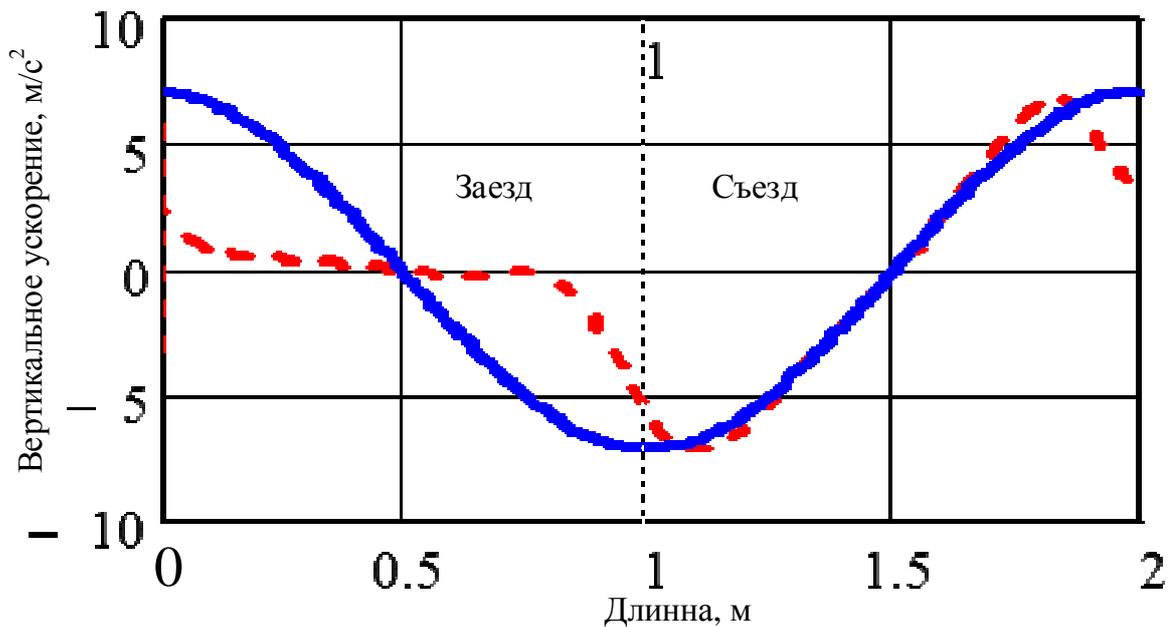


Рисунок 2.19 – Изменение вертикального ускорения в базовом варианте (сплошная линия) и с УДП (штриховая линия)

Как видно из рисунка 2.18 применение УДП достаточно значительно уменьшает вертикальные скорости на 60 – 70 %, что влияет на вертикальные ускорения колеса, показанной на рисунке 2.19 ускорения серийного агрегата и

агрегата с УДП.

Как видно из рисунка 2.19, вертикальные составляющие ускорения колеса, оборудованного УДП, ниже аналогичного ускорения у базового агрегата на 70 – 80 % на заезде, полный расчет приведен в приложение А.

### 2.3 Выводы

1. Для построения математической модели на основе динамической используется метод сосредоточенных масс, т.е. инерционных масс способных накапливать кинетическую и потенциальную энергию, при этом выбор рациональных (оптимальных) значений параметров УДП для заданных режимов работы (заданной кривой спектральной плотности колебаний крутящего момента  $S_m(\omega)$ ) состоит в подборе значений  $k_{23}$  и  $c_{23}$  таким образом, чтобы обеспечивалось выполнение условие минимизации вертикальных ускорений остова трактора. которое может сводится к минимизации дисперсии спектральной плотности вертикальных ускорений в некотором частотном диапазоне  $\omega_{\min} < \omega < \omega_{\max}$ , где значение спектральной плотности вертикальных ускорений  $S_z(\omega)$  минимально.

2. Задаваясь основным набором режимов работы трактора с агрегатом (вспашка, культивация, транспортирование и так далее) можно построить универсальную рабочую характеристику жесткости пружин УДП. На (рис. 2.5) приведена схема алгоритма определения рабочей характеристики УДП, то есть зависимости жесткости пружины УДП от момента (или зависимости предельного угла закрутки пружины от момента, приложенного к ней).

3. Построены спектральные плотности вертикальных ускорений остова трактора для наглядного представления об оптимизации УДП по минимизации экстремумов на режиме вспашка на IV-V передачи и транспорт грунтовая дорога VI-VII передача. Из сравнения этих кривых видно, что снижение коэффициента жесткости позволяет значительно снизить амплитуду вертикальных

ускорений остова трактора (штриховая линия 2) в среднем до 60-70 % и сместить их в более низкий частотный диапазон от 1 до 1,8 Гц ( $6,28 - 12,56 \text{ с}^{-1}$ )

4. Разработана математическая модель движения колеса через криволинейное препятствие определяющая вертикальное ускорения колеса трактора с упругодемпфирующим приводом, где подтверждается эффективность использования газогидравлического упругодемпфирующего привода, при решении модели результаты показали, что вертикальная скорость уменьшается на 60-70%, а вертикальное ускорение на 70-80 % по сравнению с серийным трактором на заезде.

### **3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НА ТРАНСПОРТЕ И ПАХОТЕ**

#### **3.1 Программа и задачи исследований**

Программа включает в себя следующую последовательность: настройка тензоизмерительного оборудования и аналогово-цифрового преобразователя (АЦП), заправка газогидравлического аккумулятора марки А5579-01, проведение лабораторных исследований, проведение испытаний на пахоте МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 и проведение испытаний на транспорте с прицепом 2ПТС-4. Настройка приборов и оборудования выполнялась в лаборатории №3 Воронежского ВГАУ [32, 97].

Задачи заключаются в следующих положениях: проведение испытаний на транспорте и пахоте с целью сравнительной оценки вертикальных ускорений остова трактора серийного (жесткого) и упругодемпфирующего привода, определение согласованности теоретических и экспериментальных результатов, в следствии чего подтверждается адекватность математической модели и выявление эффективности установки упругодемпфирующего привода на ведущих колесах трактора.

Испытания проводили на полях опытных УНТЦ «Агротехнологии».

#### **3.2 Объекты исследований**

В качестве объектов исследования были выбраны машинно-тракторный агрегат (МТА), состоящий из колесного универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4 (выпускается Минским тракторным заводом) в агрегате с плугом ПЛН-3-35 рисунок 3.1, а также тракторно-транспортный агрегат (ТТА) с двухосным прицепом 2ПТС-4 рисунок 3.2. Задние колеса универсально-пропашного трактора в составе МТА и ТТА оборудовали газогидравлическим упругодемпфирующим приводом предложенной конструкции. Для подтвер-

ждения результатов сравнения теоретических исследований с практическими, эксперимент проводился с серийным приводом, и опытным приводом.



Рисунок 3.1 – Объект испытания с опытным приводом (МТА)



Рисунок 3.2 – Объект испытания с опытным приводом (ТТА)

На рисунке 3.3 изображена схема газогидравлического привода трактора МТЗ-80.1 по заявке на патент №2012133406. Привод колеса транспортного средства включает ступицу 1, установленную на подшипниках на ведущей оси

колеса 2. Внутренняя полость ступицы разделена на две камеры 3 и 4 лопастью 5.

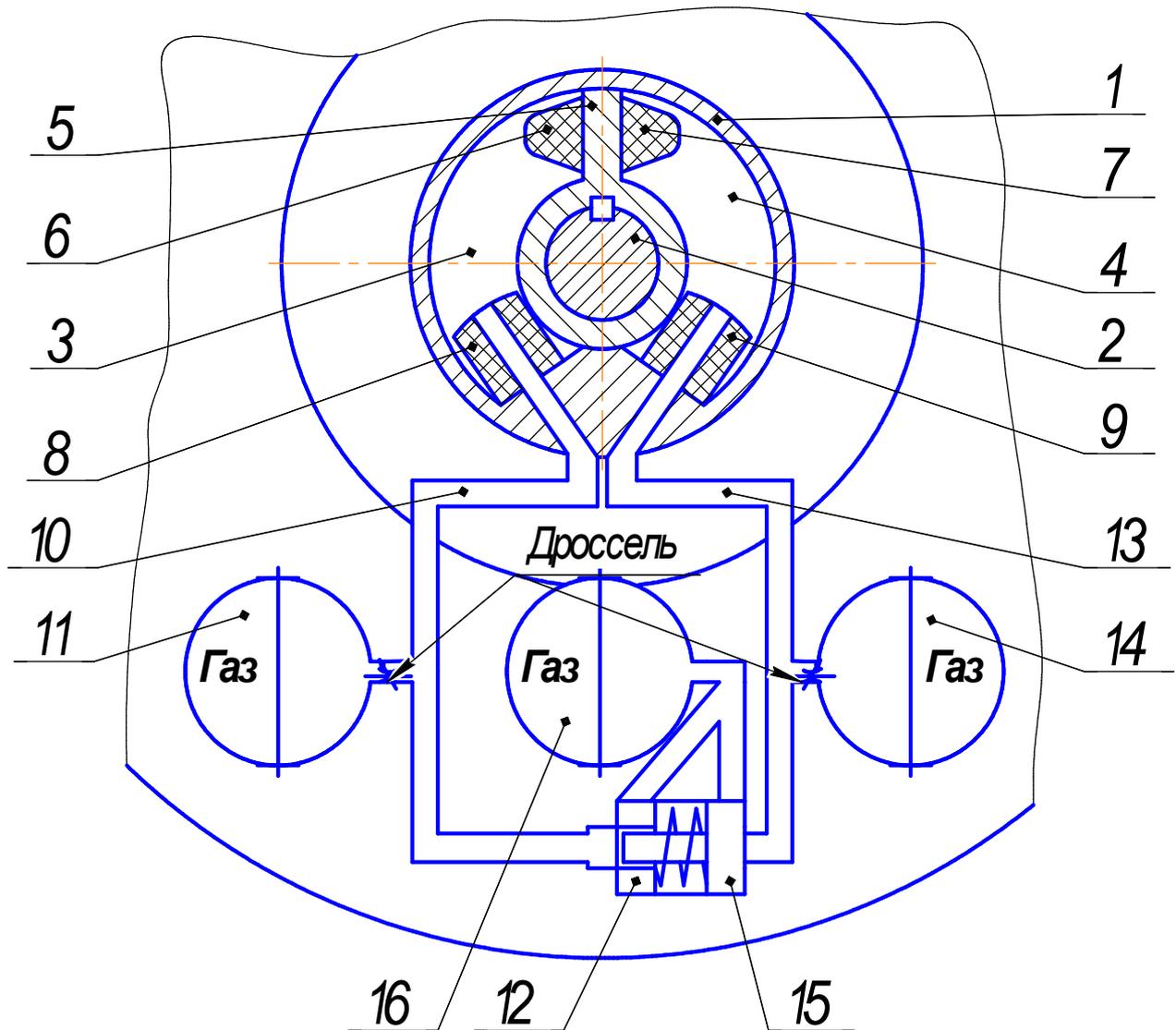


Рисунок 3.3 – Схема газогидравлического привода трактора МТЗ-80.1

На рабочих поверхностях лопасти 5 установлены резиновые упоры 6 и 7, которые взаимодействуют с упорами 8 и 9, установленными на внутренних поверхностях ступицы. Камера 3 соединена магистралью 10 с газогидравлическим аккумулятором и гидроклапаном 12 обратного действия. Камера 4 соединена магистралью 13 с газогидравлическим аккумулятором 14 и через гидроклапан 15 прямого действия с газогидравлическим аккумулятором 16. Работа привода колеса транспортного средства заключается в следующем. При трогании трактора с места лопасть 5 воздействует на рабочую жидкость камеры 3,

которая по магистрали 10 поступает к газогидравлическому аккумулятору 11 и 16 через гидроклапан 12. При этом полость 4 заполняется жидкостью из газогидравлического аккумулятора 14. При торможении сжимается аккумулятор 14, а затем открывается гидроклапан 15 и поступает в газогидравлический аккумулятор 16, сжимая газ в полости 11 и 16 (аккумулируя при этом энергию торможения). В момент разгона ведущий момент на оси колеса 2 и лопасти 5 уменьшается в несколько раз, и рабочая жидкость, аккумулирования в гидравлических полостях газогидроаккумуляторов 11 и 16 поступает в лопасть 3, что повышает разгонные качества трактора с агрегатом. Во время работы трактора с агрегатом данный привод позволяет снижать колебания крутящего момента ведущей полуоси, за счет демпфирования колебаний в газогидроаккумуляторах 11, 16, и 14 [67].



Рисунок 3.4 – Газогидравлический привод на ведущих колесах

### 3.3 Методика проведения лабораторных исследований

Методика лабораторных исследований включает в себе особую задачу получение рабочей характеристики упругодемпфирующего привода (УДП) ведущих колес в статическом режиме. Так же в ходе лабораторных исследований были определены весовые параметры трактора и агрегатов. Определение эксплуатационного веса трактора, и агрегатов осуществлялось с полным топливным баком, с набором ключей и весом, имитирующим водителя. По рекомендации завода-изготовителя в шинах трактора МТЗ-80.1 необходимо обеспечить оптимальное давление. Рекомендуемое давление в шинах: 0,15-0,26 *МПа* – передние колеса, 0,1-0,16 *МПа* – задние колеса износ протектора не более 35%. В газогидравлическом приводе в качестве упругого элемента используется газогидравлический аккумулятор (ГА) с объемом 2  $\text{дм}^3$  марки А5579-01.

Данный газогидравлический аккумулятор перед лабораторными работами заряжали газом «АЗОТ» рисунок 3.5. Который рекомендован соответствующими государственными стандартами [52, 53].

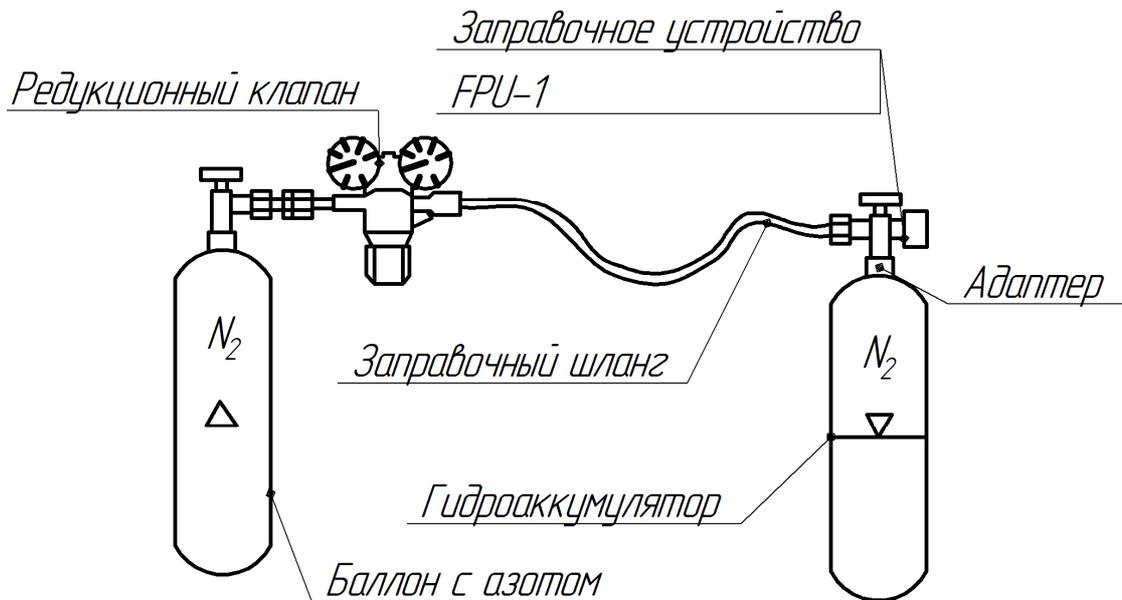


Рисунок 3.5 – Схема заправки гидроаккумулятора

Зарядка технического азота обеспечивалась через устройство для зарядки FPU-1 с возможностью проведения операции под давлением 410 бар. Как правило, потери азота в мембранных газогидроаккумуляторах очень низкая. Однако во избежание деформации баллона и мембраны, рекомендуется регулярная проверка давления газа. После зарядки азота ГА, производили закачку гидравлической системы «гидравлическим маслом АМГ-10» [54, 97].

Тарировка тензо-рамок осуществлялась следующим образом, трактор приподнимался с отрывом колеса от поверхности опоры позиция 3. При помощи блокировочного устройства фиксировалась педаль тормоза позиция 1 и через рычаг длиной 1 м позиция 2, производилась ступенчатая нагрузка и разгрузка рисунки 3.6. Момент закручивания отслеживался по динамометру марки ДПУ-2-2 имеющий цену деления на циферблате 200 Н и максимальную нагрузку измерения 20 кН [89, 97, 126].

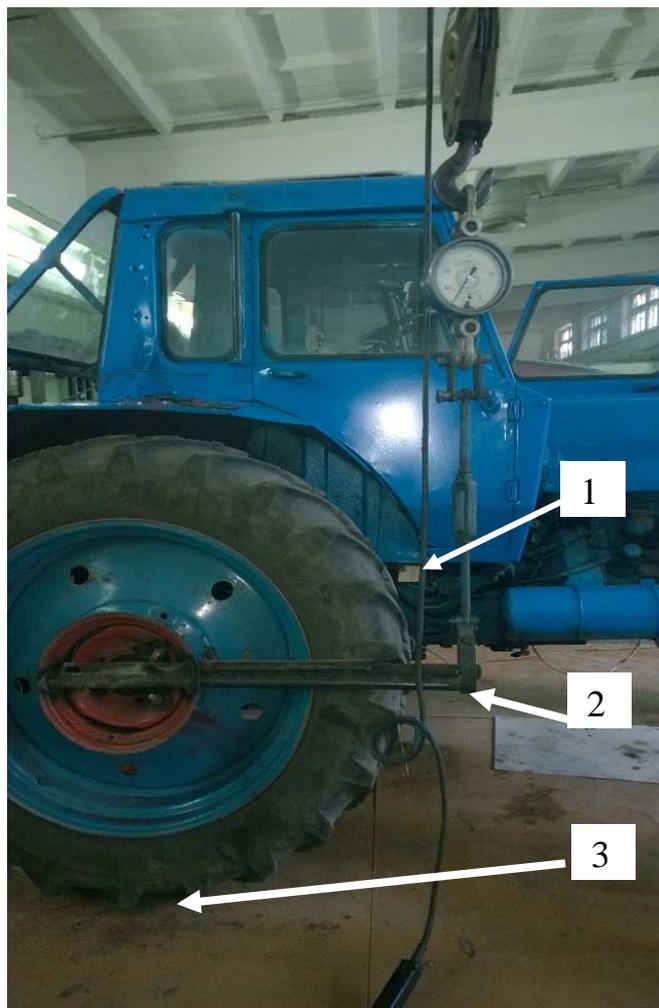


Рисунок 3.6 – Тарировка тензо-рамки правого момента

Тарирование тензобалки так же осуществлялась со ступенчатой нагрузкой и разгрузкой, с использованием кран-балки и динамометра ДПУ-2-2 в диапазоне от 0 до 15 кН с точностью 0,2% рисунок 3.7.



Рисунок 3.7 – Тарировка тензобалки навески трактора

Сигнал крутящего момента снимали через четырех-контактные токо-съемники с ртутно-амальгированными подвижными контактами марки ТРАК-4 позиция 1 рисунок 3.4 в разделе 3.2. Наклейку тензодатчиков производили в тензоизмерительной межкафедральной лаборатории по известной методике [42]. Для того чтобы снять осциллограммы крутящего момента на полу-осях трактора смонтированы специально изготовленные и разработанные тен-

зо-рамки, на правой и левой полуоси (рисунок 3.8). Упругими элементами тензо-рамок являются «прямоугольные пластинки» одинакового сопротивления. Принцип работы тензо-рамок основан на колебании угла двух поперечных сечений вала относительно друг друга, расположенных на расстоянии равной длине пластинки. На каждый вал полуоси монтировалась одна тензо-рамка.



Рисунок 3.8 – Тензо-рамка ведущих колес

Регистрация вертикальных ускорений агрегата производилась акселерометром марки АТ-1, закрепленным на корпусе кабины ближе к заднему мосту (рисунок 3.9).



Рисунок 3.9 – Тензометрический акселерометр марки АТ-1

Акселерометр АТ-1 тарировался по трем точкам  $+1g$ ,  $0$ ,  $-1g$  путем поворота датчика на  $90^\circ$ , при этом сигнал равный  $+1g$ ,  $0$ ,  $-1g$  регистрировался на АЦП.

Замер топлива обеспечивался расходомером ИП-154 с аналоговым счетчиком рисунок 3.10.



Рисунок 3.10 – Топливный расходомер марки ИП-154

Тарировка расходомера осуществлялась в трех кратной повторности с регистрации количества импульсов на счетчике позиция 1 рисунок 3.11.



Рисунок 3.11 – Тарировка расходомера ИП-154

Рисунок 3.12 включает в себя датчик индуктивный, позиция 1 и диск пятого колеса, позиция 2.



Рисунок 3.12 – Пятое колесо для измерения пройденного пути

После обработки тарировочных данных методом наименьших квадратов, подсчитывались коэффициенты тарировки, которые обеспечивают необходимую точность замера при испытаниях (устраняя систематические погрешности). При проведении лабораторных и полевых испытаний, обработка результатов проводилась по известным выражениям [40, 42 80, 88, 92].

Осциллограммы суммарного крутящего момента, тягового усилия на крюке, вертикальных ускорений остова, обрабатывались в матричной лаборатории Matlab.

### 3.4 Аналого-цифровой преобразователь (АЦП) и оборудование, используемое при испытаниях

Программный модуль АЦП предназначен для подготовки и проведения эксперимента, а также для запуска программного обеспечения «эксперимента реального времени». На рисунках 3.13 и 3.14, представлено оборудование, используемое при лабораторных и дорожно-полевых испытаниях.

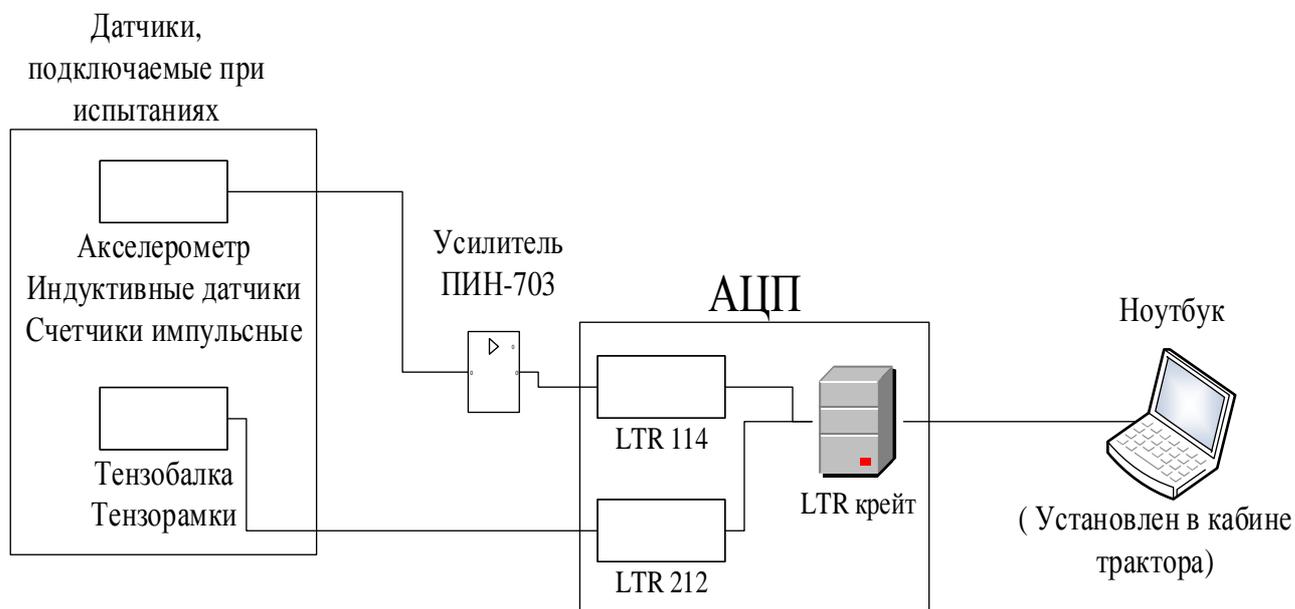


Рисунок 3.13 – Принципиальная схема подключения оборудования

Программный модуль АЦП состоит из LTR114 и LTR212, которые предназначены для высокоточной оцифровки сигналов частотой преобразования

АЦП до 4 кГц с использованием внутреннего источника тока. Имеется возможность подключения полномостовых датчиков с внешним источником питания.

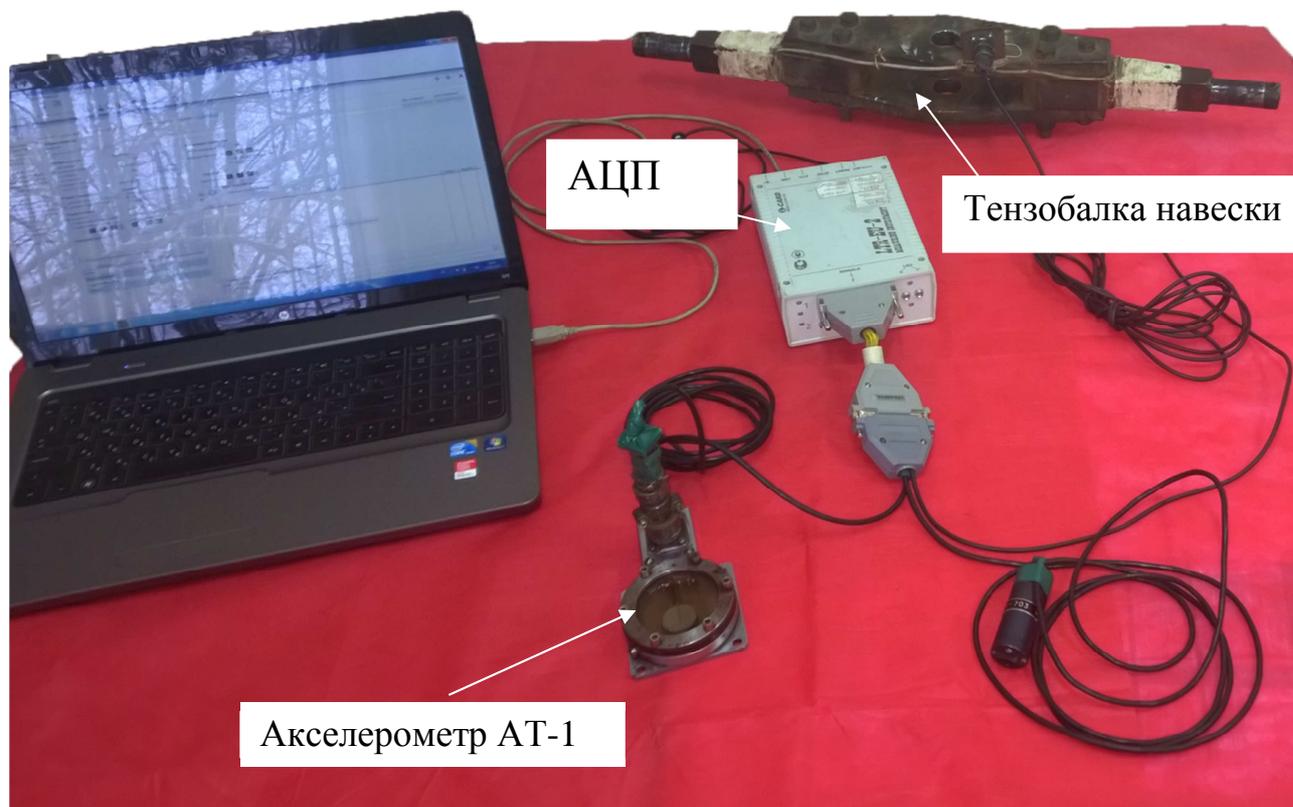


Рисунок 3.14 – Основные приборы и датчики, используемые при испытаниях

Модуль LTR114 имеет 16 дифференциальных каналов измерения, пронумерованных от 1 до 16. Каналы 1-8 модуля LTR114 выполняют функцию дифференциального входа АЦП, а также имеют альтернативную функцию коммутируемого источника тока для измерения сопротивления в 4-х проводной схеме подключения. Модуль LTR212 имеют функцию дифференциального входа АЦП, а также имеет альтернативную функцию измерителя напряжения в 4-проводной схеме измерения сопротивления. Каждая из вышеприведённых модулей АЦП может быть использована либо в 4-х проводной схеме измерения сопротивления, либо в качестве двух независимых входов. Подключения измерительного канала для LTR114 и LTR212 показаны в приложении В.

Рисунок 3.15 включает в себя комплекс АЦП позиция 1, тензометрический усилитель Пин 703 позиция 2, и радиопередатчик сигнала на компьютер позиция 3.



Рисунок 3.15 – Тензоизмерительные приборы, устанавливаемые на тракторе

Для замера тягового усилия на крюке применяется тензометрическая балка рисунок 3.16.

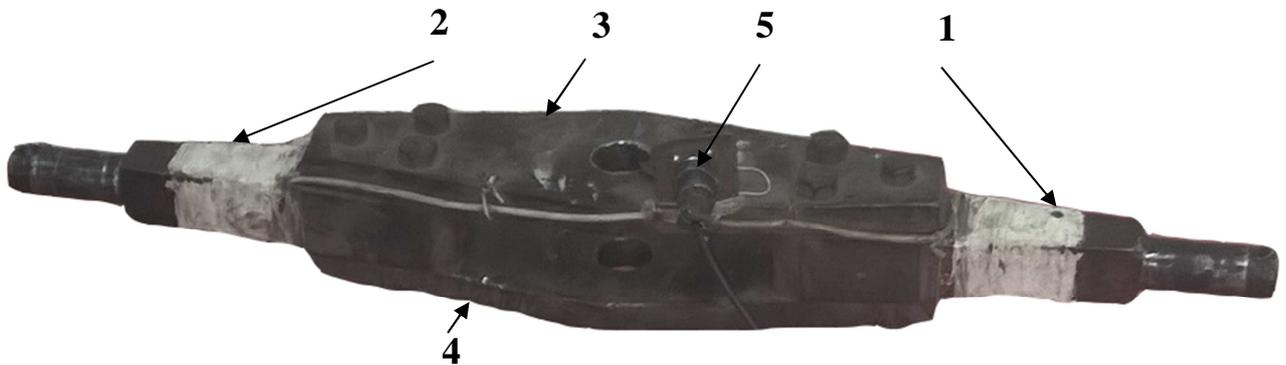


Рисунок 3.16 – Тензометрическая балка для замера силы тяги на крюке трактора

Тензометрическая балка представляет собой двух опорную балку равного сопротивления изгиба, устанавливаемая в продольные тяги навесного механизма трактора. На каждой полубалки позиция 1,2 наклеены тесосопротивления в виде полумостовой схемы, при этом полубалки скреплены мощными

пластинами позиция 3,4 образуя целостную конструкцию, а проводники от тензосопротивлений укладывают по ребру пластины к штекеру 5. В результате соединения узловых точек одного плеча (полумоста) с другим образуется тензомост, приложение В.

Тарировка тягового усилия на крюке и крутящего момента на ведущих колесах заключается как сказано ранее (раздел 3.3) в создание нагрузки и разгрузки на измерительном элементе (тензобалка, тензо-рамка) с последующей регистрацией данных на АЦП рисунок 3.17.

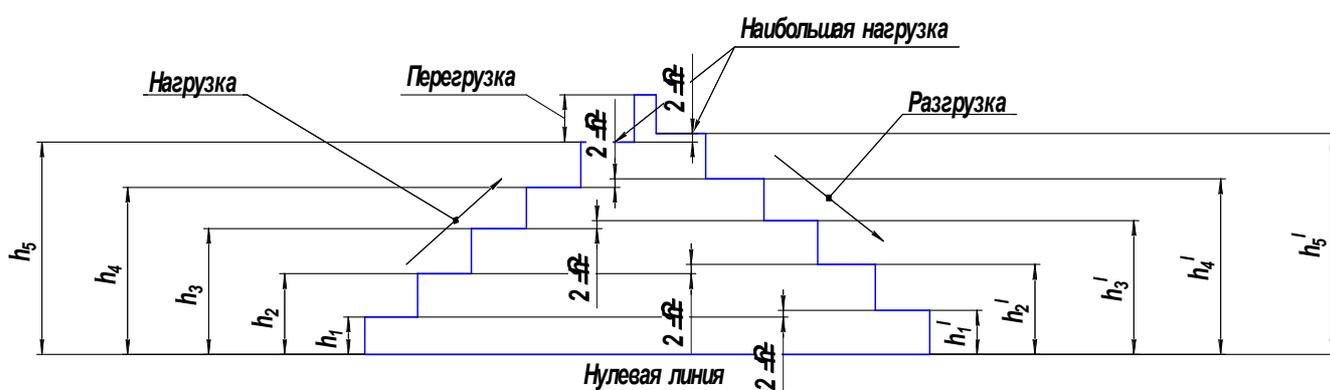


Рисунок 3.17 – Схема тарировки тензоизмерительных элементов с последующей регистрацией данных на АЦП

Чтобы избежать изменений условий работы динамометрического элемента, тарировку обычно проводят на машине в рабочем состоянии. На основании результатов тарировки строят масштабные тарировочные диаграммы для замера крутящего момента на ведущих колесах и тягового усилия на крюке трактора рисунок 3.18 и 3.19 данные диаграммы описаны линейным полиномом (3.1).

$$F(u) = b \cdot u + k, \quad (3.1)$$

где  $u$  – напряжение АЦП, В;

$b, k$  – тарировочный коэффициент полученные при аппроксимации.

Тарировочный коэффициент для замера крутящего момента задних колес трактора  $b = -0.038$ ,  $k = 1.19$ , для замера тягового усилия на крюке трактора  $b = -0.32$ ,  $k = 1.146$ , тарировочный коэффициент для замера вертикальных ускоре-

ний  $b=-0.03$ ,  $k= 0,96$ . При обработки тяговых осциллограмм находят средние ординаты, а затем используя тарировочные диаграммы определяют значение тягового усилия, соответствующей данной ординате.

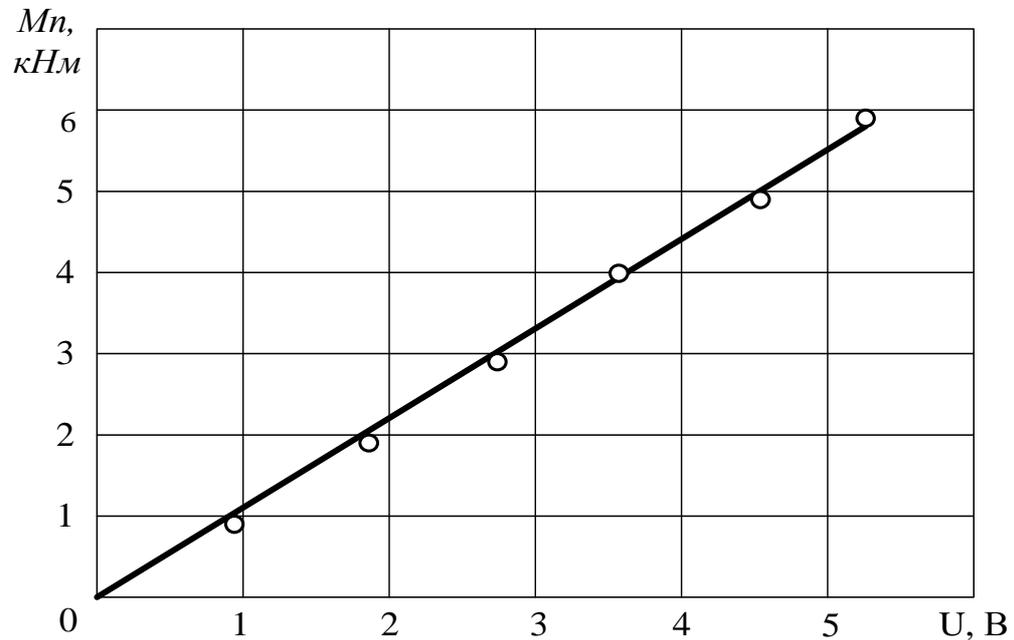


Рисунок 3.18 – Масштабная диаграмма для крутящего момента

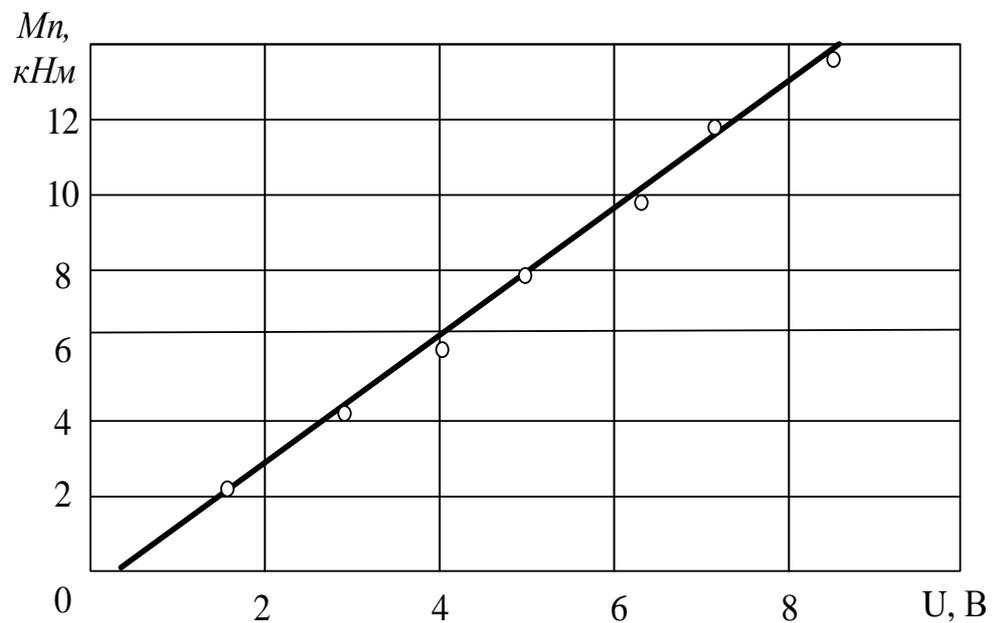


Рисунок 3.19 – Масштабная диаграмма тягового усилия на крюке

### 3.5 Методика проведения испытаний на пахоте и транспорте

Для исследования эффективности установки упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора, проводились испытания на транспорте и пахоте.

Для проведения сравнительных испытаний по выявлению влияния УДП на плавность хода и эффективность работы МТА, трактор был оборудован тензоизмерительными и регистрирующими приборами (приложение Г), с целью выявить в результате опыта преимущества УДП.

Испытания проводились на грунтовой дороге с прицепом 2ПТС-4 общей массой 6000 кг и на пахоте стерня колосовых с плугом ПЛН-3-35, при этом агрегаты испытывались на различных передачах.

При проведении транспортных и пахотных испытаний предусматривалось решение следующих задач: провести сравнительную оценку улучшения плавности хода МТА и ТТА с УДП, путем сравнения спектральных плотностей вертикальных ускорений остова трактора на примере МТЗ-80.1 с серийным(жестким) и УДП приводом в зависимости от режима работы, а так же сравнить основные эксплуатационные показатели (производительность и топливную экономичность) на различных режимах работы и проверить на согласованность теоретические и экспериментальные результаты подтверждающие адекватность математической модели. Движение при испытаниях осуществляется с номинальным числом оборотов двигателя.

При испытаниях на пахоте выбирался агрофон стерня колосовых который ограничивался зачетным гоном 100 м (для тензоизмерений), с уклоном не более  $3^{\circ}$ , определяли твердость и влажность почвы, а также глубину пахоты. Нагрузку на крюке задавали изменением глубины обработки почвы.

МТА с серийным (жестким) и упругодемпфирующим приводом, подъезжал к контрольной метке, установленной для ориентира зоны измерения. Ручным газом задавалось номинальное число оборотов, затем включалась переда-

ча, плавно отпускалось сцепление, по пересечению начальной контрольной метки включался аналого-цифровой преобразователь АЦП, по прохождению конечной метки оборудование отключалось, регистрируемые данные автоматически сохранялись, МТА выводился на исходную позицию и так в трехкратной повторности по 4 и 5 передаче.

При испытаниях на транспорте выбирался дорожный фон грунтовая дорога, которая ограничивалась зачетным гоном 300 м (для тензоизмерений), ТТА разгонялся на выбранной заранее передаче до номинального значения частоты оборотов двигателя, при пересечении контрольной метки включался аналого-цифровой преобразователь АЦП, по прохождению конечной метки оборудование отключалось, данные сохранялись автоматический и так в трехкратной повторности на 6, 7, 8, 9 передачи. Расход дизельного топлива (ДТ), для МТА и ТТА замерялся на участке в 2500 м с максимально допустимой глубиной обработки 22 см и загруженным прицепом в 4т, в трехкратной повторности по различным передачам проходили рекомендованную дистанцию (приближенную к реальным условиям работы), в момент прохождения, которой регистрировался расход ДТ импульсным счетчиком ИП-154, так же замерялось время пройденного пути.

В процессе испытаний комплекс АЦП регистрировал следующие показатели: крутящие моменты левого и правого колеса заднего моста; число оборотов колес задних и пятого колеса; тяговое усилие на крюке; вертикальные ускорения остова трактора; продолжительность опыта.

### **3.6 Обработка опытных данных и оценка погрешностей результатов исследований**

Обработка полученных результатов проводилась после выполнения полного цикла испытаний и заключалась в нахождении статистических показателей и анализе спектральных плотностей измеряемых параметров, необходимых для сравнения и подтверждения влияния УДП на плавность хода и эффектив-

ность работы МТА и ТТА.

Обрабатываемый материал представлял из себя массив данных, записанный в программе LGraph2. Назначение программы – сбор, визуализация (просмотр в реальном времени и в записи), регистрация (сохранение в цифровом виде). Одновременно может быть задействовано несколько устройств, подключенных как непосредственно к компьютеру, так и через сеть интернет TCP/IP. АЦП может обеспечивать ввод данных до 16 каналов в режиме дифференциального подключения или до 32 каналов при подключении «с общей землей» в зависимости от характеристик устройства. Экспериментально измеряемые параметры обрабатывались по приведенным ниже выражениям [42, 65, 71, 97]. Обработка измеряемых параметров осуществлялась в программной среде MATLAB, формулы имеют вид синтаксиса программной среды MATLAB.

Скорость движения  $V$  в км/ч, рассчитывается по формуле 3.2:

$$V = (2 \cdot \pi \cdot r \cdot n / t) \cdot 3.6, \quad (3.2)$$

где  $r$  – радиус пятого колеса, м;

$t$  – время опыта, с,

$n$  – число оборотов пятого колеса.

На рисунках 3.20а и 3.20б приводятся осциллограммы числа оборотов пятого и ведущих колес трактора, которые в свою очередь снимались с помощью индуктивных датчиков.

Буксование колес трактора определялось по формуле:

$$bucs = (n_p - n_x / n_p) \cdot 100\%, \quad (3.3)$$

где  $n_p$  – оборотов колес (без нагрузки), рисунок 3.20а,

$n_x$  – оборотов колес с нагрузкой, рисунок 3.20б.

Часовой расход топлива  $G_{ch}$ , кг/ч:

$$G_{ch} = q_t \cdot n_h \cdot \rho_l / t, \quad (3.4)$$

где:  $q_t$  – порция горючего за один ход поршня, см<sup>3</sup>;

$n_h$  – число ходов поршня ИП-154;

$\rho_l$  – плотность дизельного топлива, кг/см<sup>3</sup>.

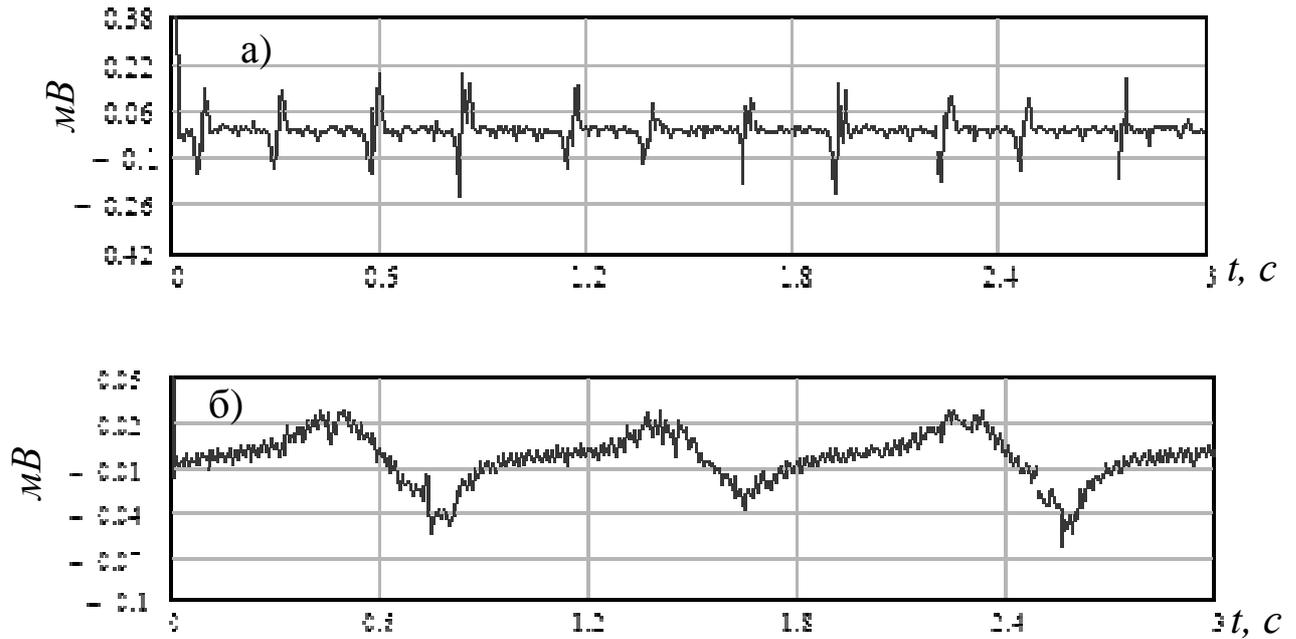


Рисунок 3.20 – Осциллограмма оборотов колес трактора

а) Осциллограмма оборотов пятого колеса

б) Осциллограмма оборотов ведущего колеса

Часовая производительность транспортного агрегата  $W_t$ , ткм/ч:

$$W_t = 3.6 \cdot Q \cdot L / t, \quad (3.5)$$

где:  $Q_r$  – грузоподъемность прицепа, т;

$L$  – длина гона, м,

$t$  – время пройденного пути.

Часовая производительность пахотного агрегата  $W_p$ , га/ч:

$$W_p = 0.1 \cdot V \cdot B \quad (3.6)$$

где: 0,1 – переводной коэффициент;

$V$  – линейная скорость движения, км/ч;

$B$  – ширина захвата, м.

Удельный расход топлива:

$$g_{ud} = 1000 \cdot G_{ch} / W_t, \text{ г/ткм},$$

$$g_{ud} = G_{ch} / W_p, \text{ кг/га}. \quad (3.7)$$

Погрешность замеров в зависимости от причины их возникновения

необходимо разбить на случайные и систематические промахи. Систематические промахи имеют зависимость от чувствительности и исправности применяемых устройств измерения, соблюдения условий опыта [126]. Случайные промахи учесть за благо-временно нельзя, но можно минимизировать их влияние, вероятность появления этих промахов может быть минимальным за счет увеличения числа замеров.

Установлено, что промахи при замере в дорожно-полевых испытаниях суммируются из погрешностей измерения при обработке полученных данных и тарировки датчиков измерения [42]. Для повышения достоверности замера необходимо произвести следующие мероприятия:

- перед каждым замером измерительная аппаратура проверялась на работоспособность;
- вождение МТА и ТТА, а также регулировку нулевой линии усилителя осуществлялась одним человеком;
- испытания проводились с одним и тем же измерительным комплексом АЦП;
- аналоговые сигналы защищались от помех экраном провода;
- питания комплекса АЦП поддерживалось стабильно за счет стабилизации напряжения – 12В.

Для предотвращения появления систематических промахов рассчитывался тарировочный коэффициент, благодаря этому оценка достоверности результатов замеров ограничивалось расчетом случайных промахов [70, 88, 97, 126].

Для обработки после эксперимента полученных осциллограмм в компьютерной среде MATLAB берется информация, записанная в численном виде с помощью программы LGraph2 из файла «.txt».

С использованием математической программы MATLAB последовательно вычислялись [59]:

1 Математические ожидания:

$$M_o = \text{mean}(x), \quad (3.8)$$

где:  $\text{mean}$  – оператор подсчета математического ожидания;  
 $x$  – матрица массива.

2 Дисперсии:

$$D = \text{var}(x), \quad (3.9)$$

где:  $\text{var}$  – математический оператор подсчета дисперсии;

3 Среднеквадратические отклонения:

$$\text{Sig} = \text{std}(x,1), \quad (3.10)$$

где:  $\text{std}$ - математический оператор подсчета среднеквадратического отклонения,  
 $(,1)$  – включение функции расчета  $\text{Sig}$ .

4 Спектральные плотности, которые вычислялись по следующему алгоритму:

$$\begin{aligned} Sp &= \text{fft}(x); \\ k &= 10; \\ N &= 2^k; \\ j &= 0..N - 1; \\ f &= (j / 2N) fs; \\ \text{plot}(Sp, f), \text{grid}, \end{aligned} \quad (3.11)$$

где:  $\text{fft}$  – математический оператор прямого преобразования Фурье,  
 $N$ - число точек в опыте,  
 $j$  – диапазон частот,  
 $f$  – частота спектра, Гц  
 $fs$  – частота дискретизации (АЦП), 100 Гц,  
 $\text{plot}$  – функция построения графика спектральной плотности,  
 $\text{grid}$  – сетка графика.

Промахи при замере числа оборотов пятого колеса рисунок 39 составили 1/12 оборота. За замер пятое колесо в среднем насчитывает 81 оборот.

$$\Delta n/n = (1/n \cdot 12) \cdot 100\%, (1/81 \cdot 12) = 0.15 \%. \quad (3.12)$$

Тарировку пятого колеса проводили вращением колеса до 83 раз, что со-

ставляет 100 м пройденного пути, 1 оборот составляет 1,2 м, возможная погрешность в измерении 0,3 м вычисляется путем деления числа импульсов на длину окружности колеса, тогда относительное значение промаха в замере длины окружности будет равно.

$$\Delta l/l = (0,3/83 \cdot 1,2) \cdot 100\% = 0,43\% \quad (3.13)$$

После испытаний были оценены и другие измеряемые параметры. По изложенной методике сделаем вывод, что общая относительная погрешность не более 5 %, которая показывает приемлемую погрешность результатов испытаний, показанную в таблице 3.1.

мы.

Таблица 3.1 – Погрешности в результате испытаний

Параметры	Обозначения	Относительная ошибка измерения, %	Вероятностно относительная ошибка %
Тяговое усилие	$P_{кр}$	4,9	1,63
Момент на ведущих колесах	$M_k$	4,6	1,53
Число оборотов пятого колеса	$n$	4,3	1,43
Частота вращения ведущих колес	$\omega_k$	3,9	1,3
Расход топлива двигателем	$G_T$	4,9	1,63

Относительная ошибка измерения вычисляется по формуле (3.14), а вероятностная ошибка 1/3 относительной ошибки.

$$p = \frac{\Delta}{x_{cp}}, \quad (3.14)$$

где:  $\Delta$  – максимальная погрешность среднего арифметического значения из-

мерения,  $\Delta = \pm 3 \cdot \sigma_m$  откуда  $\sigma_m$  – среднеквадратическая ошибка измерения;

$x_{cp}$  – среднеарифметическое значение дискретного сигнала осциллограмм.

### 3.7 Выводы

1. Подготовка МТА в составе трактора МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 и прицепом 2ПТС-4.

2. Разработано новое техническое решение по реализации рациональной характеристики упругодемпфирующих приводов ведущих колес, установленных на задних колесах трактора МТЗ-80.1. На данный привод подана заявка № 2012133406 на патент РФ.

3. Для исследования эффективности установки упругодемпфирующего привода исследования проводились на транспорте и пахоте. В процессе испытаний комплекс АЦП регистрировал следующие показатели: крутящие моменты левого и правого колеса заднего моста; число оборотов колес задних и пятого колеса; тяговое усилие на крюке; вертикальные ускорения остова трактора; продолжительность опыта. Предварительно измерительное оборудование тарировалось, получены коэффициентами при аппроксимации данных для крутящего момента  $b=-0.038$ ,  $k= 1.19$ , для тензобалки  $b=-0.32$ ,  $k= 1.146$  для акселерометра  $b=-0.03$ ,  $k= 0,96$ .

4. Проведены оценки измеряемых параметров, на основании описанной методики в разделе 3.6 выявлено, что относительные ошибки измерения не превышают 5%.

## 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 4.1 Результаты лабораторных исследований упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора

Исследования выполнялись в лаборатории №3 Воронежского ГАУ, которые необходимы с целью построения статической характеристики УДП. Данная характеристика есть функциональная зависимость крутящего момента от угла закрутки УДП. Определение параметра жесткости УДП в лабораторных условиях осуществлялось согласно рекомендациям [97, 89, 125] по выражению (4.1).

$$\begin{cases} C_n = \frac{M_n}{\varphi} \\ C_p = \frac{M_p}{\varphi} \end{cases}, \quad (4.1)$$

где  $C_n$  - жесткость при нагрузке, кНм/рад;

$C_p$  - жесткость при разгрузке, кНм/рад;

$M_{н-р}$  – момент нагрузки, разгрузки, Нм;

$\varphi$  – угол закрутки, рад.

Сжатие упругого элемента УДП приводит к внутренним потерям на силу трения, внутренние (гистерезисное) трение и термодинамическим потерям. В трансмиссии тракторов выявлены следующие виды сил трения; а) трение пропорционально скорости к нему можно отнести трение погруженных в масло шестерен, это трение внешнее и его значение незначительно, б) внутреннее трение в деталях, обладающее значительным гистерезисом, по своей природе внутреннее трение близко к вязкому, в) сухое трение, это трение двух плотно сопрягаемых поверхностей, присутствует в дисках сцепления и в зубчатых передачах. В следствии этого на лабораторной характеристике линии зависимости момента нагрузки и разгрузки от угла закрутки упругого привода не совпа-

дают, что создает петлю гистерезиса. Согласно этому количество силы, расходуемое на преодоление внутренних потерь, определяется как полу-разность сил, возникающих в процессе нагрузки и разгрузки упругого элемента при одинаковой деформации. При наличии внутренних потерь определение жесткости упругого элемента производится по средней линии характеристики упругости [84, 111].

Для получения в лабораторных условиях, рабочей характеристики УДП. Выполнялась ступенчатая нагрузка УДП крутящим моментом, при определенных нагрузках были зафиксированы углы закрутки в градусах. Разгрузка проводилась в обратном направлении. По итогам лабораторных исследований была построена статическая рабочая характеристика УДП ведущих колес, представленная на рисунке 4.1 из которого видно, что расхождение теоретических и экспериментальных исследований не более 8-12 %.

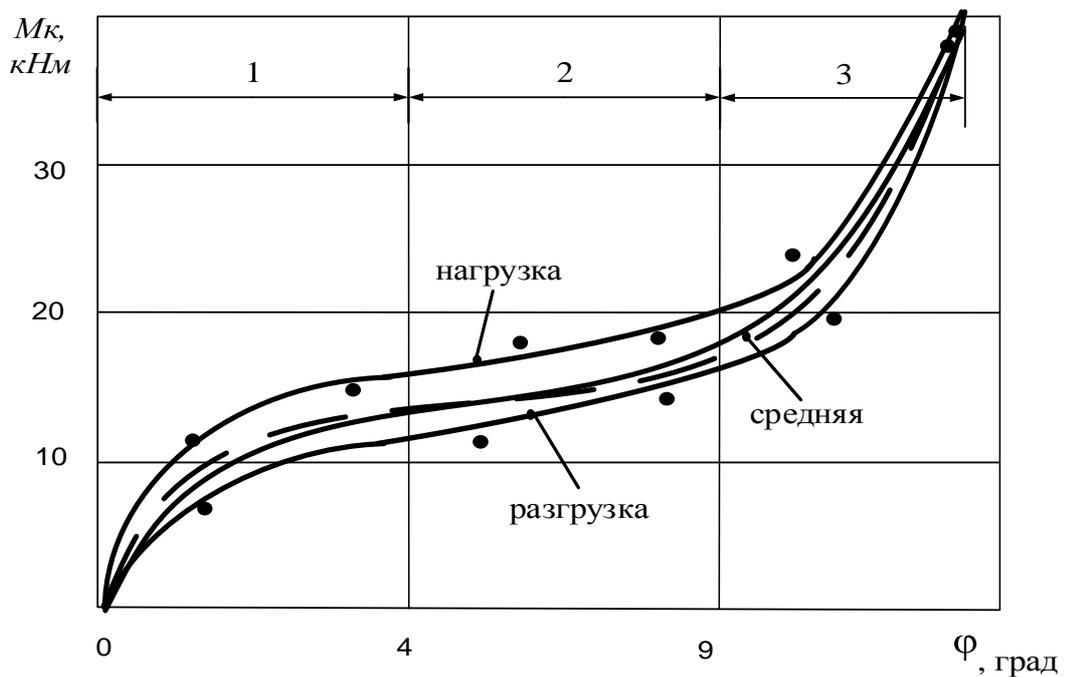


Рисунок 4.1 – Лабораторная статическая характеристика УДП ведущих колес  
 - - - - штриховой линией показан теоретический результат, ———— сплошной линией эксперимент

Полученная рабочая характеристика обеспечивает необходимый углы закрутки УДП в зависимости от режима работы. Регрессивно-прогрессивный характер кривой, предотвращает возможности появления резонансных явлений, которые могут повлечь к разрушению и снижению ресурса УДП.

В рабочей характеристике УДП ведущих колес необходимо выделить три участка. Первый участок (0...4 град.) имеет характер с интенсивным ростом момента от угла закрутки, что предотвращает свободный ход в приводе, а нелинейность участка исключает резонансные явления. Вторым участком рабочей характеристики УДП (4...9 град.) работа трактора осуществляется на режиме средних нагрузок. Третьим участком рабочей характеристики УДП (9...12 град.) работа трактора на максимальных нагрузках, осуществляется работа УДП при крутящем моменте выше номинального.

Таким образом, полученная в лаборатории статическая рабочая характеристика УДП ведущих колес трактора, соответствует рабочей характеристике, полученной в теоретическом разделе рисунок 2.1, при максимальном угле закрутки привода 12 град (0,209 рад) и крутящим моменте 40 кН, привод позволяет изменить жесткость до 191,4 кНм/рад, что дает возможность охватить широкий спектр работ в сельскохозяйственном производстве [102].

#### **4.2 Результаты полевых испытаний по исследованию влияния упругодемпфирующего привода на плавность хода производительность и топливную экономичность**

Плавность хода влияет на стабильность технологических процессов, которые имеют важное значение при возделывании с.-х культур и качества выполнения с.-х операций. Внешние возмущающие условия неровности дороги, неравномерности тягового сопротивления агрегата, увеличивают неравномерность поступательной скорости движения агрегата ухудшая плавность хода МТА и стабильность выполнения с.-х технологических процессов. Вопросы

влияния плавности хода агрегата на качество обработки почвы, повышения производительности и топливной экономичности (МТА, ТТА), приобретает в настоящее время особо важное значение в связи с ростом мощности и скорости движения МТА.

С целью выявления эффективности влияния УДП на важнейшие эксплуатационные качества трактора его производительность и топливную экономичность испытания проводились на пахоте и транспорте в составе МТА и ТТА на базе трактора МТЗ-80.1 в агрегате с плугом ПЛН-3-35 и прицепом 2ПТС-4.

Транспортные испытания ТТА на базе МТЗ-80.1 с прицепом 2ПТС-4 проводились на грунтовой дороге, при хорошей погоде, дистанция движения 2.5 км.

Испытания МТА на базе МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 проводились на стерне колосовых культур, хорошие погодные условия, дистанция замера 100 м. Основные показатели, характеризующие производительность и топливную экономичность приведены в таблицах 4.1 и 4.2.

Испытания на грунтовой дороге показали, что ТТА в составе трактора МТЗ-80.1 с прицепом 2ПТС-4 и упругодемпфирующим приводом на ведущих колесах снижает буксование колес на 3-6 %, повышает производительность на 4-6%, снижает удельный расход топлива на 6-8 %. За счет снижения вертикальных ускорений остова трактора и стабилизации крутящих моментов на ведущих колесах.

Испытания на стерне колосовых показали, что МТА в составе трактора МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 и упругодемпфирующим приводом на задних колесах снижает буксование колес и повышает производительность на 10-12 %, снижает расход топлива 10-14 %.

В таблицах 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7, по передачам в результате испытаний трактора МТЗ-80.1 при работе с плугом ПЛН-3-35 и прицепом 2ПТС-4 рассчитаны статистические параметры, математические ожидания, среднеквадрати-

ческие отклонения, дисперсии, коэффициенты вариации для измеряемых величин вертикального ускорения и колебаний моментов сопротивления.

Таблица 4.1 – Результаты испытаний на транспорте МТЗ-80.1

№ п/п	ТГА	Показатели						
		Дорожный фон	Передача	V, км/ч	$\delta$ , %	W, ткм/ч	G <sub>т</sub> , кг/ч	g <sub>уд</sub> , г/ткм
1	МТЗ-80.1+ 2ПТС-4 (серийный)	Грунтовая дорога	VII	11,53	4,45	46,1	22,05	478,3
			VIII	13,63	4,6	54,5	22,3	409,2
2	МТЗ-80.1+ 2ПТС-4 (УДП)	Грунтовая дорога	VII	12	4,07	47,5	21,1	444,2
			VIII	14,23	4,21	56,78	21,23	373,8

Таблица 4.2. Результаты испытаний на пахоте МТЗ – 80.1

№ п/п	МТА	Показатели								
		Фон поля	Глубина обработки	Влажность, твердость	Передача	V, км/ч	$\delta$ , %	W, га/ч	G <sub>т</sub> , кг/ч	g <sub>уд</sub> , г/кВтч
1	МТЗ-80.1+ ПЛН 3-35 (серийный)	Стерня колосовых	23 см	17,2 % 0,64 мПа	IV	8,3	14,6	0,87	19,2	22,12
					V	7,75	18,4	0,81	19,5	24,1
2	МТЗ-80.1+ ПЛН 3-35 (УДП)	Стерня колосовых	23,2 см	17,2 % 0,64 мПа	IV	9,37	13,1	0,98	16,6	16,9
					V	9,18	16,6	0,96	17,2	17,9

Таблица 4.3. Результаты испытаний трактора МТЗ-80.1 при работе с плугом ПЛН-3-35 на V-передаче

Статистические параметры	Вертикальные ускорения остова		Колебания момента на колесах	
	Серийный	Опытный	Серийный	опытный
Передача V				
Математические ожидания	0,95 м/с	0,426 м/с	1,113 Нм	0,511 Нм
Среднеквадратические отклонения	0,00856 м/с <sup>2</sup>	0,004 м/с <sup>2</sup>	0,066 Нм <sup>2</sup>	0,00952 Нм <sup>2</sup>
Дисперсии	0,000073 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,00014 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,0044 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>	0,000091 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
Коэффициенты вариации	0,903%	0,91%	1,9%	1,86%

Таблица 4.4. Результаты испытаний трактора МТЗ-80.1 при работе с плугом ПЛН-3-35 на VI передаче

Статистические параметры	Вертикальные ускорения остова, м/с		Колебания момента на колесах, Нм	
	Серийный	Опытный	Серийный	опытный
Передача VI				
Математические ожидания	0,94 м/с	0,427 м/с	1,113 Нм	0,501 Нм
Среднеквадратические отклонения	0,017 м/с <sup>2</sup>	0,0075 м/с <sup>2</sup>	0,034 Нм <sup>2</sup>	0,015 Нм <sup>2</sup>
Дисперсии	0,0003 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,000057 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,0011 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>	0,00023 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
Коэффициенты вариации	1,8%	1,76%	1,9%	3,0%

Таблица 4.5. Результаты испытаний трактора МТЗ-80.1 при работе с прицепом 2ПТС-4 на VII-передаче

Статистические параметры	Вертикальные ускорения остова, м/с		Колебания момента на колесах, Нм	
	Серийный	Опытный	Серийный	опытный
Передача VII				
Математические ожидания	0,945 м/с	0,425 м/с	1,137 Нм	0,512 Нм
Среднеквадратические отклонения	0,0096 м/с <sup>2</sup>	0,0043 м/с <sup>2</sup>	0,021 Нм <sup>2</sup>	0,0093 Нм <sup>2</sup>
Дисперсии	0,00009 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,000019 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,00042 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>	0,000086 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
Коэффициенты вариации	1,022%	1,0%	1,812%	1,8%

Таблица 4.6. Результаты испытаний трактора МТЗ-80.1 при работе с прицепом 2ПТС-4 на VIII-передаче

Статистические параметры	Вертикальные ускорения остова, м/с		Колебания момента на колесах, Нм	
	Серийный	Опытный	Серийный	опытный
Передача VII				
Математические ожидания	0,942 м/с	0,424 м/с	1,117 Нм	0,503 Нм
Среднеквадратические отклонения	0,00904 м/с <sup>2</sup>	0,0041 м/с <sup>2</sup>	0,021 Нм <sup>2</sup>	0,0096 Нм <sup>2</sup>
Дисперсии	0,000082 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,000016 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,00045 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>	0,000092 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
Коэффициенты вариации	0,96%	0,959%	1,91%	1,909%

Таблица 4.7 Результаты испытаний трактора МТЗ-80.1 при работе с прицепом 2ПТС-4 на IX-передаче

Статистические параметры	Вертикальные ускорения остова, м/с		Колебания момента на колесах, Нм	
	Серийный	Опытный	Серийный	опытный
Передача IX				
Математические ожидания	0,943 м/с	0,424 м/с	1,104 Нм	0,5 Нм
Среднеквадратические отклонения	0,015 м/с <sup>2</sup>	0,0066 м/с <sup>2</sup>	0,031 Нм <sup>2</sup>	0,014 Нм <sup>2</sup>
Дисперсии	0,000213 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,000043 м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	0,0095 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>	0,0002 Н <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
Коэффициенты вариации	1,546%	1,55%	2,8%	2,78%

Коэффициент вариации, не превышает 3%, что говорит о достоверности измеряемых параметров.

Для анализа плавности хода и нагруженности трансмиссии трактора со стороны неровностей дороги были получены экспериментальные осциллограммы с серийным и УДП приводом по передачам приложение Е.

По данным осциллограммам с использованием математического пакета Matlab были получены спектральные плотности, суммарных крутящих моментов, тяговых усилий на крюке и вертикальных ускорений остова, рассчитанных по ранее приведенной формуле (3.11) в разделе 3.6.

Результаты испытаний показали, что с повышением скорости движения МТА и ТТА входные воздействия увеличиваются и смещаются в область более высоких частот. Установка газогидравлического привода на ведущих колесах трактора позволяет снизить амплитуды колебаний тяговой нагрузки на ведущих колесах и сместить их в более низкий диапазон частот. Возникновение резонансных всплесков в диапазоне частот 2,0-3,5 Гц (12,56-21,98 с<sup>-1</sup>) можно объяснить за счет совпадения собственных частот трансмиссии и подвески.

На (рис.4.2-4.3) показаны спектральные плотности вертикальных ускорений остова полученных при работе МТА на пахоте с агрофоном стерня колосовых где с серийным приводом линия 1, амплитудные максимумы колебаний находятся на частоте 2,34 Гц ( $14,7 \text{ с}^{-1}$ ), а с упругодемпфирующим приводом линия 2, амплитудные максимумы сдвинуты в более низкую область частот 1,25 Гц ( $7,85 \text{ с}^{-1}$ ), при этом за счет упругих и диссипативных свойств привода удалось снизить амплитуду колебаний крутящих моментов в среднем на 50%, а амплитуду вертикального ускорения на 65 %. На (рис. 4.4-4.5) показаны спектральные плотности вертикальных ускорений остова полученных при работе ТТА на транспорте с агрофоном грунтовая дорога, где с серийным приводом линия 1, амплитудные максимумы колебаний находятся на частоте 2,52 Гц ( $17,1 \text{ с}^{-1}$ ), а с упругодемпфирующим приводом линия 2, амплитудные максимумы сдвинуты в более низкую область частот 1,7 Гц ( $10,6 \text{ с}^{-1}$ ), при этом за счет упругих и диссипативных свойств привода удалось снизить амплитуду колебаний крутящих моментов в среднем на 50-60%, а амплитуду вертикального ускорения в среднем на 60-70%.

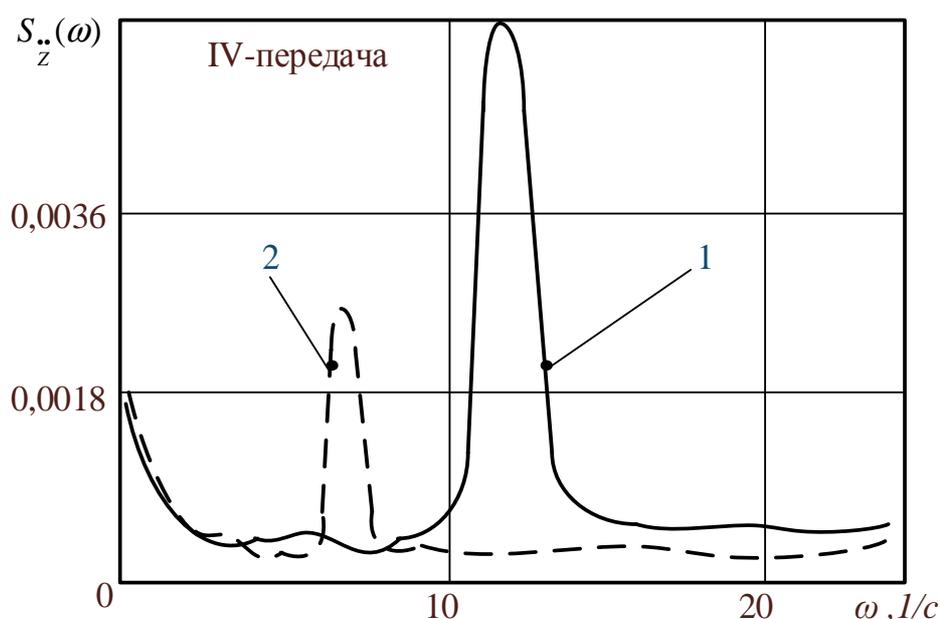


Рисунок 4.2 – Нормированная спектральная плотность вертикальных ускорений остова при движении трактора МТЗ-80.1 на пахоте с плугом ПЛН-3-35 экспериментальные кривые (1-жесткий привод, 2-УДП)

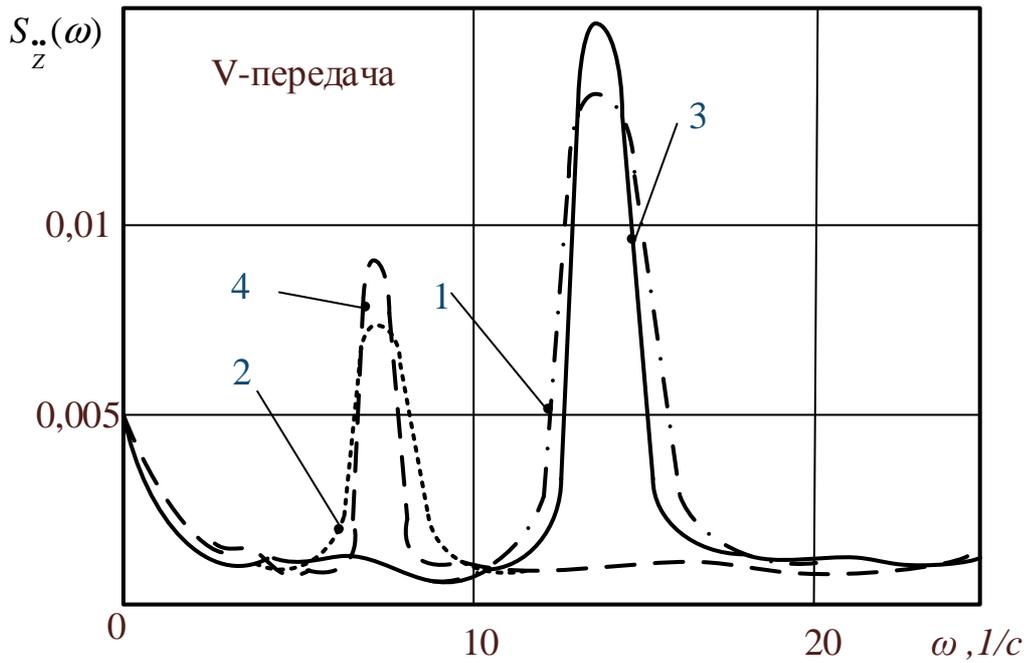


Рисунок 4.3 – Нормированная спектральная плотность вертикальных ускорений остова при движении трактора МТЗ-80.1 на пахоте с плугом ПЛН-3-35 экспериментальные кривые (1-жесткий привод, 2-УДП), теоретические кривые (3-жесткий привод, 4-УДП)

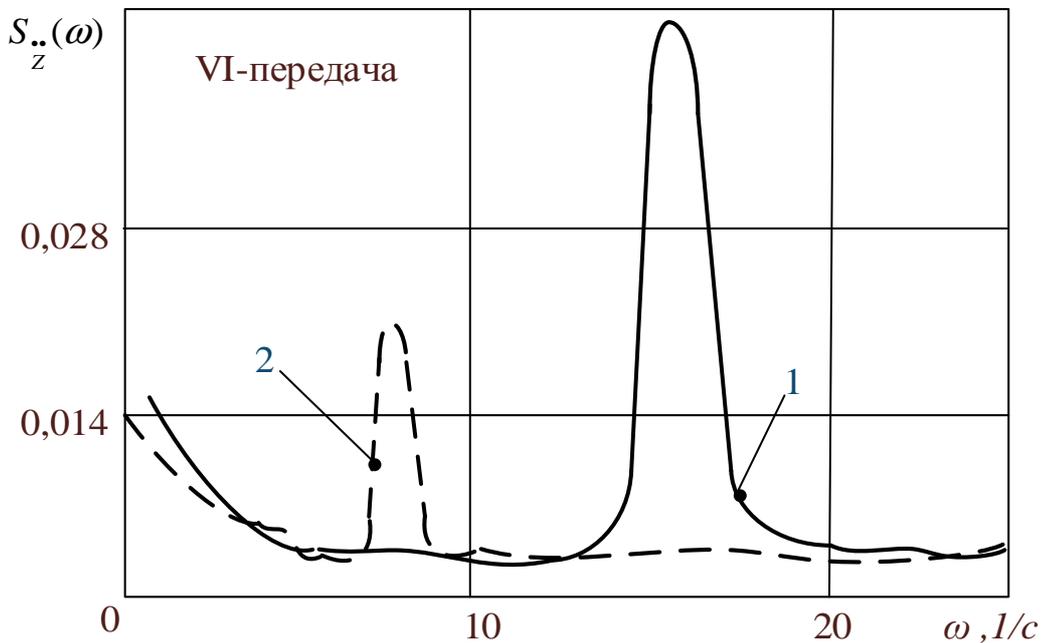


Рисунок 4.4 – Нормированная спектральная плотность вертикальных ускорений остова при движении трактора МТЗ-80.1 на грунтовой дороге с прицепом 2ПТС-4: экспериментальные кривые (1-жесткий привод, 2-УДП)

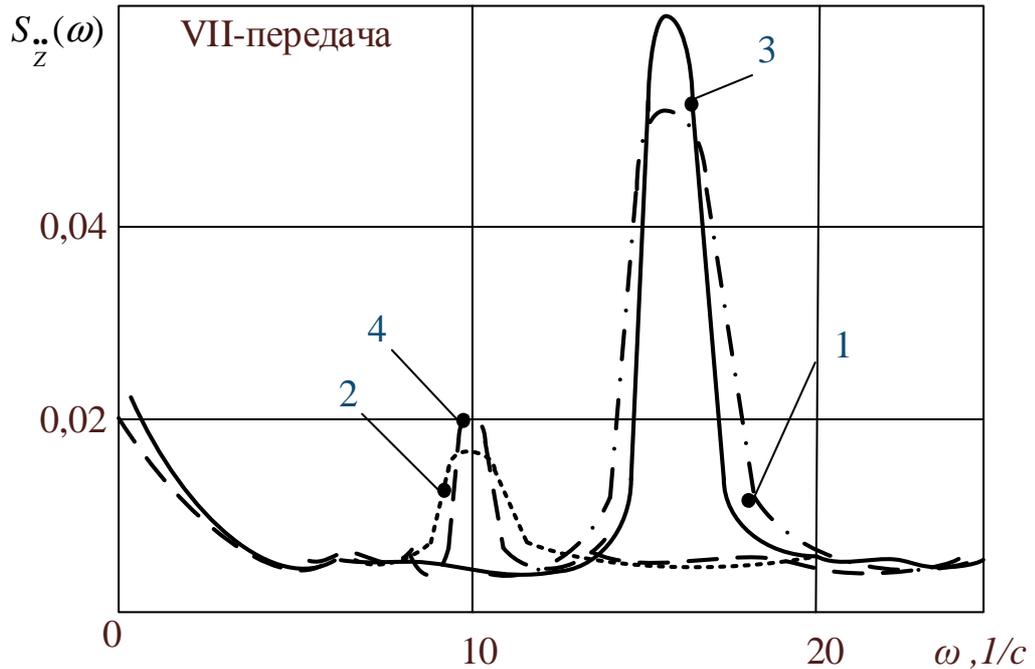


Рисунок 4.5 – Нормированная спектральная плотность вертикальных ускорений остова при движении трактора МТЗ-80.1 на грунтовой дороге с прицепом 2ПТС-4: экспериментальные кривые (1-жесткий привод, 2-УДП), теоретические кривые (3-жесткий привод, 4-УДП)

Расхождение теоретических и экспериментальных исследований по вертикальным ускорениям составляет 8-16%

Повышение амплитуд колебаний динамической системы МТА обусловлено резонансными всплесками, в основном от неравномерности тяговой нагрузки на крюке трактора и неровностей дороги.

Повышение амплитуды колебаний нагрузки на крюке МТА отрицательно влияет на плавность хода, объясняется это тем что происходит увеличение деформации шины в тангенциальном и радиальном направлении. В момент пробуксовки колес трактора деформированные шины резко увеличивают радиус колес, что вызывает вертикальное ускорение заднего моста. Во время вертикального перемещения моста сцепление с почвой уменьшается, а угловая скорость колес с уменьшением нагрузки на двигатель возрастает и с большей степенью сжимает шину в контакте с дорогой, далее процесс развития вертикальных колебаний повторяется с постепенным нарастанием амплитуд, а с увеличением скорости существенное значение приобретают неровности дороги.

Таким образом, установка УДП при выполнении работ на пахоте или транспорте смещает максимумы амплитуды колебаний внешних воздействий из зоны высоких частот 2,0-3,0 Гц в зону более низких 0,2-1,9 Гц и снижает дисперсии амплитуд колебаний вертикальных ускорений и тягового усилия на крюке в среднем на 50 %.

### 4.3 Выводы

1. В лабораторных исследованиях получена статическая характеристика УДП ведущих колес трактора с максимальным углом закрутки привода 12 град (0,209 рад).

2. На основании результатов полевых испытаний выявлено влияния УДП на эксплуатационные показатели:

а) ТТА, оборудованный предложенным УДП, на транспорте на 3-6% снижает буксование колес и на 6-8% удельный расход топлива, повышает производительность на 4-6%;

б) МТА, оборудованный предложенным УДП, на пахоте на 10-12% снижает буксование колес и на 10-14% расход топлива, повышает производительность на 10-12%.

3. при работе на пахоте частотный спектр смещаются в более низкую область – 1,25 Гц ( $7,85 \text{ с}^{-1}$ ), амплитуды колебаний крутящих моментов на ведущих колесах снижаются в среднем на 50%, а вертикальных ускорений остова трактора – на 60-65%;

4. при работе на транспорте область частот спектральной плотности вертикальных ускорений остова трактора с жестким приводом находится в диапазоне 1,9-2,8 Гц ( $11,93-17,60 \text{ с}^{-1}$ ), а УДП снижает их на 60-70% и смещает в 1-1,8 Гц ( $6,28-11,3 \text{ с}^{-1}$ ).

70%.

5. Согласованность теоретических и экспериментальных спектральных плотностей вертикальных ускорений остова в среднем составляет 8-16 %.

## **5 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕГО ПРИВОДА**

Целью экономического обоснования является определение экономической эффективности использования упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора МТЗ-80.1 при работе в составе разных агрегатов при выполнении разных видов сельскохозяйственных работ.

Экономическая оценка была проведена в соответствии с методикой, разработанной сотрудниками кафедры «Экономика АПК» ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I» [49]. Расчет экономической эффективности выполнен на основании технико-экономических показателей, среднестатистических данных по годовой занятости трактора МТЗ-80.1 с учетом результатов проведенных испытаний (раздел 4 диссертации). Расчет выполнен в ценах, сложившихся на начало 2014 года. Известно, что колесные универсально-пропашные трактора в среднем до 60% рабочего времени заняты на транспортных работах, 25% – на пропашных работах и 15% – на других видах работ. По нормативам годовая загрузка трактора МТЗ-80.1 составляет 1960 часов. В целях выявления эффективности влияния упругодемпфирующего привода на важнейшие эксплуатационные показатели были проведены сравнительные испытания. По результатам исследований установлено, что применение УДП ведущих колес трактора МТЗ-80.1 с прицепом 2ПТС-4 повышает производительность в среднем на 4-6% за счет увеличения скорости путем уменьшения пробуксовки колес на 3-6%, а также уменьшает расход топлива на 8%. На пахоте производительность повышается на 10-12%, а расход топлива снижается на 10-14%. Исходная информация для оценки проекта (стоимость машины и переоборудования) отражена в таблицах 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1 – Исходная информация для экономической оценки

№ пп.	Показатели	Базовый вариант	Опытный вариант
1	Балансовая стоимость трактора МТЗ-80.1, руб.	799000	843802,7
2	Балансовая стоимость прицепа 2ПТС-4, руб.	192000	192000
3	Балансовая стоимость плуга ПЛН 3-35, руб.	60000	60000
4	Дополнительные капиталовложения, руб.	–	44802,7
Исходная информация для работы на транспорте с прицепом 2ПТС-4			
5	Годовая загрузка МТЗ-80.1, ч	1960	1960
6	Удельный расход топлива, г/т км	220	202,4
7	Часовой расход топлива, кг/ч	7,7	7,084
8	Норма выработки за смену, т/см	22,4	23,296
9	Объем работ за год, т	3136	3261,44
Исходная информация для работы на пахоте с плугом ПЛН-3-35			
10	Годовая загрузка МТЗ-80, м-ч	1960	1960
11	Удельный расход топлива, г/кВт ч	220	189,2
12	Часовой расход топлива, кг/ч	7,7	6,622
13	Часовая наработка, у.э. га/ч	0,5	0,555
14	Годовая наработка, у.э. га	980	1087,8
Общая исходная информация			
15	Часовая ставка оплаты труда, руб./чел.-ч	157	157
Нормы эксплуатационных издержек:			
16	на прицеп 2ПТС-4,5,	9,1	9,1
17	плуг ПЛН -3-35	12,5	12,5
18	Отчисления на ТО, ремонт и замену шин, %	14	14
19	Комплексная цена на топливо, руб./кг	30,5	30,5
16	Процентная ставка по кредитам банка, %	18	18

Таблица 5.2 – Расчет по дополнительным капитальным вложениям

№ пп.	Наименование статьи расхода	Кол-во, шт.	Цена, руб.	Стоимость, руб.
1	Подшипник	6	220	1320
2	Шпонка	4	50	200
3	Резиновые демпферы	4	70	280
4	Резиновые уплотнители	4	75	300
5	Корпус демпфера	2	4125	8250
6	Вал демпфера	2	960	1920
7	Крепежные изделия			0
8	Пневмогидроаккумулятор	6	2733,3	16400
9	Сальник	4	75	300
10	Шланги соединительные	8	145	1160
11	Масло АМГ-8, л	8	50	400
12	Технический азот			2000
Всего				32530
Виды работ		Общий объем	Уровень оплаты, руб./чел.-ч	Стоимость, руб.
1	Сварные работы, чел.-ч	6	79,3	475,8
2	Слесарные работы, чел.-ч	17	71,37	1213,29
3	Монтажные работы, чел.-ч	10	71,37	713,7
4	Итого по группе работ, руб.	-	-	2402,79
5	Итого прямых затрат, руб.	-	-	37335,58
6	Накладные расходы (20%), руб.	-	-	7467,116
Всего				44802,7

Как следует из таблицы 13, стоимость пневмогидравлического упругого элемента, установленного на трактор, составляет 44802,7 руб.

Сумму эксплуатационных издержек рассчитаем по формуле

$$I = Z + \Gamma + Pm + Am, \quad (78)$$

где  $I$  – сумма эксплуатационных издержек, руб.;

$Z$  – оплата труда обслуживающего персонала, руб.;

$\Gamma$  – стоимость топливно-смазочных материалов или других энергоносителей, руб.;

$P_m$  – затраты на техническое обслуживание, капитальный и текущий ремонт, замену шин и хранение, руб.;

$A_m$  – затраты на реновацию (амортизационные отчисления), руб.

Используя данные таблицы 13 по дополнительным капитальным вложениям, определим величины, входящие в уравнения (79), и годовую сумму издержек.

Затраты на оплату труда:

$$Z = Y_o \times Z_T, \quad (79)$$

где  $Y_o$  – часовая ставка, руб./ч;

$Z_T$  – затраты рабочего времени на выполнение транспортных работ, ч.

Стоимость топливно-смазочных материалов:

$$\Gamma = R_{\text{э}} \times S \times C_T, \quad (80)$$

где  $R_{\text{э}}$  – расход топлива на единицу работы, кг/ч;

$S$  – время, необходимое для выполнения объема работ, ч;

$C_T$  – комплексная цена горючего, руб./кг.

Затраты на все виды технического обслуживания, капитальный и текущий ремонт, замену шин и хранение:

$$P_m = \frac{B_c \times NP}{100}, \quad (81)$$

где  $B_c$  – балансовая стоимость машины, руб.;

$NP$  – норма отчислений на ТО, ремонт, замену шин, хранение машины в процентах к балансовой стоимости машины.

Расчет амортизационных отчислений:

$$A_m = \frac{B_c \times NA}{100}, \quad (82)$$

где  $NA$  – годовая норма амортизации в процентах от балансовой стоимости машины.

Экономия эксплуатационных издержек за год оценивается по формуле:

$$\mathcal{E}u_2 = \left( \frac{Iz_1}{Qz_1} - \frac{Iz_2}{Qz_2} \right) \times Qz_2, \quad (83)$$

где  $Qz_1, Qz_2$  – объем работ по серийному и опытному вариантам.

Экономический эффект за срок эксплуатации:

$$Pr = \mathcal{E}u_2 \times \frac{(1 + NS)^T - 1}{NS}, \quad (84)$$

где  $NS$  – коэффициент, отражающий учетную годовую ставку процента по кредитам банка или вкладу в банк;

$T$  – срок службы объекта, лет.

Коэффициент эффективности капитальных вложений:

$$E_t = t \sqrt{\frac{Pt}{C_{v.э.}}} - 1, \quad (85)$$

где  $E_t$  – годовой коэффициент эффективности капиталовложений;

$Pt$  – экономический эффект за срок службы объекта, руб.;

$C_{v.э.}$  – стоимость упругодемпфирующего привода.

Срок окупаемости капиталовложений определяется по формуле:

$$T_{ок} = \frac{-\ln\left(1 - \frac{C_{v.э.} \times NS}{\mathcal{E}u_2}\right)}{\ln(1 + NS)}. \quad (86)$$

Целесообразным является расчет экономической эффективности применение упругодемпфирующего привода ведущих колес на тракторе МТЗ-80.1 в агрегате с прицепом 2ПТС-4, а также в агрегате с плугом ПЛН-3-35 (табл. 5.3, 5.4). Годовой экономический эффект внедрения опытного привода в составе МТА и ТТА составляет в сумме 227 237 руб., а срок окупаемости капитальных вложений – 1,07 года 12,84 месяца, то есть ниже срока службы трактора.

Таблица 5.3 – Экономическая эффективность применения упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора МТЗ-80.1 в агрегате с 2ПТС-4

№ пп.	Показатели	Базовый вариант	Опытный вариант
1	Балансовая стоимость трактора МТЗ-80, руб.	799000	843802
2	Дополнительные капиталовложения, руб.	-	44802
3	Годовая загрузка МТЗ-80, м-ч	1960	1960
4	Производительность, т/км	22,4	23,29
5	Объем работ за год, т	3136	3261,44
6	Часовой расход топлива, кг/ч	7,7	7,08
7	Удельный расход топлива, г/т км	220	202,4
8	Экономический эффект за год, руб.	-	62973
9	Экономический эффект за срок эксплуатации, руб.	-	1300691
10	Коэффициент эффективности капитальных вложений	-	2,33
11	Срок окупаемости, лет	-	0,78

Таблица 5.4 – Экономическая эффективность применения упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора МТЗ-80.1 в агрегате с ПЛН-3.35

№ пп.	Показатели	Базовый вариант	Опытный вариант
1	Балансовая стоимость трактора МТЗ-80, руб.	799000	843802,6
2	Дополнительные капиталовложения, руб.	-	44802
3	Годовая загрузка МТЗ-80, м-ч	1960	1960
4	Часова наработка, у.э. га/ч	0,5	0,555
5	Годовая наработка, у.э. га	980	1087
6	Часовой расход топлива, кг/ч	7,7	6,62
7	Удельный расход топлива, г/кВт ч	220	189
8	Экономический эффект за год, руб.	-	164264
9	Экономический эффект за срок эксплуатации, руб.	-	3392820
10	Коэффициент эффективности капитальных вложений	-	6,23
11	Срок окупаемости, лет	-	0,29

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. С увеличением скорости движения трактора ухудшаются условия работы оператора, технико-экономические показатели использования МТА и ТТА, а также качество выполнения технологических процессов сельскохозяйственного производства. Для устранения указанных недостатков необходимо улучшить плавность хода МТА и ТТА за счет применения газогидравлического УДП ведущих колес трактора.

2. Исследование разработанной математической модели колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА позволило построить спектральные плотности вертикальных ускорений остова при работе на различных режимах, которые показали следующее. За счет применения УДП амплитудные максимумы спектральной плотности вертикальных ускорений остова трактора в составе МТА снижаются в среднем на 60...70 % и сдвигаются в более низкую область частот 1...1,8 Гц (6,28...11,3 с<sup>-1</sup>), при этом спектральные плотности вертикальных ускорений ТТА находятся в более высоком частотном диапазоне.

3. Результаты исследования математической модели движения ведущего колеса через криволинейное препятствие с учетом центробежной силы и использования газогидравлического УДП показали, что при заезде вертикальное ускорение уменьшается на 70...80 % по сравнению с показателями движения трактора, оборудованного серийным (жестким) приводом.

4. Разработано техническое решение – газогидравлический УДП с тремя гидрогазовыми аккумуляторами, устанавливаемый на ведущих колесах трактора МТЗ-80.1. На данную конструкцию подана заявка на изобретение № 2012133406.

5. Полевые испытания показали следующие результаты:

- МТА на пахоте, оборудованный предложенным УДП, на 10...12 % снижает буксование колес и на 10...14 % расход топлива, повышает производительность на 10...12 %;

- ТТА, оборудованный предложенным УДП, на 3...6 % снижает буксование колес и на 6...8 % удельный расход топлива, повышает производительность на 4...6 %.

6. Анализ спектральных плотностей крутящего момента ведущих колес и вертикальных ускорений остова МТА с УДП показал следующие закономерности:

- при работе на пахоте частотный спектр смещаются в более низкую область – 1,25 Гц ( $7,85 \text{ с}^{-1}$ ), амплитуды колебаний крутящих моментов на ведущих колесах снижаются в среднем на 50 %, а вертикальных ускорений остова трактора – на 60...65 %;

- при работе на транспорте область частот спектральной плотности вертикальных ускорений остова трактора с жестким приводом находится в диапазоне 1,9...2,8 Гц ( $11,93...17,60 \text{ с}^{-1}$ ), а УДП снижает их на 60...70 % и смещает в область низких частот 1...1,8 Гц ( $6,28...11,3 \text{ с}^{-1}$ ).

7. Расчет экономической эффективности применения разработанной конструкции УДП на ведущих колесах трактора МТЗ-80.1 при его работе в составе МТА и ТТА позволил установить, что годовой экономический эффект составит 227 тыс. руб. при наработке по 1960 мото-часов на пахоте и транспортных работах, срок окупаемости капитальных вложений – 1,07 года.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Пат. на полезную модель 1077270 Российская Федерация, МПК В60К 17/10 (2006.01). Устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков, И.А. Иванов; заявитель и патентообладатель Волгоградский государственный технический университет. – № 2011109535/11; заявл. 14.03.2011 ; опубл. 27.08.2011, Бюл. № 3. – 12 с.

2. Пат. 2277478 Российская Федерация, МПК В60К 17/10 (2006.01), F15B 1/02 (2006.01). Планетарная упругая муфта с регулируемым потоком жидкости / Н.Г. Кузнецов, Д.Д. Нехорошев, Д.А. Нехорошев ; заявитель и патентообладатель Волгоградская государственная сельскохозяйственная академия. – № 2005109041/11; заявл. 29.03.2005 ; опубл. 10.06.2006, Бюл. № 31. – 5 с.

3. А. с. 1100157 СССР, МПК<sup>5</sup> В60К 17/32. Привод ведущего колеса / О.И. Поливаев; заявитель Воронежский сельскохозяйственный институт им. К.Д. Глинки. – № 3577181/11 ; заявл. 08.04.1983 ; опубл. 30.06.1984, Бюл. № 24. – 4 с.

4. А. с. 1152817 СССР, МПК<sup>5</sup> В60К 17/34. Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, К.Н. Виноградов, Н.А. Котенев, А.С. Дурманов, Н.Е. Гусенко ; заявитель Воронежский сельскохозяйственный институт им. К.Д. Глинки. – № 3672835/11 ; заявл. 16.12.1983 ; опубл. 30.04.1985, Бюл. № 27. – 8 с.

5. А. с. 1219420 СССР, МПК<sup>6</sup> В60К 17/32. Привод ведущего колеса / О.И. Поливаев, А.Н. Беляев, В.И. Прядкин ; заявитель Воронежский сельскохозяйственный институт им. К.Д. Глинки. – № 3829373/11 ; заявл. 25.12.1984 ; опубл. 23.03.1986, Бюл. № 11. – 3 с.

6. Пат. 2234009 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> F16D 13/64. Демпфер холостого хода ведомого диска сцепления / В.А. Лейс, К.К. Бурылин ; заявитель и патентообладатель ОАО «Автоагрегат». – № 2002124143/11 ;

заявл.

11.09.2002 ; опубл. 10.08.2004, Бюл. № 28. – 4 с.

7. А. с. 1303449 СССР, МПК<sup>4</sup> В60К 17/32. Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко ; заявитель Воронежский сельскохозяйственный институт им. К.Д. Глинки. – № 3973925/11 ; заявл. 04.11.1985 ; опубл. 15.04.1987, Бюл. № 14. – 3 с.

8. А.С. 1306752 СССР, МКИ В 60 К 17/34. Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко (СССР). – № 3991054/30-11, 18.12.85, заявлено и с., опубл. 30.04.87. бюл. №16. – 6.

9. А.С. 1342761 СССР, МКИ В 60 К 17/32. Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко (СССР). - №4267390/30-11, 25.12.84, заявлено и с., опубл. 23.03.86. бюл. №11. – 2.

10. А.С. 1391977 СССР, МКИ В 60 К 17/32. Конечная передача транспортного средства / Н.Е. Гусенко, О.И. Поливаев (СССР). – №41585567/30-11, 08.12.86, заявлено и опубл. 30.04.88, бюл. №16.

11. А.С. 142831 СССР, МКИ В 60 К 17/32. Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко (СССР). – №4321742/30-11, 28.10.87, заявлено и №20., опубл. 30.05.89. бюл.

12. А.С. 2396174 Р.Ф, МПК В 60 К 17/32. Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, А.Ю. Кутьков, А.В. Панков (Р.Ф). – № 2009128562/28-11, 23.07.2009, заявлено и с., опубл. 10.08.2010. бюл. № 14. – 4.

13. А.С. 2422298 Р.Ф, МПК В 60 К 17/32, F 16 Н 3164. Привод ведущего колеса / Е.С. Важинский (Р.Ф). – № 2009144873/14-11, 02.12.2009, заявлено и с., опубл. 27.06.2011. бюл. №14. – 3.

14. А.С. 2423630 Р.Ф. МПК F 16 Н 25/20. Привод колеса транспортного средства / А.Г. Жутов, В.И. Аврамов, А.А. Карсаков - №2010118600/11, 07.05.2010, заявл. и с., опубл. 17.02.2011 Бюл. № 3.– 5.

15. А.С. 413067 СССР, МКИ В 60 К 17/32. Конечная передача колесного трактора / П.И. Бойко, Г.А. Ливицин (СССР). – № 1325598/27-11, заявлено 28,

04,89 и с., опубл. 30.01.90. бюл. № 27. – 2.

16. А.С. 707836 СССР, МКИ В 60 К 17/32. Привод колеса транспортного средства/ О.И. Поливаев, О.И. Деев, С.Т. Павленко (СССР). – №2630054/27-11, 15.06.78, заявлено и с., опубл. 05.06.80. бюл. №.

17. А.С. 831639 СССР, МКИ В 60 К 17/32. Привод ведущего колеса/ О.И. Поливаев, С.Т. Павленко, Н.В. Кочетков (СССР). – №240265/27-11, 20.09.76, заявлено и с., опубл. 23.05.83. бюл. №19. – 4.

18. А.С. 83458 Р.Ф, МПК В 60 К 17/10. Устройство для снижение жесткости Машинно-Тракторных агрегатов / В.А. Кравченко, А.А. Сенкевич, С.Е. Сенкевич (Р.Ф). – №2008152960/9-22, 31.12.2008, заявлено и с., опубл. 10.06.2009. бюл. №9 – 2.

19. А.С. 839759 СССР, МКИ В 60 К 17/32. Привод колеса транспортного средства/ О.И. Деев, О.И. Поливаев, В.И. Трухачев (СССР). - №2793222/27-11, 29.06.79, заявлено и с., опубл. 23.06.81. бюл. №.

20. А.С. 98123368 Р.Ф, МПК В 60 В 1/100. Ведущее колесо с приводом на его обод/ В.Д. Корнилов (Р.Ф). – № 98123368/28-11, заявлено 24, 12,1998 и с., опубл. 27.09.2000. бюл. № 28. – 3.

21. Автомобили и тракторы / В.В. Гуськов [и др]. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

22. Агеев, Л.Б. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л.Б. Агеев. – Л.: Колос, 1978. – 294 с.

23. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М: Машиностроение, 1981. – 232 с.

24. Аксенов, П.В. Многоосные автомобили. – 2-е из. перераб и доп. / П.В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.

25. Анохин, В.И. Использование мощности и экономичности двигателя сельскохозяйственного трактора с механической и гидромеханической трансмиссией / В.И. Анохин // Докл. ТСХА. – Вып. 81. – 1963. – С. 28 – 35.

26. Анохин, В.И. Применение гидротрансформаторов на скоростных

гусеничных сельскохозяйственных тракторах / В.И. Анохин. – М: Машиностроение, 1972. – 295 с.

27. Бабанин, Н.В. Улучшение плавности хода машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 с упругодемпфирующим приводом на ведущих колесах [Текст] / Н.В. Бабанин // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 2. – С. 100 – 106.

28. Бабанин, Н.В. Повышение плавности хода трактора тягового класса 1.4 при движении через криволинейное препятствие с упругодемпфирующим приводом [Текст] / Н.В. Бабанин // Международный независимый институт Математики и Систем «МиС». – 2015. – « 2 (13). – С. 4 – 8.

29. Бабанин, Н.В. Экспериментальные исследования на плавность хода, производительность и топливную экономичность машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4, оборудованного газогидравлическим упругодемпфирующим приводом [Текст] / Н.В. Бабанин, О.И. Поливаев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – Вып. 3 (46). – С. 140 – 146.

30. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 270 с.

31. Барский, И.Б. Максимальные динамические нагрузки в трансмиссии колесных тракторов / И.Б. Барский // Тракторы и сельхозмашины. – 1965. – № 4. – С. 56 – 58.

32. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневматика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 133 с.

33. Беккер, М.Г. Введение в теорию системы местности-машины / М.Г. Беккер. – М.: Машиностроение, 1973. – 519 с.

34. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М: Высшая школа. – 1980. – 408 с.

35. Болтинский, В.Н. Повышение рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов и задачи науки / В.Н. Болтинский // Механизация и

электрификация соц. сельского хозяйства. – 1957. – №6. – С. 5 – 7.

36. Болтинский, В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. – М: Сельхозгиз, 1949. – 216 с.

37. Борисов, С. Г. О применение гидродинамических трансформаторов в трансмиссиях сельскохозяйственных тракторов / С.Г. Борисов // Тракторы и сельхозмашины. – 1971. – №9. – С. 8 – 11.

38. Брундза, И.А. Исследование низкочастотных колебаний трактора Т-25 при выполнении сельскохозяйственных работ и разработка мероприятий по снижению воздействия колебаний на водителя: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.01 / И.А. Брундза: – Каунас. 1975. – 30с.

39. Ванин, В.С. Виброзащита рабочего места оператора / В.С. Ванин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – №11. – С.15 – 17.

40. Вентцель, Е.С. Теория вероятности / Е.С. Вентцель. – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Наука, 1964. – 576 с.

41. Волков, А.М. Уменьшение шума и вибрации подвижного состава / А.М. Волков. – М: Трансжелдориздат, 1982. – 196 с.

42. Высоцкий, А.А. Динамометрирование сельскохозяйственных машин / А.А. Высоцкий. – М: Машиностроение, 1968. – 290 с.

43. Гамаюнов, П.П. Оптимальное управление параметрами упруго-демпфирующего тягово-сцепного устройства / П.П. Гамаюнов, С.А. Алексеев // Тракторы и сельхоз машины. – 2009.№7. – С.30 – 31.

44. Гамаюнов, П.П. Повышение устойчивости автотракторного поезда на базе тракторов МТЗ «Беларусь» / П.П. Гамаюнов, С.А. Алексеев // Научное обозрение. – 2014.№12-1. – С.422 – 424.

45. Гапич, Д.С. Теоретическая оценка тягово-сцепных характеристик колесных тракторов [Текст] / Д.С. Гапич, И.А. Несмиянов, Е.В. Ширяева // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 7 – С. 19 – 22.

46. Гаврилов П.Ф, О равномерности распределения семян на

повышенных скоростях движения сеялки / П.Ф. Гаврилов // Механизация и электрификация соцу сельского хозяйства. – 1961. – №3. – С. 19 – 21.

47. Герц, Е.В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин.- М.: Машиностроение, 1964. – 236с.

48. Гольтяпин, В.Я. Оценка условий труда на тракторах / В.Я. Гольтяпин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – №7. – С.36 – 38.

49. Горланов, С.А. Экономическая оценка проектных разработок в АПК / С.А. Горланов, Е.В. Злобин // Учебно-методическое пособие. Часть 1. – Воронеж: ВГАУ, 2002. – 66 с.

50. ГОСТ 12.1.012-90. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. - Введен 13.07.90. – Курск: ЦНТИ, 2002. – 30с.

51. ГОСТ 12.1.034-81. Система стандартов безопасности труда. Вибрация. Общие требования к проведению измерений. - Введ. 1982-01-01 до 1987-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 5с.: ил.

52. ГОСТ 16769 – 84. Гидроаккумуляторы. Общие технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 2 с.

53. ГОСТ 17411 – 91. Гидроприводы объемные. Общие технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 4 с.

54. ГОСТ 7057 – 2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. – М.: Издательство стандартов, 2002. – 12 с.

55. Гуськов, В.В. Исследование вертикальных колебаний водителя на тракторах МТЗ-80 и МТЗ-80П / В.В. Гуськов, П.П. Артемьевт // Тракторы и сельхозмашины. – 1980. – №6. – С.7 – 8.

56. Ден-Гарторг, Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гарторг. – М.: Физматгиз, 1969. – 316с.

57. Дмитриченко, С.С. Выбор шага измерения микропрофиля грунтовых дорог и полей / С.С. Дмитриченко, Ю.А. Завьялова // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – №12. – С.12 – 13.

58. Дмитриченко, С.С. Об определении статистических характеристик микропрофиля грунтовых дорог и полей / С.С. Дмитриченко, Ю.А. Завьялова // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – №5. – С.10 – 12.

59. Дьяконов, В.Н. Обработка сигналов и изображений / В.Н. Дьяконов, И.В. Абраменкова. – СПб: Питер, 2002. – 608 с.

60. Евтушенко, Н.Е. Создание современных транспортных средств для села / Н.Е. Евтушенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990. – №11. – С.29 – 30.

61. Елецкий, А.И. Влияние микронеровностей поля на движение колесного трактора / А.И. Елецкий, М.Д. Колевцов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1974. – №11.-С.28 – 30.

62. Жутов, А.Г. динамическая жесткость конечной передачи трактора с встроенным пневмогидравлическим демпфером / А.Г. Жутов, В.И. Аврамов, И.А. Ляпкосова // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. № 10. С. 51 – 52.

63. Жутов, А.Г. О некоторых аспектах динамики разгона и установившегося движения МТА с упругодемпфирующими звеньями / А.Г. Жутов, С.Д. Фомин, В.И. Аврамов // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2010. № 4. С. 181 – 185.

64. Жутов, А.Г. Формирование нагрузки на крюке в зависимости от момента сопротивления / Жутов А.Г., Карсаков А.А., Аврамов В.И. // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. № 2. С. 24 – 25.

65. Зангиев, А.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / А.А. Зангиев, А.В. Шпилько, А.Г. Левшин. – М.: КолоС, 2004. – 320 с.

66. Заяц, Я.М. Вибронагруженность рабочих мест трактористов колесных сельскохозяйственных машин / Я.М. Заяц [и др.] // Влияние вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты.- М.: Наука, – 1974.- С. 15 – 17.

67. Заявка № 2012133406/11 Российская Федерация, МПК В60К 17/32

(2006.01). Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, Н.В. Бабанин, О.С. Ведринский; заявитель ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I». – Приоритет 03.08.2012; заявл. 03.08.2012; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 4. – 5 с.

68. Иванов, С.Н. Результаты экспериментального определения динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля / С.Н. Иванов // Тр. НАТИ. – 1962. – вып. 45. – С. 25 – 30.

69. Иванов, Ю.Б. Влияние упругих резиновых муфт на нагруженность трансмиссии при трогании и разгоне автомобиля: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.01 / Иванов Юрий Борисович. – М. 1969 – 16 с.

70. Иофинов, С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С. А. Иофинов, Г.П. Лышко. – 2-е изд., доп. и переработ.– М.: Колос, 1984. – 315 с.

71. Иофинов, С.А. Эксплуатация тракторов и автомобилей на транспортных работах в сельском хозяйстве / С. А. Иофинов, А.А. Цырин.- Л.: Колос, 1975. – 280с.

72. Исследование плавности хода седельных тягачей / Ю. Белинский [и др.]. – М.: изд. НАМИ, 1967. – 260 с.

73. Иванов, В.М. Влияние гидротрансформатора на динамические нагрузки в трансмиссии трактора / В.М. Иванов, В.А. Золотухин // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – № 9. – С. 11 – 14.

74. Карпутов, С.А. Улучшить использование энергонасыщенных тракторов/ С.А. Карпутов // Техника в сельском хозяйстве. – 1987.-№7.-С.32-34.

75. Кузнецов, Н.Г. Составление математических моделей машинно-тракторных агрегатов с упругими звеньями в сочленениях и их исследование методами теории случайных функций: Учебное пособие / Н.Г. Кузнецов, В.Г. Кривов, Ю.П. Дегтярев, Г.И. Жидков. – Волгоград, 1989. – 101 с.

76. Кравченко, В.А. Математическая модель машинно-тракторного агрегата с УДП в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, А.В. Кравченко, В.В.

Серегин // Журнал кубанского ГАУ. – 2014. №103. – С.251 – 261.

77. Кравченко, В.А. Математическое моделирование тяговой нагрузки МТА / В.А. Кравченко, В.В. Дурягина, И.Э. Гамолина // Журнал кубанского ГАУ. – 2014. – №101. – С.424 – 437.

78. Кравченко, В.А. Повышение динамических и эксплуатационных показателей сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: Монография / В.А. Кравченко. – зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2010. – 224 с.

79. Кравченко, В.А. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. №7. – С.9 – 12.

80. Кутьков, Г.М. Исследование влияний колебаний в трансмиссии и колебаний остова гусеничного трактора / Г.М. Кутьков // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – № 10. – С. 5 – 7.

81. Кутьков, Г.М. Методика расчета теоретической тягово-динамической характеристики трактора / Г.М. Кутьков, В.Н. Сидоров // Тракторы и сельхозмашины. – 2006. – № 9. – С. 20 – 23.

82. Кутьков, Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутьков. – М: Машиностроение, 1980. – 212 с.

83. Комплексная оценка динамической устойчивости и плавности хода колесных тракторов / Б.И. Кальченко [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – №7. – С. 6 – 10.

84. Кутьков, А.Ю. Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата в режиме торможения за счет применения упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора класса 1.4: дис...канд. техн. наук: 05.20.01 / Кутьков Алексей Юрьевич – Воронеж. 2011. – 130 с.

85. Леликов, О.П. Исследование влияния конструктивной схемы силового привода на его погрешности и на тягово-сцепные качества

автомобилей с колесной формулой 8X8: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.03 / Леликов Олег Павлович. – М. 1969 – 16 с.

86. Ломоносов, Ю.Н. Исследование влияния упругих свойств силовой передачи на работу тракторного агрегата: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.01 / Ломоносов Юрий Николаевич. – М. Москва. 1962. – 29 с.

87. Лукин, П.П. Влияния демпферов сцепления на нагрузочные режимы в трансмиссии автомобиля / П.П. Лукин // Автомобильная промышленность. – 1961. – №9. – С. 15 – 17.

88. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – Л.: Колос, 1970. – 375 с.

89. Методика экспериментальных исследований тракторно-транспортного агрегата с упругодемпфирующим тягово-сцепным устройством / П.П. Гамаюнов [и др.] // Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной технике. – 2014. – С.34 – 35.

90. Моделирование процесса трогания и разгона тракторно-транспортного агрегата с упругодемпфирующим тягово-сцепным устройством / П.П. Гамаюнов [и др.] // Научное обозрение. 2014. №3. – С.50 – 52.

91. Молошин, Г.А. Исследование системы плавности хода колесных тракторов класса 14 кН на полевых работах / Г.А. Молошин, В.В. Гуськов // Автотракторостроение. – 1978. – Вып. №10. – С.54.

92. Монтгомери, Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных /Д.К. Монтгомери. – Л.: Судостроение, 1980. – 350 с.

93. Носов, Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Голышев, Ю.П. Волков. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.

94. Орлов, В.П. Комбинированный привод колес трактора / В.П. Орлов // Тракторы и сельхозмашины. – 1974. – №2. – С. 8 – 10.

95. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А Скотников [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383с.

96. Пакет символьных вычислений Maple V / Г. Прохоров [и др.]. – М.:

Петит, 1997. – 200 с.

97. Панков, А.В. Повышение эффективности использования машинно-тракторного агрегата за счет применения пневмогидравлического упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора класса 1,4: дис...канд. техн. наук: 05.20.01 / Панков А.В. – Воронеж, 2009. – 14.

98. Пархиловский, И.Г. Сравнительный анализ вероятностных характеристик микропрофилей дорог / И.Г. Пархиловский // Автомобильная промышленность. – 1969. – №4. – С.28 – 30.

99. Перспективы развития тракторов и улучшение их использования на транспортных работах / П.П. Гамаюнов [и др.] // Научное обозрение. – 2011. – №2. – С.25 – 29.

100. Поливаев, О.И. Зависимость энергозатрат колесного трактора от давления в шинах / О.И. Поливаев, Н.В. Кочетков // Техника в сельском хозяйстве. – 1985. – №5. – С. 50 – 51.

101. Поливаев, О.И. Затраты энергии мобильно энергетических средств в зависимости от давления в шинах при различных видах работ / О.И. Поливаев, Н.В. Бабанин // Вестник Мич Гау. – 2014. – С. 62 – 65.

102. Поливаев, О.И. Исследование влияние упругодемпфирующих приводов ведущих колес трактора Т-40 на работу машинно-тракторного агрегата: дис...канд. техн. наук: 05.20.01 / Поливаев Олег Иванович. – Воронеж. 1977. – 197 с.

103. Поливаев О.И. Изменение плавности хода и динамической нагруженности трансмиссии трактора с упругодемпфирующим приводом [Текст] / О.И. Поливаев, Н.В. Бабанин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2015. – №9. – С. 29.

104. Поливаев, О.И. Повышение долговечности муфты сцепления тракторов / О.И. Поливаев // Материалы в помощь с. – х производству, с. – х институт. – Воронеж., 1979. – С. 41 – 43.

105. Поливаев, О.И. Снижение динамических нагрузок в машинно-

тракторных агрегатах за счет упругодемпфирующего привода ведущих колес: дис... док. техн. наук: 05.20.01 / Поливаев Олег Иванович. – 1996. – 467 с.

106. Поливаев, О.И. Снижение динамической нагруженности мобильных энергетических средств от внешних воздействий и повышение их тягово-динамических показателей / О.И. Поливаев, В.К. Астанин, Н.В. Бабанин // Лесотехнический журнал. – 2013. – С. 32-35.

107. Поливаев, О.И. Эффективность использования упругодемпфирующих приводов ведущих колес на тракторах МТЗ-80 и ЛТЗ-60АВ / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, А.В. Панков // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – Воронеж: ВГАУ, 2007. – № 14.

108. Поливаев, О.И. Эффективность упруго-фрикционного демпфера в сцеплении тракторов Т – 40/40 АМ / О.И. Поливаев, Н.В. Кочетков // Техника в сельском хозяйстве. – 1985. – №5. – С. 55-56.

109. Поляхов, Н.Н. Теоретическая механика / Н.Н. Поляхов, С.А. Зегжда, М.П. Юшков. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Высшая школа, 2000. – 591 с.

110. Привалов, А.А. Повышение эффективности использования МТА снижением колебаний и момента сопротивления в приводе ведущих колес гусеничного трактора кл. 3: автореф. дис...канд. тех. наук: 05.20.01 / Привалов Алексей Александрович. – Челябинск. 1988. – 19 с.

111. Прядкин, В.И. Улучшение режимов работы тракторно-транспортного агрегата путем применения пневмогидравлического упругого элемента в приводе ведущих колес: дис...канд. тех. наук: 05.20.01 / Прядкин Владимир Ильич. – Воронеж. 1992. – 175 с.

112. Росляков, В.П. Выбор параметров виброзащитной системы с нелинейной характеристикой / В.П. Росляков, П.Г. Нахтигаль // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1975. – № 10. – С. 36 – 37.

113. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М: Машиностроение, 1972. – 265 с.

114. Светлицкий, В.А. Случайные колебания механических систем / В.А.

Светлицкий. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1991. – 319 с.

115. Свирщевский, А.В. Влияние протекания характеристики крутящего момента на работу двигателя при неустановившейся нагрузке / А.В. Свирщевский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1959. – № 6. – С. 13 – 15.

116. Стендовые исследования влияния колебательных параметров автобуса с пневматической подвеской на плавность хода / Р. Акопян [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1969. - №5. – С. 86-89.

117. Строков, В.Л. Изыскание исследования средств повышения эффективности применения колесных машин в условиях сельского хозяйства: дис...док. техн. наук: 05.20.01 / Строков Владимир Леонидович. – Волгоград. 1975. – 365 с.

118. Тарасик, В.П. Проектирование колесных тягово-транспортных машин / В.П. Тарасик. – Минск: Высшая школа, 1984. – 163 с.

119. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – 11-е изд., доп. и перераб. – М.: Высшая школа, 1995. – 416 с.

120. Тракторы и автомобили: Теория эксплуатационных свойств / О.И. Поливаев [и др.]. – Воронеж.: ФГБОУ ВПО ВГАУ, 2014. – 319 с.

121. Харитончик, Е.М. Снижение динамических нагрузок в трансмиссиях колесных тракторов / Е.М. Харитончик, С.Т. Павленко, О.И. Поливаев // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1976. – №3. – С. 53 – 54.

122. Ходовая система почва урожай / И.П. Ксеневиц [и др.]. – М: Агропромиздат, 1985. – 304 с.

123. Чернышев, В.И. Улучшение условий труда операторов транспортных средств путем разработки и реализации виброзащитных систем с импульсным управлением: дис...док. техн. наук: 05.20.01 / Чернышев Виктор Иванович. – 1995. – 458 с.

124. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля /

Д.А. Чудаков. – М: Колос, 1982. – 475 с.

125. Шупляков, В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В.С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 326 с.

126. Юшкин, В.В. Гидравлика и гидравлические машины / В.В. Юшкин. – Минск: Высшая школа, 1974. – 260 с.

127. Яценко, Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 217 с.

128. WG, ISO (TC 108) Guide for the evaluation of humans exposure to whole body vibration, 1999.

129. Wong, J.Y. Performance of the Air-cushion Surface-contacting Hybrid Vehicle for Overland operation/ J.Y. Wong // Proceedings of the institution of Mechanical Engineers. – 1972. VOL. 186.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

## ПРОГРАММА

Движение колеса через неровность, алгоритм выполнялся в пакете Maple

> restart:

with(plots):

← Пакеты построения графиков

with(CurveFitting):

Digits:=5:

u:=0:

← Исходные данные

m:=2000:

R:=.75:

f:=.05:

vv:=4:

← Единичная неровность

y:=x->-.05\*cos(3.141\*x)+.05;

plot(y(x),x=0..2,labels=[`длина, м`, `высота,

м`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14],s

ymbol=BOX,axes=boxed,style=[line,point],linestyle=1,symbolsize=10,thickn

ess=2,color=black);

y1:=D(y);

← Производные неровности

y2:=D(y1);

← Формула нормального ускорения

norysk:=vv^2\*y2(x)/(1+y1(x)^2)^1.5:

plot(norysk(x),x=0..2,labels=[`длина, м`, `нормальное ускорение,

м/с/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,1

4],symbol=BOX,axes=boxed,style=[line,point],linestyle=1,symbolsize=10,thickn

ess=2,color=black);

da:=[-2200,4.0],[-2000,3.9],[-1500,4.0],[-1000,3.8],[-

← Данные функции M(v)

500,3.78],[0,3.5],[125,3.4],[250,3.1],[375,3],[500,2.66],[625,2.25],[750,2.1],

[875,2],[1000,1.85],[1500,1.3],[1800,1.2],[2000,1.17]:

f1:=evalf(LeastSquares([da],x,curve=sum(a[i]\*x^i, i=0..6))):

v:=unapply(f1,x):

```
plot([v(x),[da]],x=-2000..2000,style=[line,point],color=black):
```

```
plot(v(zz),zz=-2000..2000,labels=[`момент сопротивления,н•м`,`скорость,
м/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROMAN,14]
,symbol=BOX,axes=boxed,style=[line,point],linestyle=1,symbolsize=10,thicknes
s=2,color=black):
```

```
M_sk:=x-
```

```
>m•R/sqrt(1+y1(x)^2)•((vv^2•y2(x)/(1+y1(x)^2)^3+9.81)•f+9.81•y1(x)):
```

← Формула момента сопротивления серийного трактора

```
g1:=plot(M_sk(x),x=0..2,labels=[`длина, м`,`момент
```

```
сопротивления,н•м`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TI
MES,ROMAN,14],symbol=BOX,axes=boxed,style=line,linestyle=1,symbolsize=
10,thickness=2,color=black):
```

```
M_sk1:=x-
```

```
>m•R/sqrt(1+y1(x)^2)•((V[i]^2•y2(x)/(1+y1(x)^2)^3+9.81)•f+9.81•y1(x)):
```

← Формула момента сопротивления трактора,  
оборудованного экспериментальным УДП

```
for i from 0 to 200
```

```
do
```

```
x[i]:=i/100.:
```

```
if i=0 then A:=1000 else A:=B fi:
```

← Итерационный алгоритм

```
nev:=100000:
```

```
while abs(nev)>1
```

```
do
```

```
t[i]:=A:
```

```
V[i]:=v(t[i]) :
```

```
t[i]:=M_sk1(i/100):
```

```
nev:=t[i]-A:
```

```
A:=t[i]:
```

```
B:=A
```

```
od
```

```
od:
```

```
for i from 0 to 200 do X[u]:=x[i]:Ms[u]:=t[i]:SK[u]:=V[i]:u:=u+1 od:
```

```
#for u from 0 to 200 do print(X[u],Ms[u],SK[u]) od:
```

```
xx:=[seq(X[i],i=0..200)]:
```

```
MOM:=[seq(Ms[i],i=0..200)]:
```

```
pp:=(xx,MOM)->[xx,MOM]:
```

```
aa:=zip(pp,xx,MOM,2):
```

```
g2:=plot(aa,0..2,style=line,linestyle=2,thickness=4,color=black):
```

```
display(g1,g2);
```

Графики функции момента и скорости  
по полученным данным итерации

```
SKOR:=[seq(SK[i],i=0..200)]:
```

```
ppp:=(xx,SKOR)->[xx,SKOR]:
```

```
aaaa:=zip(ppp,xx,SKOR,2):
```

```
plot(aaaa,0..2,labels=[`длина,
```

```
м`, `скорость,м/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIME  
S,ROMAN,14],axes=boxed,style=line,linestyle=1,thickness=2,color=black);
```

```
with(CurveFitting):Digits:=4:
```

```
da:=aaaa:
```

```
f:=evalf(LeastSquares(da,x,curve=sum(a[j]*x^j, j=0..8))):
```

```
ff:=unapply(f,x):#plot([ff(x),da],x=0..2,style=[line,point],color=black);
```

```
ver_sk:=x->vv*y1(x)/sqrt(1+y1(x)^2):
```

```
ver_sk1:=x->ff(x)*y1(x)/sqrt(1+y1(x)^2):
```

Графики вертикального  
ускорения

```
plot([ver_sk(x),ver_sk1(x)],x=0..2,labels=[`длина, м`, `вертикальная ско-  
рость,м/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,ROM  
AN,14],style=line,linestyle=[1,2],thickness=[2,4],color=black);
```

```
for i from 0 to 199 do
```

```
T[i]:=int(sqrt(1+y1(z)^2),z=X[i]..X[i+1])/(.5*(SK[i+1]+SK[i])):
```

```
kas_usk[i]:=(SK[i+1]-SK[i])/T[i]*y1(x[i])/sqrt(1+y1(x[i])^2):
```

```
nor_usk[i]:=SK[i]^2*y2(x[i])/(1+y1(x[i])^2)^2:
```

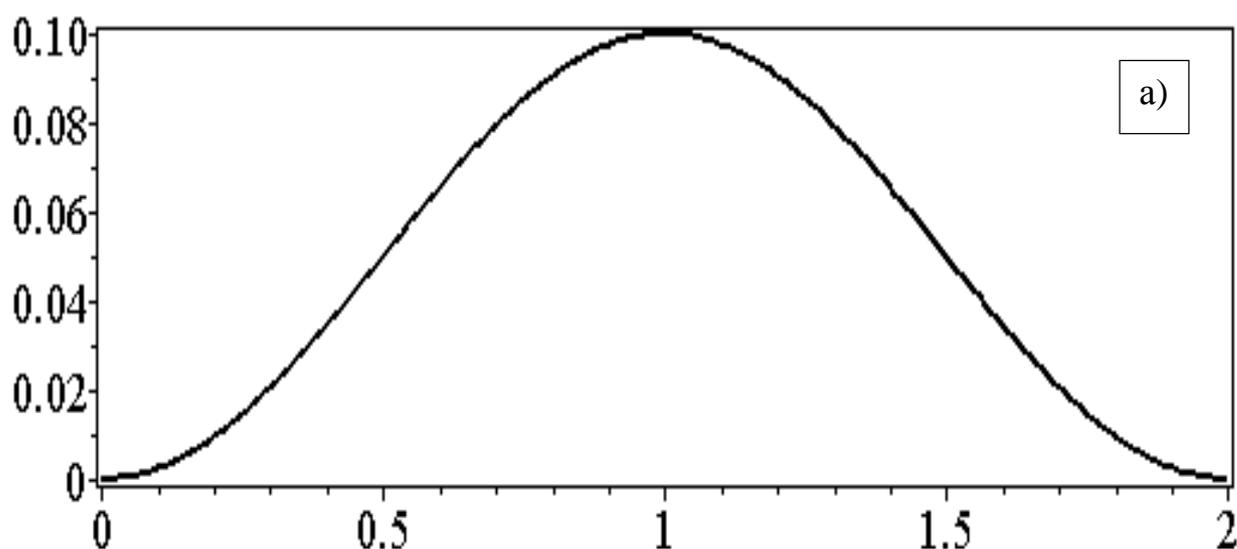
```

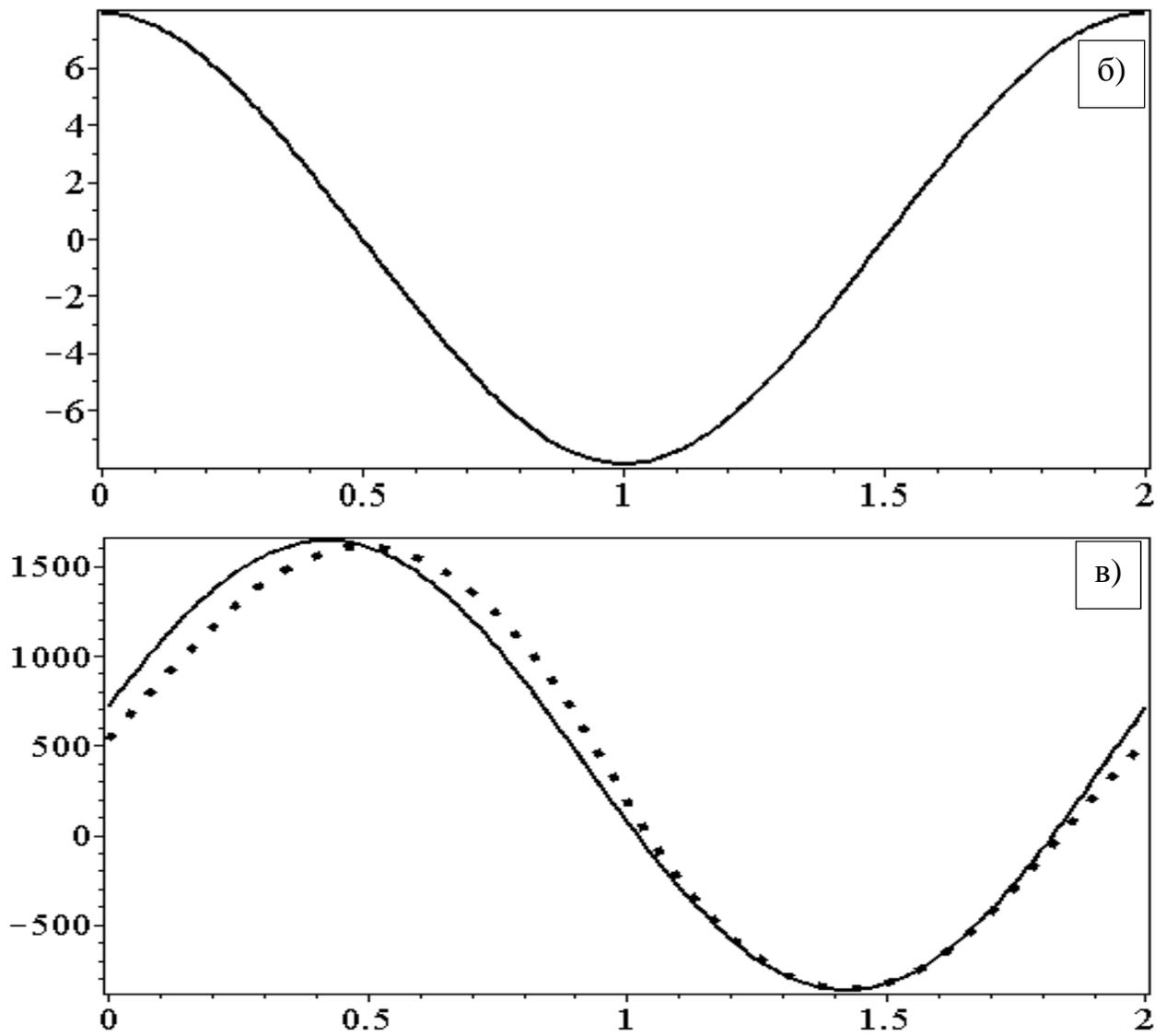
usk[i]:=kas_usk[i]+nor_usk[i]
od:
Kas_usk:=[seq(kas_usk[i],i=0..199)]:
ppp:=(xx,Kas_usk)->[xx,Kas_usk]:
aaaaa:=zip(ppp,xx,Kas_usk,2):
plot(aaaaa,0..1.99);
Nor_usk:=[seq(nor_usk[i],i=0..199)]:
pppp:=(xx,Nor_usk)->[xx,Nor_usk]:
aaaaaa:=zip(pppp,xx,Nor_usk,2):
plot(aaaaaa,0..1.99);
usk:=[seq(usk[i],i=0..199)]:
ppppp:=(xx,usk)->[xx,usk]:
aaaaaaa:=zip(pppp,xx,usk,2):
USK_BEZ:=vv^2*y2(x)/(1+y1(x)^2)^2;
plot([USK_BEZ(x),aaaaaaa],x=0..1.99,labels=[`длина, м`,`вертикальное уско-
рение,м/с/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[TIMES,RO
MAN,14],style=line,linestyle=[1,2],thickness=[2,4],color=black);

```

Графики  
касательного,  
нормального и  
результатирующего  
ускорения с серийным  
приводом и УДП

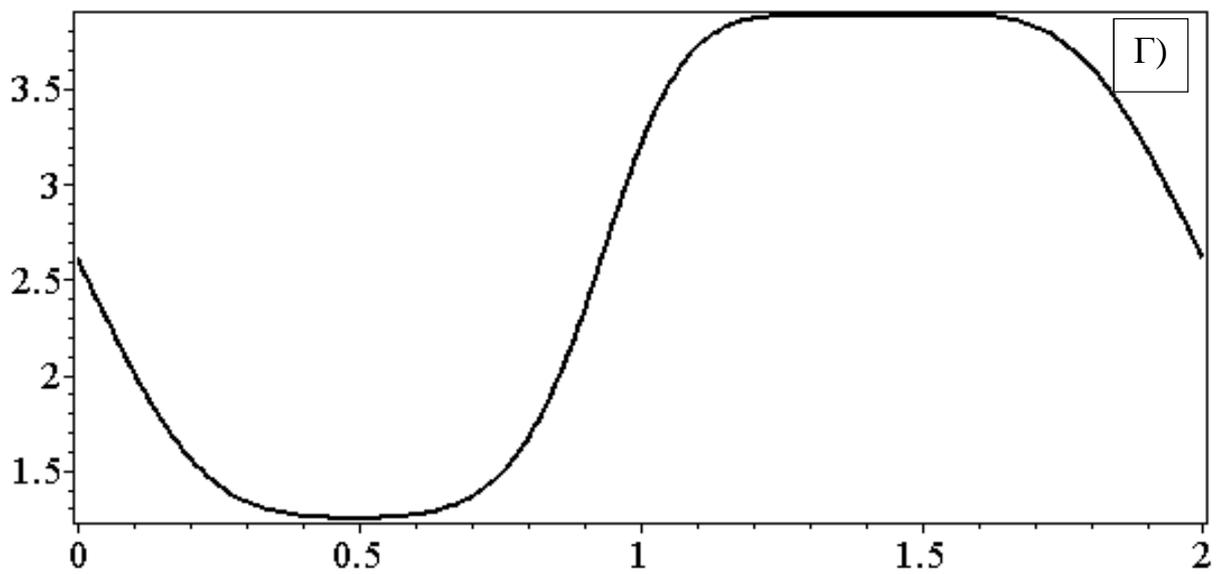
Результаты программы:

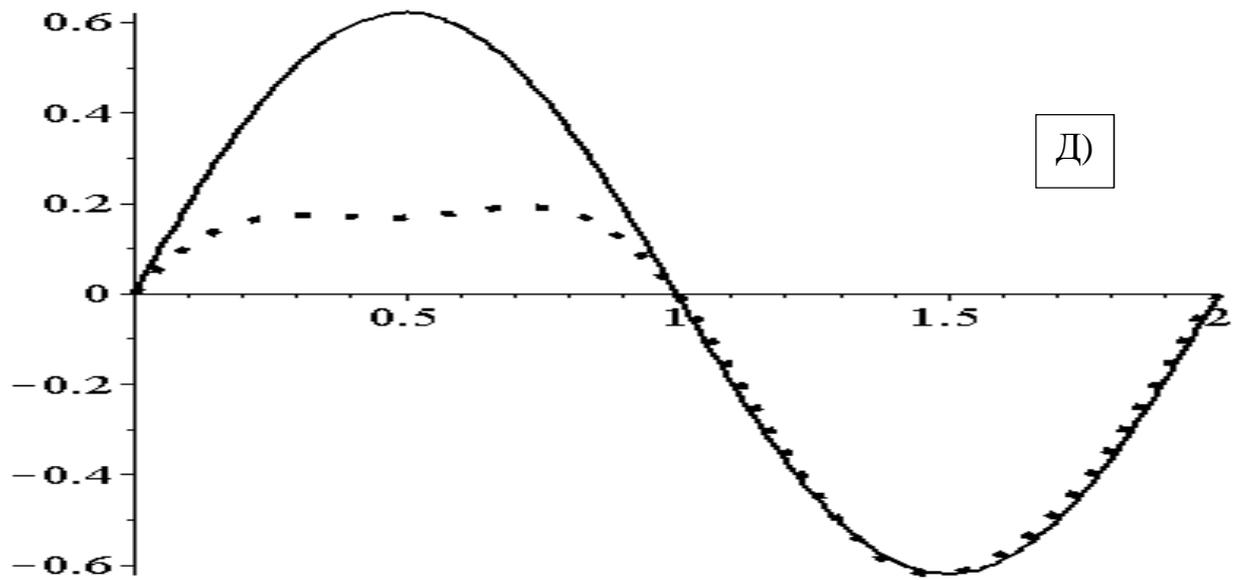




Фрагмент графиков:

а) единичной неровности, б) нормального ускорения и в) момента сопротивления

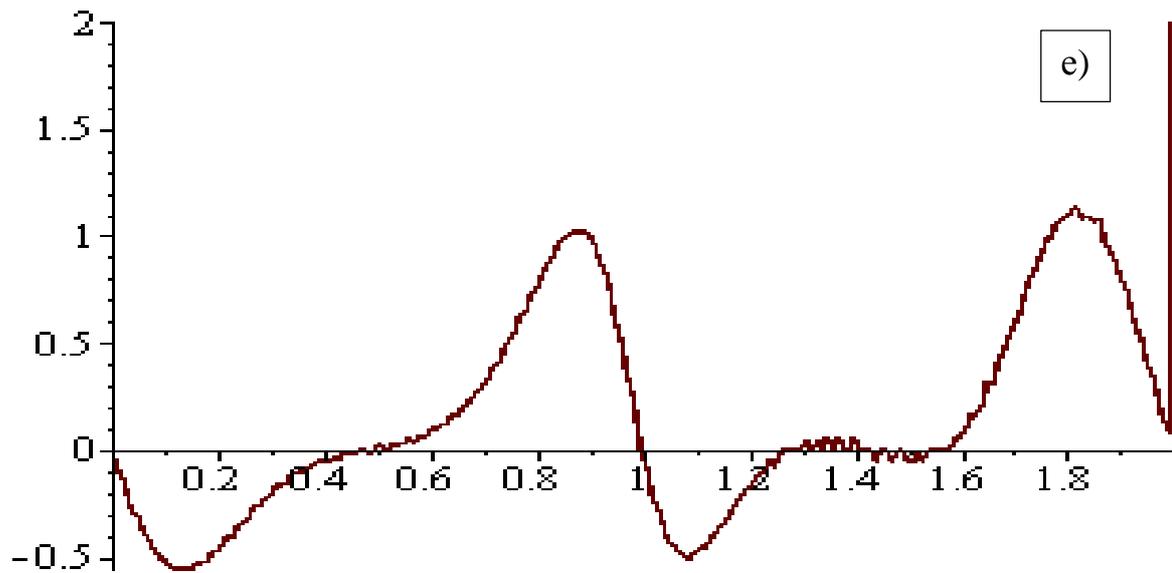


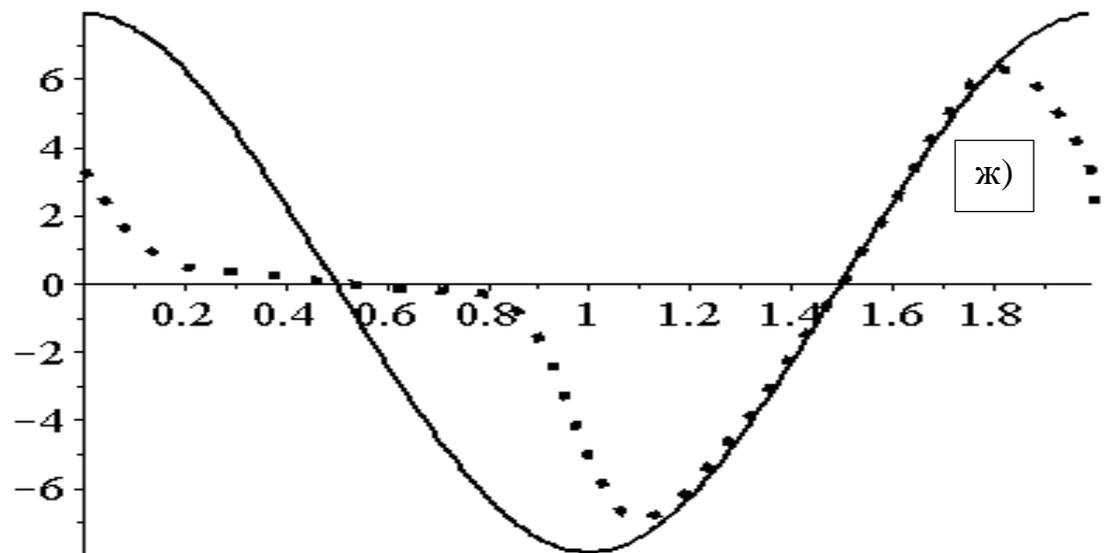
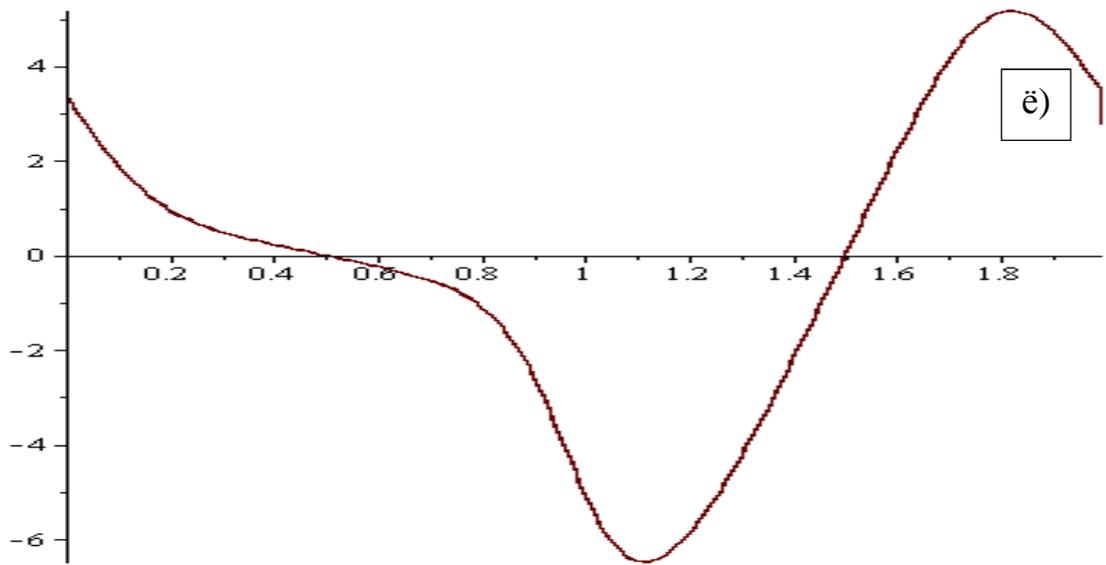


Фрагмент графиков:

г) поступательной скорости от неровности и д) вертикальной скорости от неровности

Далее вычисляются ускорения в проекции на вертикальную ось





Фрагменты графиков:

е) Касательное ускорение, ё) нормальное ускорение, ж) полное ускорение

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** <sup>(11)</sup> **2012 133 406** <sup>(13)</sup> **A**(51) МПК  
B60K 17/32 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

## (12) ЗАЯВКА НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

(21)(22) Заявка: 2012133406/11, 03.08.2012

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 03.08.2012

(43) Дата публикации заявки: 10.02.2014 Бюл. № 4

Адрес для переписки:

394087, г.Воронеж, ул. Мичурина, 1, ВГАУ, зав.  
сектором защиты интеллектуальной  
собственности Л.В. Балбековой

(71) Заявитель(и):

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
"Воронежский государственный аграрный  
университет имени императора Петра I"  
(ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ) (RU)

(72) Автор(ы):

Поливаев Олег Иванович (RU),  
Ведринский Олег Сергеевич (RU),  
Бабанин Николай Викторович (RU)

## (54) ПРИВОД КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

## (57) Формула изобретения

Привод колеса транспортного средства, включающий полуу ступицу с установленной внутри лопастью, закрепленной на ведущей оси колеса для разделения полости ступицы на две камеры, соединенные гидромагистралью с газогидравлическими аккумуляторами, и клапанами прямого и обратного действия, поршневые полости которых соединены с соответствующими газогидравлическими аккумуляторами и камерами ступицы, отличающийся тем, что снабжен тремя газогидравлическими аккумуляторами для предотвращения возникновения разряжения в камерах ступицы.

RU 2012133406 A

RU 2012133406 A

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

### Схемы подключений к аналого-цифровому преобразователю

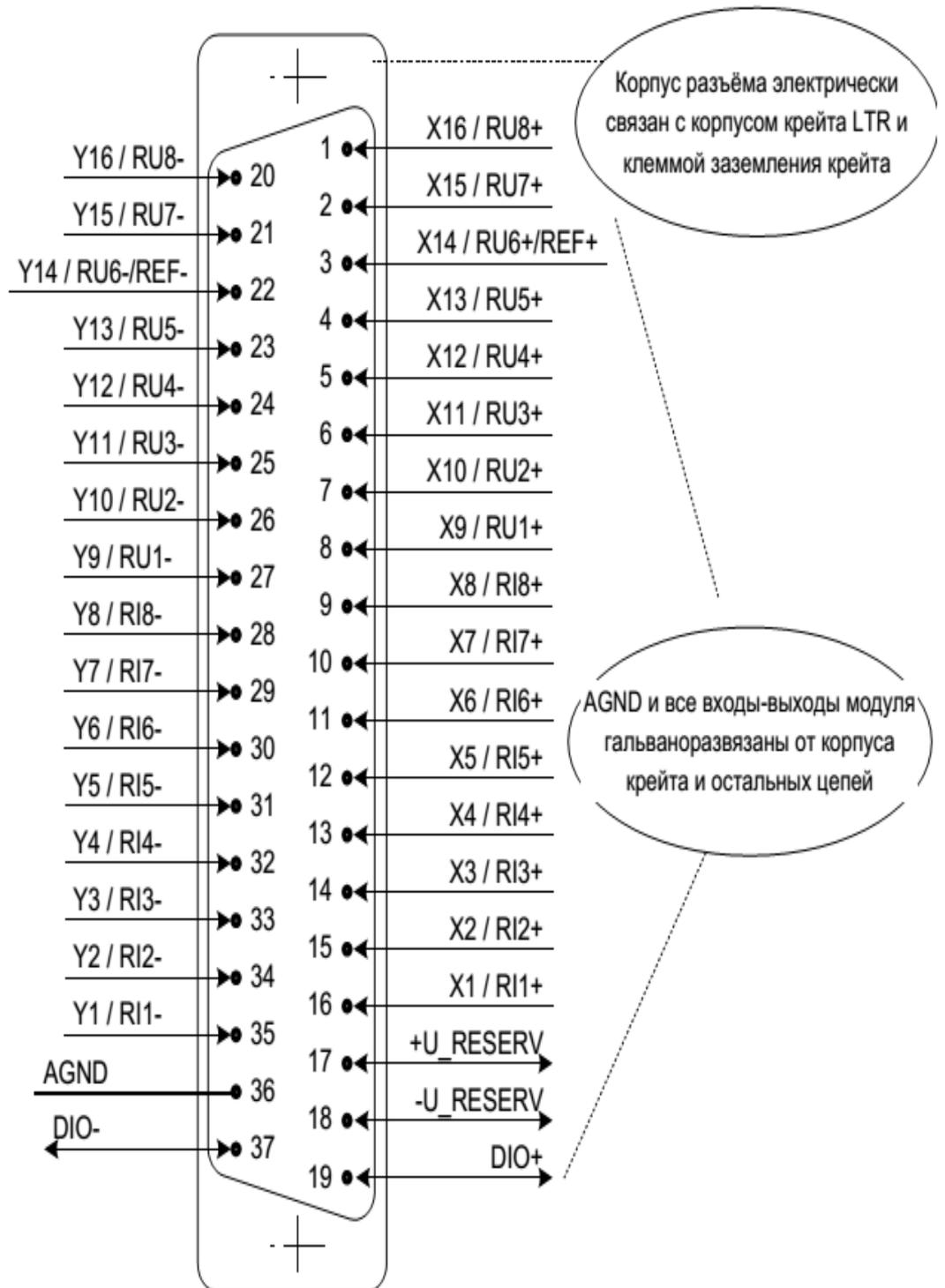


Схема назначение контактов разъемов LTR-114

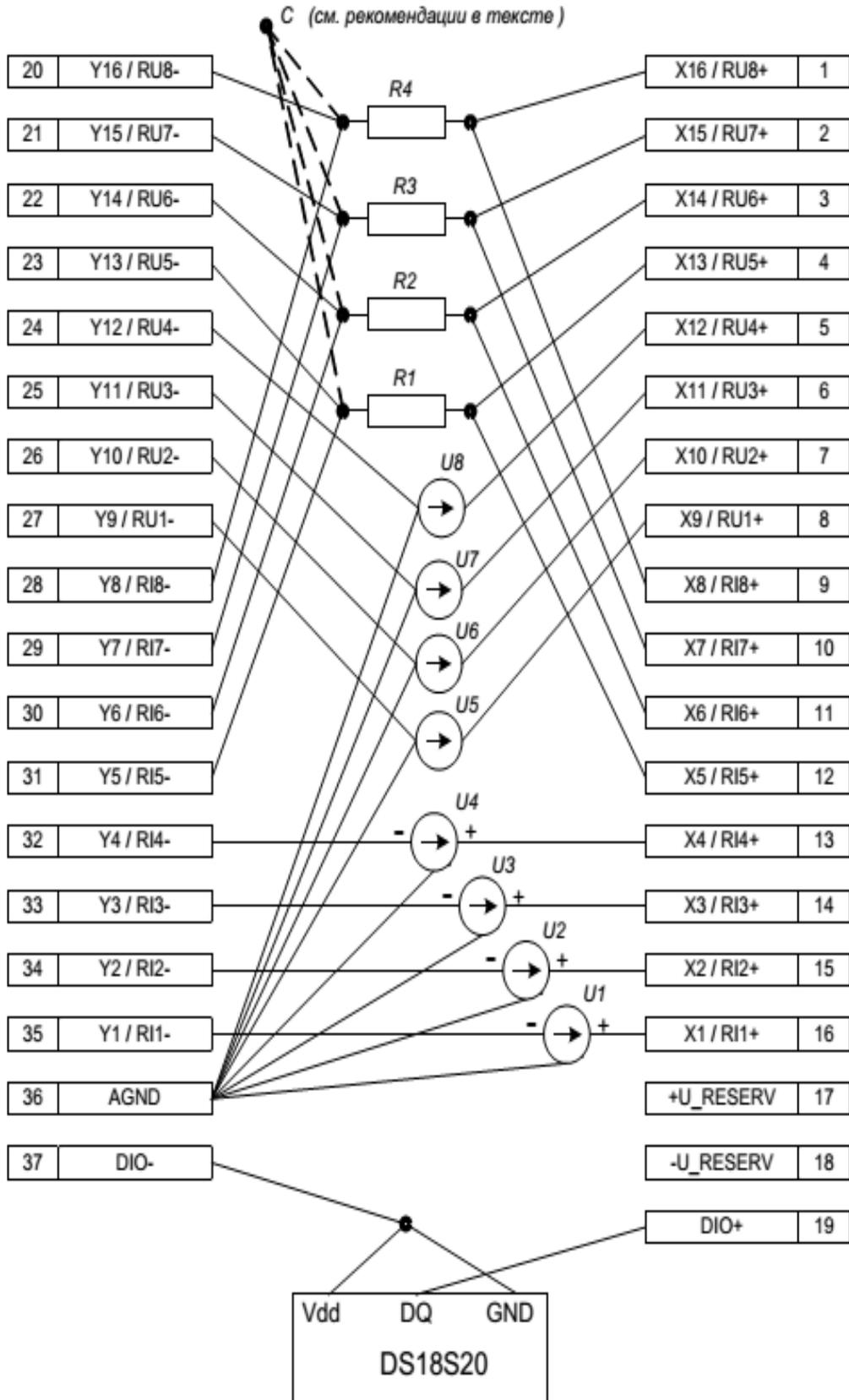


Схема подключения измерительных цепей

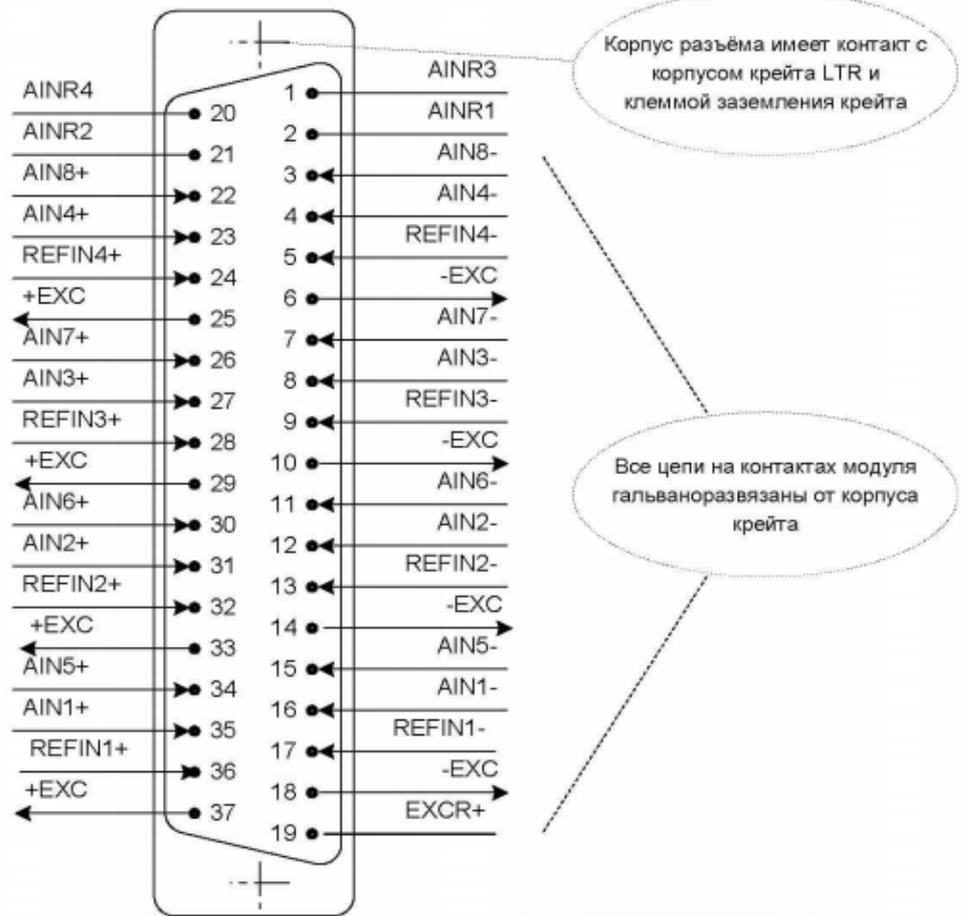
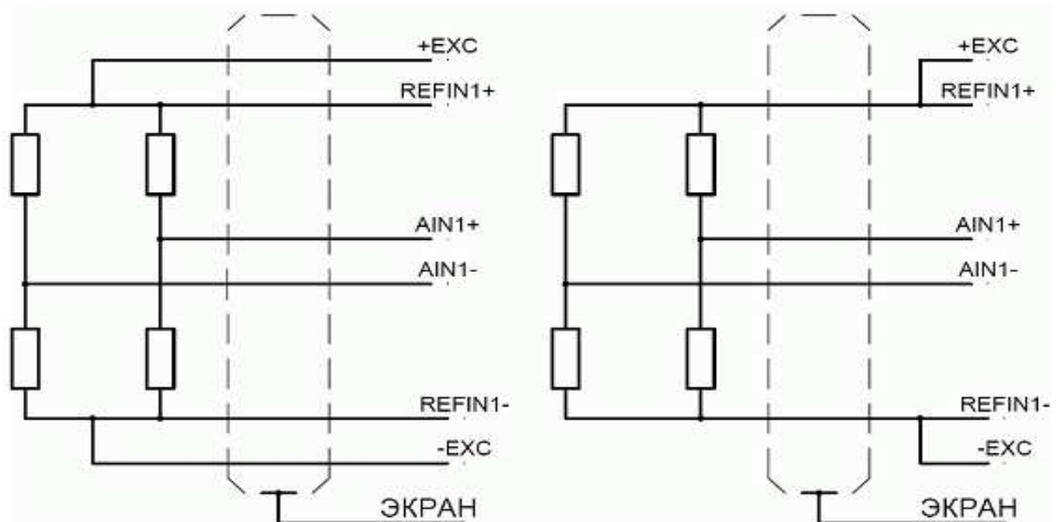


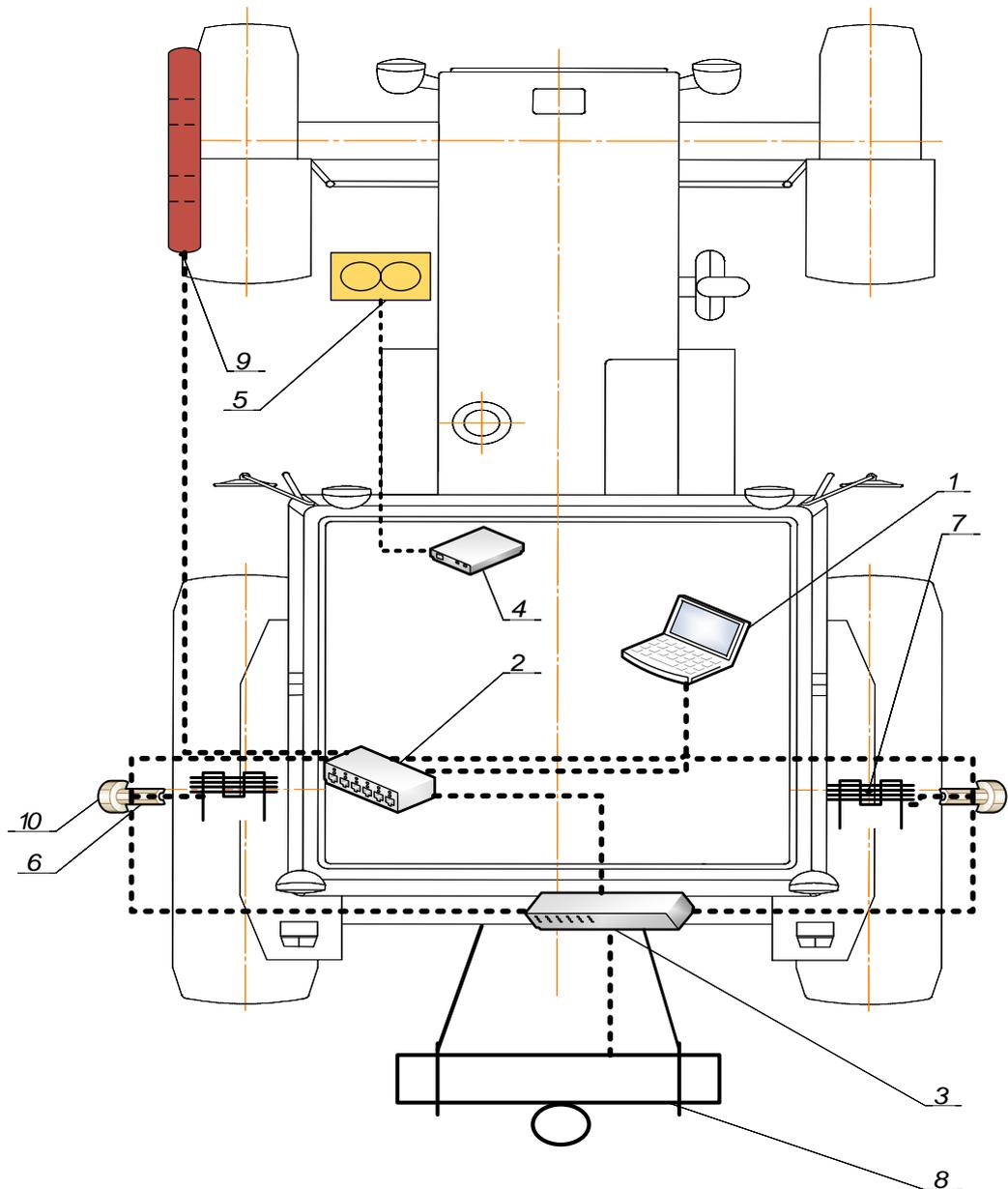
Схема назначения контактов LTR-212



6-ти и 4-х проводная мостовая схема подключения LTR212

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

### Схема расположения оборудования на тракторе



- 1 – ноутбук (установлен в кабине трактора);
- 2 – аналогово цифровой преобразователь (АЦП), состоящий из двух устройств LTR-114 и LTR-212, соединенных с центральным процессором LTR крейт;
- 3 – усилитель сигнала (ПИН-703);
- 4 – счетчик расходомера (ИП-154);
- 5 – поршневой расходомер;
- 6 – токосъемник ртутно-амальгамированный концевой 4-х контактный (ТРАК-4);
- 7 – тензометрическая рамка для замера крутящего момента;
- 8 – тензобалка для замера тягового усилия на крюке трактора;
- 9 – импульсное путевое колесо;
- 10 – индуктивный датчик замера оборотов колес

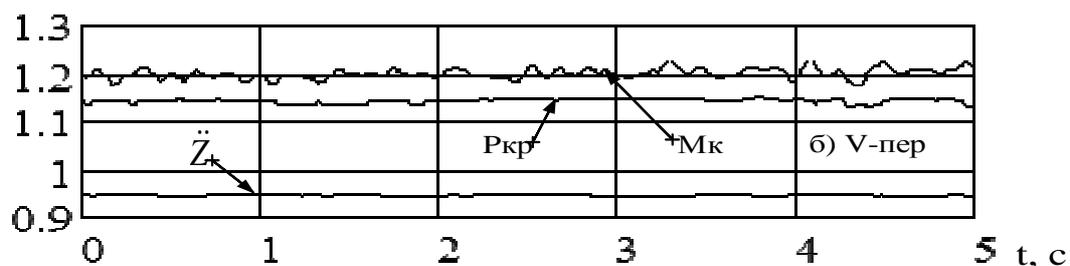
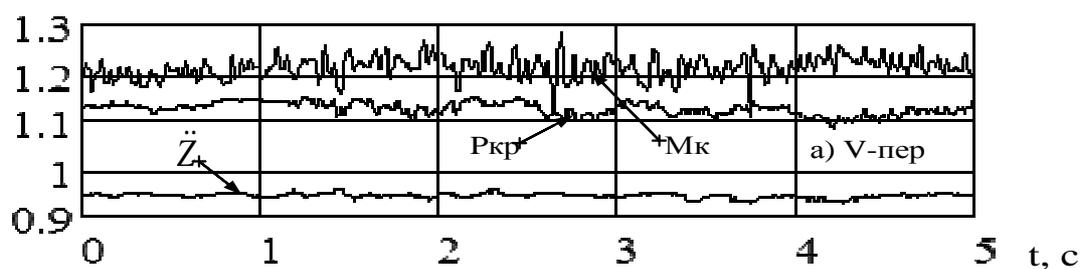
**ПРИЛОЖЕНИЕ Д**  
**Характеристики неровности дороги при V=1 м/с на основании которых**  
**моделируется профиль пути**

Дорога (фон, рельеф), автор	$\sqrt{R(0)}$ , см	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	$\alpha_1$ , I/c	$\alpha_2$ , I/c	$\beta_1$ , I/c
Асфальтированная дорога по Тихонову А.А.	0,8-1,25	0,85	0,15	0,20	0,05	0,6
Стерня озимой пшеницы против направления уборки по И.М. Антышеву	3,26	0,9	0,1	0,7	0,20	1,57
Вспаханная стерня озимой пшеницы, поперек направления уборки по И.М. Антышеву	2,42	0,7	0,3	0,65	3,20	1,57
Паровое поле, - поперек направления предшествующей обработки по И.М. Антышеву	4,09	0,9	0,1	0,5	0,4	6,48
Стерня кукурузы после уборки на силос, поперек рядка по И.М. Антышеву	3,22	0,7	0,3	0,25	0,60	1,57
Полевая дорога по Б.Н. Кириченко	1,36 – 2,78	-	1,0	-	0,19–0,78	0,49 – 0,75
Стерня, вдоль направления вспашки по Б.Н. Кириченко	1,81 – 2,02	-	1,0	-	0,18 – 0,47	0,93 – 0,425
Зяблевая вспашка, поперек борозд по Б.Н. Кириченко	2,45 – 2,80	-	1,0	-	0,75 – 3,6	0,43 – 0,69

**Теоретические результаты расчёта рабочей характеристики УДЦ.**

Передача	3	4	5	6	7
$c_{23}$ , Нм/рад	14	18	21	27	46
$c_{УДЦ}$ , Нм/рад	14,508	18,848	22,164	28,954	51,977
$c_p$ , Нм/рад	1758,5	1512,8	1299,7	1212,1	1438,6
$M_k$ , Нм	3902,9	3175,9	2714,7	2293,6	1864,9
$\varphi_z$ , рад	0,22	0,21	0,209	0,189	0,13
$\varphi_z$ , град	12,716	12,028	11,967	10,842	7,43

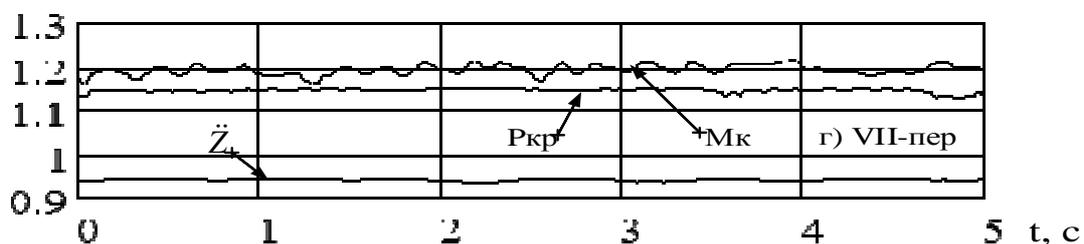
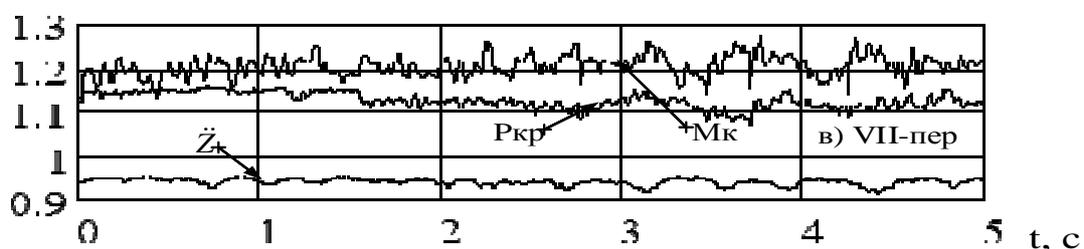
## ПРИЛОЖЕНИЕ Е



Фрагменты осциллограмм работы трактора с плугом ПЛН-3-35 с серийным приводом и УДП

а) осциллограммы серийный вариант  $\ddot{Z}$  - ускорения остова,  $M_k$  - крутящий момент,  $R_{кр}$  - тезобалка навески трактора.

б) осциллограммы опытный вариант  $\ddot{Z}$  - ускорения остова,  $M_k$  - крутящий момент,  $R_{кр}$  - тезобалка навески трактора.



Фрагменты осциллограмм работы трактора с прицепом 2ПТС-4 с серийный привод и УДП

в) осциллограммы серийный вариант  $\ddot{Z}$  - ускорения остова,  $M_k$  - крутящий момент,  $R_{кр}$  - тезобалка навески трактора.

г) осциллограммы опытный вариант  $\ddot{Z}$  - ускорения остова,  $M_k$  - крутящий момент,  $R_{кр}$  - тезобалка навески трактора.

**ПРИЛОЖЕНИЕ Ж**

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

**«КОЛОС-АГРО»**

399759, Липецкая обл., Елецкий район, д. Казинка, ул. Совхозная, 2; Р/с  
407 028 109 351 001 011 56 в Липецком ОСБ № 8593 г. Липецк Елецкое отде-  
ление СБ РФ № 927 г.

К/с 301 018 108 000 000 006 04 БИК 044206604 ИНН 4807009104 КПП  
480701001 Тел./ факс (474-67)97-2-36;

---

«Утверждаю

Директор ООО « Колос-Агро»

  
/Панов Е.А./

18.06.2015

**Справка о внедрении результатов диссертационного  
Исследования**

Выдана Бабанину Н.В., для представления в диссертационный совет Д  
220.010.04, при воронежском государственном университете им. императора  
Петра I по адресу; 394087, г. Воронеж, ул. Мичурина 1.

Бабанин Н.В. под руководством профессора Поливаева О.И., проводил  
исследования по изучению влияния упругодемпфирующего привода на плав-  
ность хода и основные эксплуатационные показатели, такие как производи-  
тельность и топливная экономичность.

**Практическое применение.**

- ТТА, оборудованный предложенным УДП, на транспорте на 3-6% сни-  
жает буксование колес и на 6-8% удельный расход топлива, повышает произ-  
водительность на 4-6%;

- МТА, оборудованный предложенным УДП, на пахоте на 10-12% сни-  
жает буксование колес и на 10-14% расход топлива, повышает производи-  
тельность на 10-12%.

Авторами подана заявка на патент РФ на конструкцию упругодемпфирующего привода.

**Практическая значимость.** Руководство хозяйства ООО «КОЛОС-АГРО» отмечает целесообразность использования практических рекомендаций кандидатской диссертации Бабанина Н.В. по оснащению упругодемпфирующими приводами колес тракторов хозяйства, обеспечивающими повышения плавности хода, и основных эксплуатационных показателей, таких как производительности и топливной экономичности.

Директор

ООО «Колос-Агро» \_\_\_\_\_ /Панов Е.А./



**ПРИЛОЖЕНИЕ И****РЕКОМЕНДОВАНО**

Учебно-методической комиссией  
агроинженерного факультета  
Протокол от 26.11.2015г.№3

Председатель  Костиков О.М.

**УТВЕРЖДАЮ**

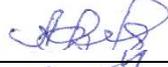
Ректор ФГБОУ ВО  
Воронежского государственного  
аграрного университета имени  
императора Петра I  
Бухтояров Н.И.

1.12.2015 г.

**АКТ****о внедрении результатов научных исследований в учебный процесс**

Комиссия в составе представителей кафедры тракторов и автомобилей Федерального бюджетного государственного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет» имени императора Петра I (ФГБОУ ВО «ВГАУ») заведующей кафедрой Поливаев О.И., доцент Костиков О.М., доцент Ворохобин А.В., доцент Божко А.В., составила настоящий акт о том, что результаты научных исследований, выполненных на кафедре тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «ВГАУ» аспирантом Бабаниным Н.В. под руководством Поливаева О.И., внедрены в учебный процесс кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «ВГАУ» при подготовке бакалавров по направлению 35.03.06 (110800.62) и магистров по направлению 35.04.06 (110800.68).

Результаты научно исследовательской работы (НИР) используют при изучении дисциплины «Тракторы и автомобили» и выполнении студентами выпускных квалификационных работ.

 \_\_\_\_\_ Поливаев О.И.  
 \_\_\_\_\_ Костиков О.М.  
 \_\_\_\_\_ Ворохобин А.В.  
 \_\_\_\_\_ Божко А.В.

30.11.2015 г.