

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

На правах рукописи

ГУБАЙДУЛИН ДАНИЯР САМАТОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЧИЗЕЛЬНО-ДИСКОВОГО
АГРЕГАТА ЗА СЧЕТ АКТИВАЦИИ РАБОЧИХ СЕКЦИЙ**

Специальность 4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромыш-
ленного комплекса (технические науки)

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Косульников Роман Анатольевич
д.т.н., доцент

Волгоград - 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ОБЗОР РАБОТ, ПОСВЯЩЕННЫХ ПРИМЕНЕНИЮ ВИБРАЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МА- ШИН.....	9
1.1 Рабочая секция почвообрабатывающего орудия как колебательная система.....	9
1.2. Оценка возможностей почвенного фона по генерации устойчивых колебаний рабочих секций почвообрабатывающих орудий	12
1.3. Энергетическая эффективность применения вибрации рабочего органа при обработке почв.....	18
1.4 Упругое крепление рабочих секций в комбинированных агрега- тах.....	31
ВЫВОДЫ	37
ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	39
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ГЕНЕРА- ЦИИ УСТОЙЧИВЫХ КОЛЕБАНИЙ СЕКЦИЙ ЧИЗЕЛЬНО-ДИСКОВОГО АГРЕГАТА.....	40
2.1 Конструкционные особенности крепления чизельных секций к ра- ме чизельно-дискового агрегата.....	40
2.2. Теоретическое обоснование условия возникновения устойчивых колебаний секций чизельно-дискового агрегата.....	47
2.2.1 Определение собственной частоты колебаний чизельной сек- ции.....	47
2.2.2 Условие возникновения резонанса в системе «рабочая секция- почва».....	52
2.3. Основные элементы теории статистической динамики машинно- тракторных агрегатов.....	54
2.4 Расчет величины давления в гидравлическом контуре защиты чи- зельных секций.....	59
2.4.1 Определение рабочего объема пневмогидроаккумулятора	59
2.4.2 Расчет усилия на штоке и перемещения поршня гидроцилиндра гидравлической защиты стоек.....	62
2.4.3 Определение коэффициента жесткости гидравлической системы защиты чизельных секций.....	64
2.5 Аналитическая оценка генерации периодических установившихся колебаний чизельной секции на резонансном режиме.....	67
ВЫВОДЫ	75
3. ПРОГРАММА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЧИ- ЗЕЛЬНО-ДИСКОВОГО АГРЕГАТА.....	77
3.1 Обоснование и выбор объекта испытаний.....	77
3.2 Адаптивная система регулировки давления в гидравлическом кон- туре чизельно-дискового орудия.....	84
3.3 Размещение и тарировка измерительной и регистрирующей аппа-	

ратуры на объекте испытаний.....	89
ВЫВОДЫ	98
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЧИ- ЗЕЛЬНО – ДИСКОВОГО АГРЕГАТА ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ВЕЛИЧИНЕ ДАВЛЕНИЯ В КОНТУРЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ СТО- ЕК.....	99
4.1 Спектральная характеристика возмущающего воздействия на чи- зельную секцию со стороны почвенного фона.....	99
4.2. Спектральный анализ тягового сопротивления чизельно- дискового орудия.....	102
4.3 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на среднее значение тягового сопротивления секции и агрега- та в целом.....	105
4.4 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на значение горизонтального ускорения носка рабочего орга- на чизельной стойки.....	109
4.5 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на глубину обработки.....	112
4.6 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом кон- туре защиты стоек на буксование трактора.....	117
4.7 Производственные показатели чизельно-дискового агрегата при различном давлении в гидравлическом контуре защиты секций	118
ВЫВОДЫ	120
5. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕ- НИЯ РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ РАБОЧИХ СЕКЦИЙ ЧИ- ЗЕЛЬНО-ДИСКОВОГО АГРЕГАТА.....	122
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	125
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	127
ПРИЛОЖЕНИЯ	

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Одной из главных задач в технологиях производства сельскохозяйственных культур является подготовка почвенного фона. Данная составляющая технологического процесса направлена на формирование благоприятных почвенных условий для развития и роста семенного материала, сохранение и повышение плодородия почвенного фона.

В качестве основного критерия при комплектовании почвообрабатывающего агрегата принято использовать минимум приведенных затрат на выполнение заданной технологической операции обработки почвы. Данный критерий по своей сути является интегральным показателем, характеризующим: металлоемкость машинно-тракторного агрегата (вес трактора и почвообрабатывающего орудия); расход топлива; затраты труда и сохранение плодородия почвенного фона.

К основным направлениям снижения приведенных затрат можно отнести изменение принятой технологии возделывания сельскохозяйственных культур (нулевая или минимальная технология); оптимизацию параметров машинно-тракторного агрегата (эксплуатационная масса трактора, ширину захвата, скорость движения); использование комбинированных агрегатов; активация рабочих секций почвообрабатывающих машин за счет применения вибраций и колебаний.

Достоинством последнего направления считается его всеобъемлющий характер, т. к. данное направление может развиваться как отдельно, так и комбинированно с любыми другими мероприятиями, направленными на минимизацию приведенных затрат.

В связи с этим повышение производительности комбинированных машинно-тракторных агрегатов за счет активации рабочих секций почвообрабатывающего орудия является актуальной задачей, составляющей основу данного исследования.

Степень разработанности темы

Исследованием процессов взаимодействия упругозакрепленной рабочей секции почвообрабатывающего орудия с почвенным фоном занимались

следующие отечественные ученые: С.А. Васильев, Д. С. Гатич, И. В. Игнатенко, С. В. Левицкий, В.А. Эвиев, Н. И. Джабборов, А. С. Кушнарев, Н. Г. Кузнецов, С.И. Камбулов, Г. Н. Синеоков, Е. А. Дубровский, А. Б. Кудзаев, В. Р. Мухамедов, И. В. Трофимов, С. Г. Мударисов, М. А. Донченко, С. Е. Федоров, С. Ю. Дмитриев, С.В. Василенко и др.

В работах перечисленных авторов установлена взаимосвязь между жесткостью крепления рабочей секций и её тяговым сопротивлением, при этом в качестве упругого элемента в креплении рабочей секции выступали либо пружины цилиндрической формы, либо конструкция крепления секции почвообрабатывающего орудия сама обеспечивала необходимую подвижность системы. Такие конструктивные элементы обладают существенным недостатком – сложностью регулировки жесткости системы, что резко снижает эффективность её работы в изменяющихся условиях нагружения. Использование в качестве упругих элементов гидравлических систем позволяет повысить эффективность применения вибрации, а самое главное, создавать на их основе адаптивные системы, позволяющие автоматически настраивать систему на оптимальные режимы работы.

Объект исследования – чизельно-дисковый агрегат с гидравлической защитой рабочих секций.

Предмет исследования – закономерности изменения эксплуатационных показателей чизельно-дискового агрегата на резонансных режимах работы рабочих секций.

Целью исследования является – повышение производительности чизельно-дискового агрегата, оборудованного гидравлической защитой чизельных секций, за счет генерации вибрации секций.

Задачи исследования:

- 1) изучить опыт применения вибрации рабочих органов почвообрабатывающих орудий с точки зрения снижения энергоемкости технологических операций и конструктивного исполнения узлов крепления рабочих органов;
- 2) теоретически обосновать основные параметры гидравлической защиты секций чизельно-дискового орудия, позволяющие настраивать секции на резонансный режим работы;

3) разработать математическую модель движения секции чизельно-дискового орудия в обрабатываемой среде, на основании которой оценить возможность возникновения устойчивых колебаний в системе «рабочая секция-почва»;

4) разработать адаптивную систему регулирования жесткости в гидравлической системе защиты секций чизельно-дискового орудия;

5) провести экспериментальные исследования чизельно-дискового орудия с гидравлической защитой секций. В результате которых установить влияние резонансного режима работы секций на эксплуатационные показатели агрегата;

б) обосновать экономическую целесообразность использования резонансного режима работы секций чизельно-дискового орудия.

Научная новизна работы заключается:

— в обосновании применимости конструкции гидравлической защиты секций чизельно-дискового орудия в качестве системы способной обеспечивать настройку секций на резонансный режим работы;

— разработке адаптивной системы регулирования жесткости в гидравлическом контуре защиты секций чизельно-дискового орудия;

— результатах теоретических и экспериментальных исследований оценки эффективности применения резонансного режима работы секций чизельно-дискового орудия.

Теоретическая и практическая значимость работы

Теоретическая значимость работы заключается в разработке математической модели движения секции чизельно-дискового орудия в обрабатываемой среде, позволяющей оценить возможность возникновения колебаний в системе «рабочая секция-почва».

Практическая значимость работы заключается в разработке адаптивной системы регулирования жесткости в гидравлической системе защиты секций чизельно-дискового орудия.

Методология и методы исследования

Методология исследования базировалась на поиске и обосновании критериальных пороговых ограничений, способствующих разработать эффективные методы повышения эксплуатационных показателей объекта исследования.

Методы исследования базируются на теоретическом обосновании предложенных мер, выполненного с применением классических законов земледельческой механики, прикладной механики, теории колебаний твердых тел и методов статистической обработки экспериментальных данных, и экспериментальной их верификацией в реальных условиях эксплуатации.

Положения выносимые на защиту:

- 1) теоретическое обоснование основных параметров гидравлической защиты секций чизельно-дискового орудия, позволяющих настраивать секции на резонансный режим работы;
- 2) математическая модель движения секции чизельно-дискового орудия в обрабатываемой среде;
- 3) адаптивная система регулирования жесткости в гидравлической системе защиты секций чизельно-дискового орудия;
- 4) результаты экспериментальных исследований чизельно-дискового орудия с гидравлической защитой секций на резонансном режиме работы.

Степень достоверности и апробация результатов

Достоверность результатов проведенного исследования подтверждается использованием современной регистрирующей и измерительной аппаратуры в процессе проведения натуральных испытаний, а также высокой схожимостью теоретических данных и данных, полученных экспериментальным путем.

Основные положения работы были представлены и обсуждены на конференциях различного уровня, среди них:

— Перспективные тенденции развития научных исследований по приоритетным направлениям модернизации АПК и сельских территорий в со-

временных социально-экономических условиях. Национальная научно-практическая конференция 15 декабря 2021 г. Волгоград.

— Инновационные технологии в агропромышленном комплексе в условиях цифровой трансформации. Материалы Международной научно-практической конференции 9-11 февраля 2022 г. Волгоград.

— Инновационные технологии в агропромышленном комплексе в условиях цифровой трансформации. Международная научно-практическая конференция, посвященная 80-летию победы в Сталинградской битве г. Волгоград, 16-17 февраля 2023 г.

— Инновационные технологии в агропромышленном комплексе в условиях цифровой трансформации. Международная научно-практическая конференция, посвященная 80-летию со дня основания ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ 08-09 февраля 2024 г.

Структура и объем диссертации

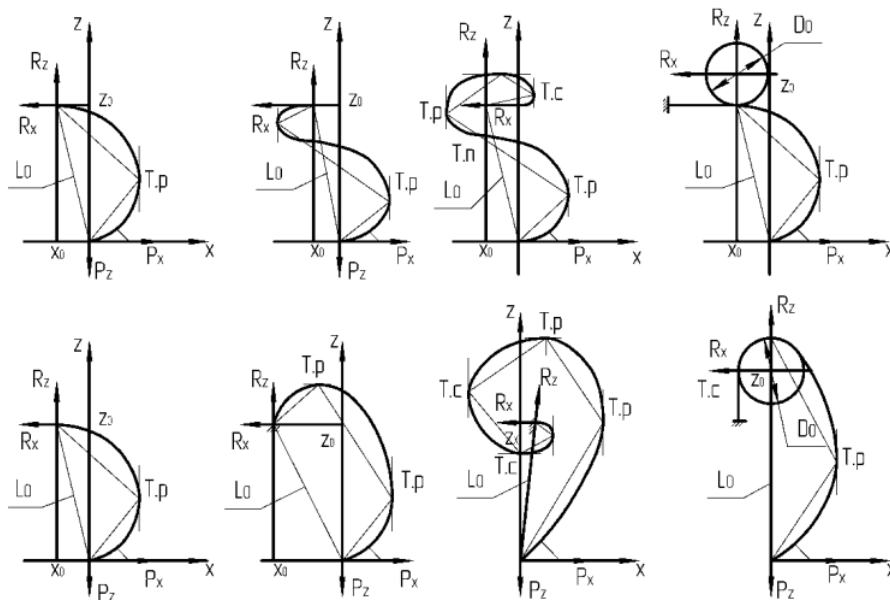
Представленная диссертационная работа оформлена в соответствии с требованиями ГОСТ Р 7.0.11.-2011 Диссертация и автореферат диссертации. Структура и правила оформления. Текст диссертации включает в себя: введение (введение, глава 1); основную часть (главы 2,3,4,5); заключение; список литературы. Текст диссертации представлен на 128 страницах, включает в себя 69 иллюстраций, 4 таблицы и 5 приложений.

По теме диссертационного исследования опубликовано 12 научных работ, 6 статей в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ, 2 патента на изобретение. Объем опубликованных работ составляет 5,62 п.л., из них 2,05 п.л. принадлежит лично автору.

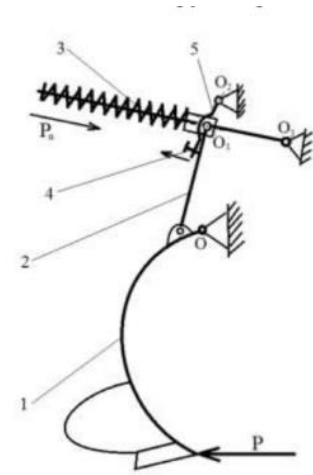
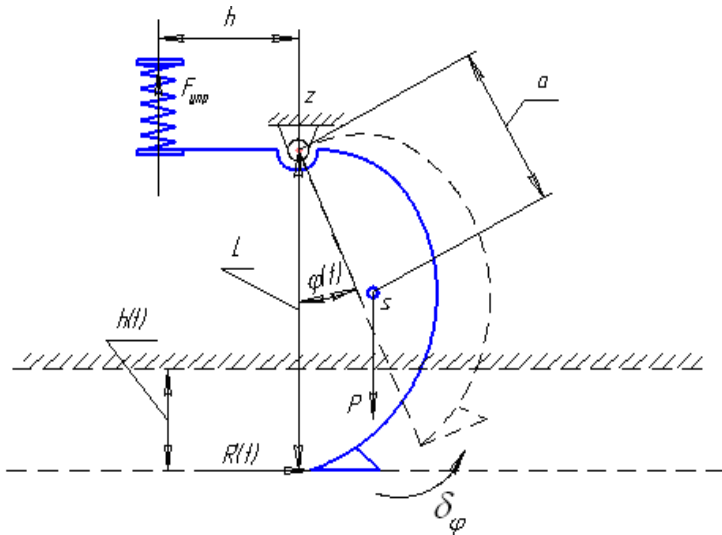
1 ОБЗОР РАБОТ, ПОСВЯЩЕННЫХ ПРИМЕНЕНИЮ ВИБРАЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

1.1 Рабочая секция почвообрабатывающего орудия как колебательная система

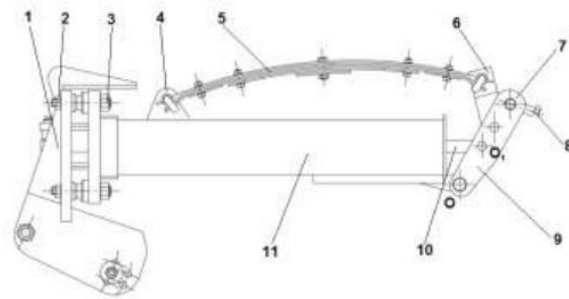
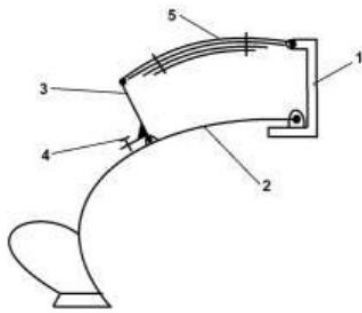
В конструкциях современных почвообрабатывающих машин предусматриваются специальные предохранительные узлы в креплениях рабочих секций к несущей раме орудия. Целью данных узлов является защита рабочих секций от перегрузки при наезде на случайное препятствие. Конструкторское исполнение таких предохранительных элементов может быть достаточно разнообразным [3, 4, 10, 11, 15, 16, 17, 25, 26, 33, 35, 38, 39, 42, 45, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 66, 67, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 84, 87, 89, 92]. На рисунке 1.1 представлены кинематические и расчетные схемы наиболее распространенных конструкций.



a)



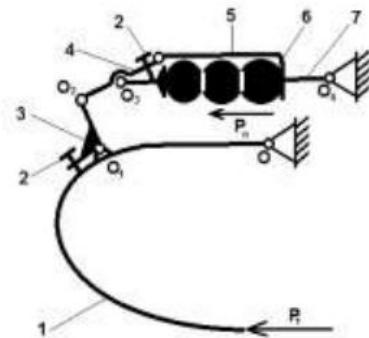
б)



«1 – кронштейн секции; 2 – грядиль; 3 – двуплечий рычаг; 4 – регулировочный болт; 5 – рессора» [90].

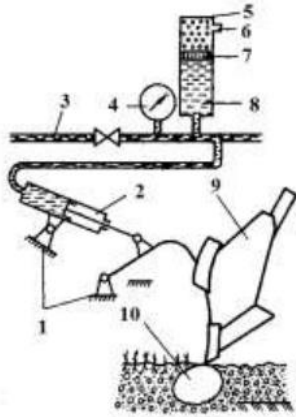
«1 – кронштейн крепления к раме; 2 – болты с шаровым наконечником; 3 – болт с пазом; 4 – ушко; 5 – рессора; 6 – кронштейн; 7 – палец; 8 – регулировочный болт; 9 – рычаг; 10 – тяга» [90].

в)

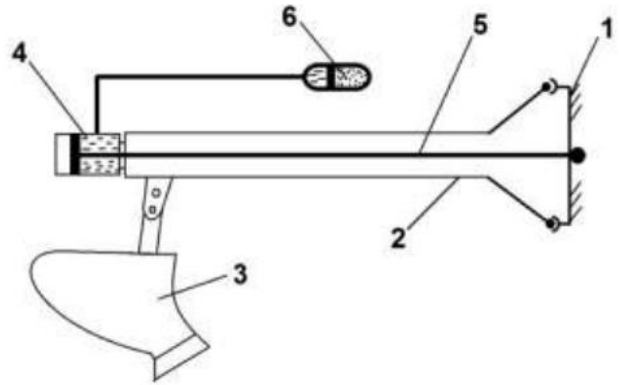


1- стойка; 2 – ограничитель; 3 - двуплечий рычаг; 4 – коромысло; 5 – рычаг; 6 – резиновые подушки; 7 – ось.

г)

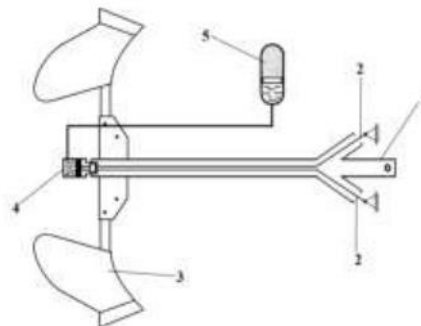


«1 – рама плуга; 2 – гидроцилиндр; 3 – маслопровод; 4 – манометр; 5 – пневмогидроаккумулятор; 6 – штуцер для заправки; 7 – поршень; 8 – полость цилиндра с маслом; 9 – корпус плуга; 10 – препятствие» [44].



«1 – кронштейн; 2 – грядиль; 3 – корпус; 4 – гидроцилиндр; 5 – тяга; 6 – гидропневматический аккумулятор» [93].

д)



1 – грядиль; 2 – упорный рычаг; 3 – корпус; 4 – гидроцилиндр; 5 – гидропневматический аккумулятор.

е)

Рисунок 1.1 Кинематические и принципиальные схемы рабочих секций с различным исполнением предохранительного звена: а) – предохранительное звено в виде пружинной стойки; б) – предохранительное звено в виде цилиндрических пружин, работающих на растяжение или сжатие; в) – предохранительное звено в виде листовой рессоры; г) – предохранительное звено в виде пневматической системы; д) – предохранительное звено в виде гидравлической системы; е) – предохранительное звено в виде гидропневматической системы

Анализ представленных исполнений предохранительных звеньев показывает, что рассматриваемые рабочие секции, так или иначе, оборудованы упругим звеном. Следовательно, данные конструкции можно рассматривать как колебательную систему, которая, при определенных внешних возмущающих воздействиях, может совершать вынужденные колебания. Частота и амплитуда этих колебаний будет определяться как частотой и амплитудой внешней возмущающей силы, так и внутренними упруго-массовыми характеристиками самой системы.

К основным отличительным признакам рассматриваемых систем как колебательного контура, относятся:

- колебательная система является автономной;
- поступление возмущающего воздействия на систему носит периодический характер и регулируется кинематическими характеристиками самой системы;
- так как система находится под действием внешних сил, то рассматриваемая система является незамкнутой. Динамический характер возмущающего воздействия определяется скоростью движения системы и её упруго-массовыми характеристиками;
- существование обратной связи между рассматриваемой системой и источником возмущающего воздействия.

Следующий вопрос, на который необходимо ответить: при каких условиях работы возможна генерация колебаний механической системы с заданными значениями частоты и амплитуды?

1.2. Оценка возможностей почвенного фона по генерации устойчивых колебаний рабочих секций почвообрабатывающих орудий

В работе [86] показано, что существенное снижение прочностных характеристик почвы (до 20%) наблюдается при воздействии на неё деформа-

тором, совершающим колебания с ускорением $0,4 \text{ a/g}$. Само понятие «ускорение колебаний» не корректно с точки зрения классической теории колебаний, правильно использовать общепринятые характеристики колебаний, такие как частота и амплитуда. Использование данного показателя применительно к рабочей секции почвообрабатывающей машины, а точнее, к точке, принадлежащей носку рабочего органа, оправдано следующими причинами:

- в процессе проведения экспериментальных исследований колебательные процессы секции фиксируются, как правило, датчиками ускорения, располагаемыми на исполнительном органе секций;

- данный параметр позволяет через известные математические зависимости получить непосредственно основные характеристики колебательного процесса секций.

Попытка оценить уровень генерирующих особенностей различных почвенных фонов реализована в работе [47]. Авторы работы провели ряд поисковых экспериментальных исследований, в результате которых фиксировались осциллограммы тягового сопротивления культиватора на различных почвенных фонах.

Почвенные фоны подбирались в зависимости от гранулометрического состава почвы. Авторами была выдвинута гипотеза, о предположении о том, что сгенерировать высокочастотные вынужденные колебания рабочих секций почвообрабатывающих машин могут не все типы почв. Обосновывают они это тем, что деформации разрушения почвенного пласта (уплотнения, подъема, скалывания) существенно зависят от гранулометрического состояния почвенного фона. В более ранних работах [23,24] показано, что основу динамического характера сопротивления рабочего органа в обрабатываемой среде формирует именно деформация скалывания. Такие виды деформации преобладают по отношению к другим видам деформации на почвах, состав которых содержит высокое процентное содержание глины.

Обработка экспериментальных осциллограмм тягового сопротивления позволила авторам получить амплитудно-частотные характеристики изучае-

мого процесса (рисунок 1.2), которые легли в основу расчета величины ускорения носка рабочего органа почвообрабатывающего орудия.

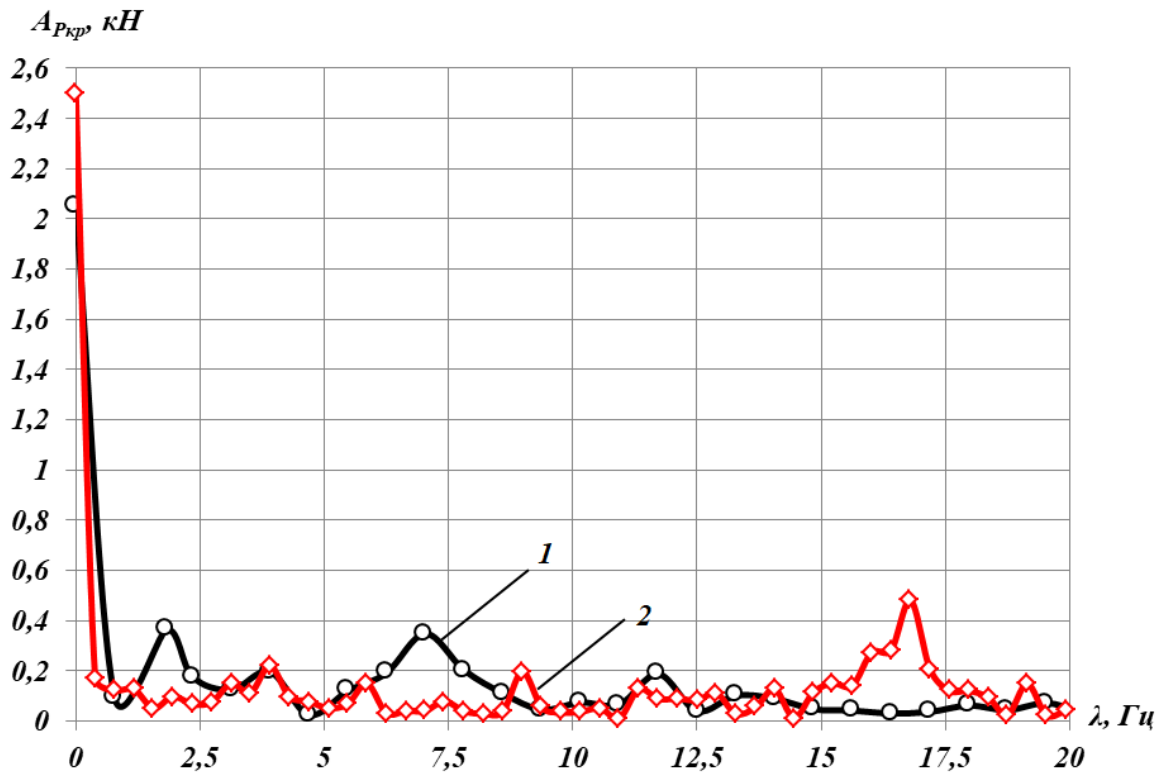


Рисунок 1.2 – Амплитудно-частотная характеристика сопротивления экспериментального культиватора: 1 – среднесуглинистый почвенный фон; 2 – тяжелосуглинистый почвенный фон

Полученные в результате счета кривые 1 и 2 характеризуют частотный состав нагружающего усилия на среднесуглинистом и тяжелосуглинистом почвенном фоне соответственно.

В результате анализа расчетных кривых авторы выделяют две ярко выраженные частоты на первой кривой: 2 Гц, соответствующие амплитуде 40Н; 7 Гц, соответствующие амплитуде 38 Н. Полученные значения частот использовались авторами в дальнейшем при настройке секции культиватора на резонансный режим работы. Пользуясь аналитической зависимостью 1.1 и принимая во внимание, что вторая частота по энергетическому уровню является более мощной, авторы оценили значение ускорений носка рабочего ор-

гана, которые может сгенерировать данный почвенный фон.

$$a = \frac{A_{P_{кр}} \cdot \lambda^2}{c} = \frac{380 \cdot (6,28 \cdot 7)^2}{120000} = 6,11 \text{ м/с}^2 \quad (1.1)$$

где $A_{P_{кр}}$ — значение амплитуды исследуемого процесса, Н; λ — значение частоты, соответствующее верхней границе амплитуды фиксируемого сигнала, Гц; c — значение приведенной жесткости секции культиватора, Н/м.

В изучаемой работе показано, что полученное расчетным путем значение ускорения позволяет снизить коэффициент внутреннего трения почвы до 40%, в результате чего авторы делают вывод что исследуемый почвенный фон можно классифицировать как почвенный фон с сильной генерирующей способностью.

Используя расчетные данные второй кривой амплитудно-частотной характеристики, было получено

$$a = \frac{200(6,28 \cdot 9)^2}{120000} = 5,32 \text{ м/с}^2, \quad (1.2)$$

что, как показывают авторы работы, вполне достаточно для уменьшения внутреннего коэффициента трения почвы на 35%.

Другая серия поисковых экспериментов была проведена на легкосуглинистом и супесчаном почвенных фонах. Результаты амплитудно-частотных характеристик тягового сопротивления культиватора показаны на рисунке 1.3.

Анализ расчетных кривых показывает отсутствие высокочастотных энергетических уровней, способных генерировать ускорение носка рабочего органа с требуемыми значениями.

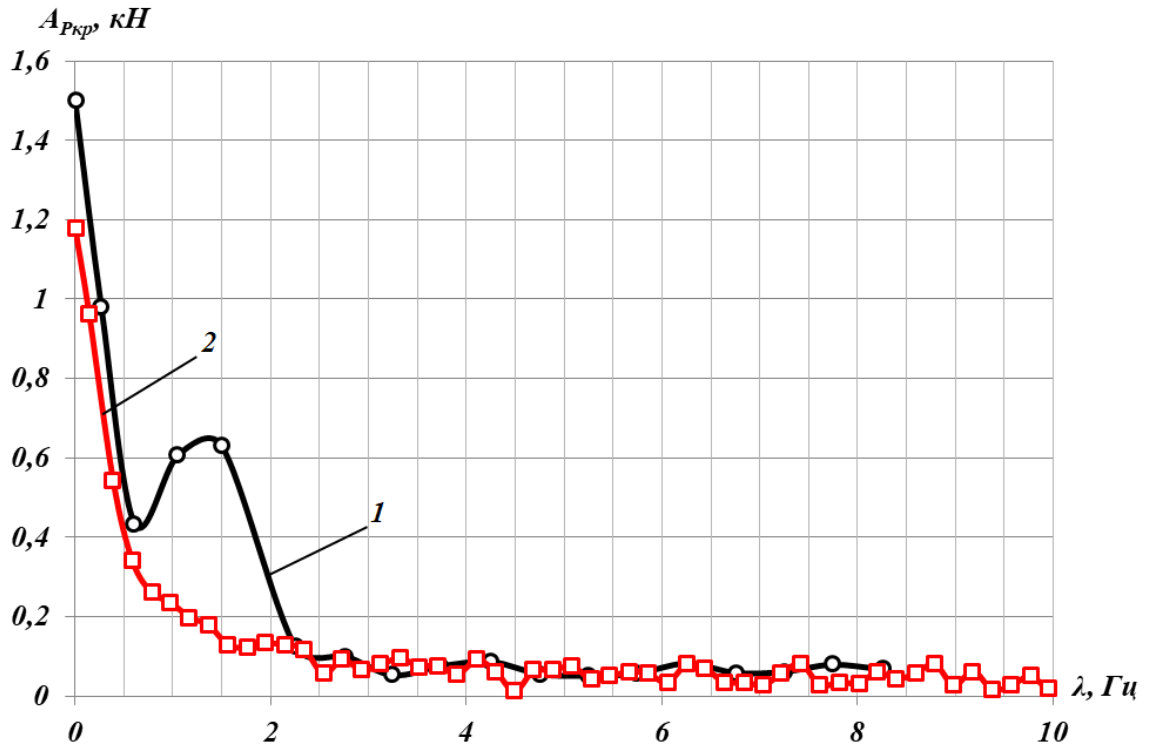


Рисунок 1.3 - Амплитудно-частотная характеристика сопротивления экспериментального культиватора: 1-легкосуглинистый почвенный фон; 2-супесчаный почвенный фон

Принятое для расчета значение частоты 1,2 Гц, соответствующее значению амплитуды равной 600Н, дает заниженное значение ускорения колебаний, явно недостаточного для снижения прочностных показателей обрабатываемого материала.

$$a = \frac{600(6,28 \cdot 1,2)^2}{120000} = 0,28 \text{ м / с}^2 \quad (1.3)$$

Набор экспериментальных данных и их анализ с применением статистической динамики позволил выполнить классификацию почвенных фонов по их динамическому воздействию на колебательную систему рабочих секций. Сама классификация представлена авторами в виде общепринятого деления почв по гранулометрическому составу [32], на которую нанесена зона, к области которой относятся почвы, способные генерировать высокие значе-

ния ускорения носка рабочего органа, рисунок 1.4.

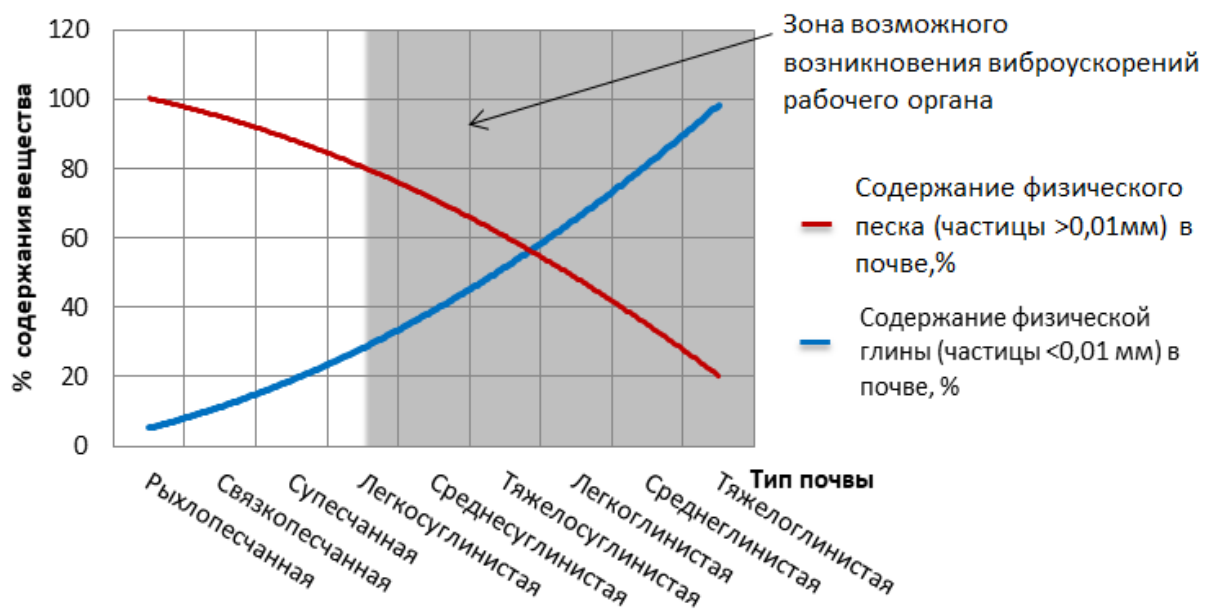


Рисунок 1.4 - Классификация почв по генерации ускорения упруго закрепленного рабочего органа

Проведенный анализ позволил авторам сделать вывод о том, что: генерация ускорений упруго-закрепленного рабочего органа, до значений способных вызывать изменения прочностных характеристик почвенного фона, возможно на почвах, в гранулометрический состав которых входит содержание глины более 30%; для почв с высоким процентным содержанием песка генерация высоких значений ускорений носка рабочего органа невозможна. Для таких типов почвы авторы рекомендуют применять дополнительную вибрацию рабочих секций внешними источниками вибрации.

С заключительной частью вывода авторов работы можно поспорить. Так как в исследуемой нами литературе встречаются работы, в которых исследователи приходят к заключению, что максимальный эффект от применения вибрации может наблюдаться на почвах, гранулометрический состав которых составляет песок, более 60%.

1.3. Энергетическая эффективность применения вибрации рабочего органа при обработке почв

Анализу эффективности применения вибрации рабочих органов почвообрабатывающих машин посвящены работы [4, 7, 9, 11, 12,13,14,16, 19, 20, 21, 25, 31, 32, 35, 36, 38, 40, 42, 44, 53, 54, 55, 86, 65, 62, 64, 68, 70, 73, 75, 76, 83, 85, 90, 91].

В работе [91] авторы исследовали влияние жесткости упругой секции культиватора на его тяговое сопротивление.

Используя пространственную динамическую модель, состоящую из ряда дифференциальных уравнений и описывающую гармонические колебания рабочего органа культиватора, была оценена силовая нагруженность стойки секции, рисунок 1.5.

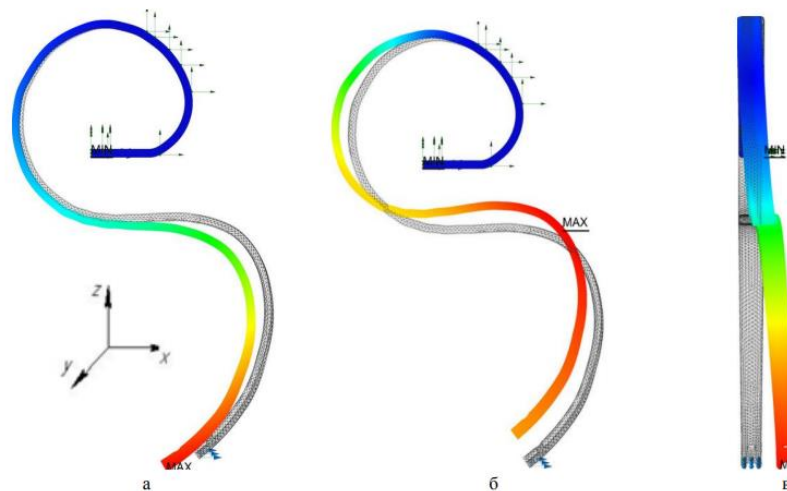


Рисунок 1.5 – Формы колебаний упруго-закрепленной секции культиватора:
а - вдоль оси x; б - вдоль оси z; в - вдоль оси y,

на основании которой авторы пришли к выводам:

«- амплитуда колебаний носка лапы рабочего органа на упругой стойке зависит от конструктивных параметров и режимов работы стойки и физико-механических свойств почвы;

- под действием приложенной нагрузки наибольшие перемещения носка лапы рабочего органа происходят по оси Ox , далее по оси Oz (соответствует глубине обработки), по оси Oy перемещение незначительное; с уменьшением рабочей длины упругой стойки увеличивается ее жесткость, частота, а суммарное максимальное перемещение носка лапы рабочего органа уменьшается, что способствует лучшему крошению почв» [37].

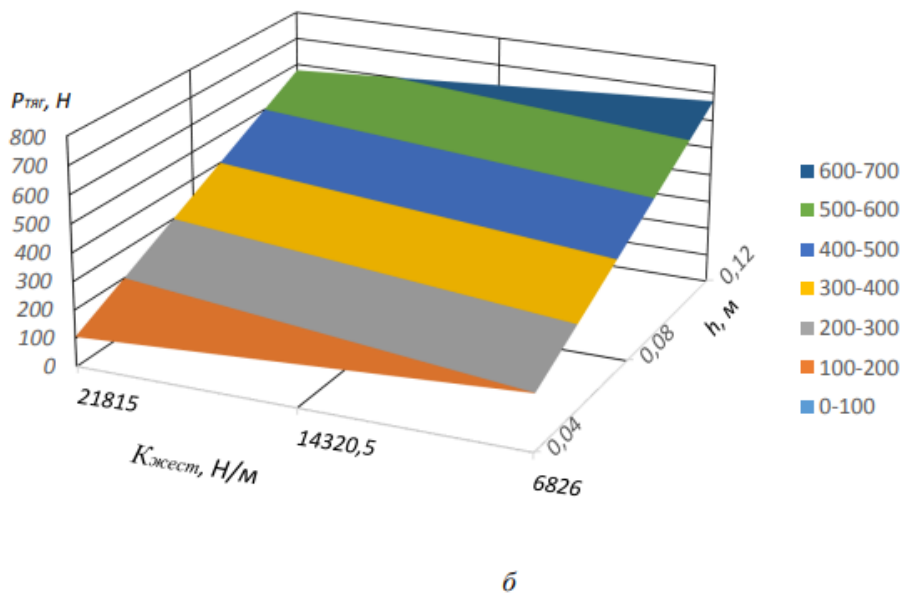
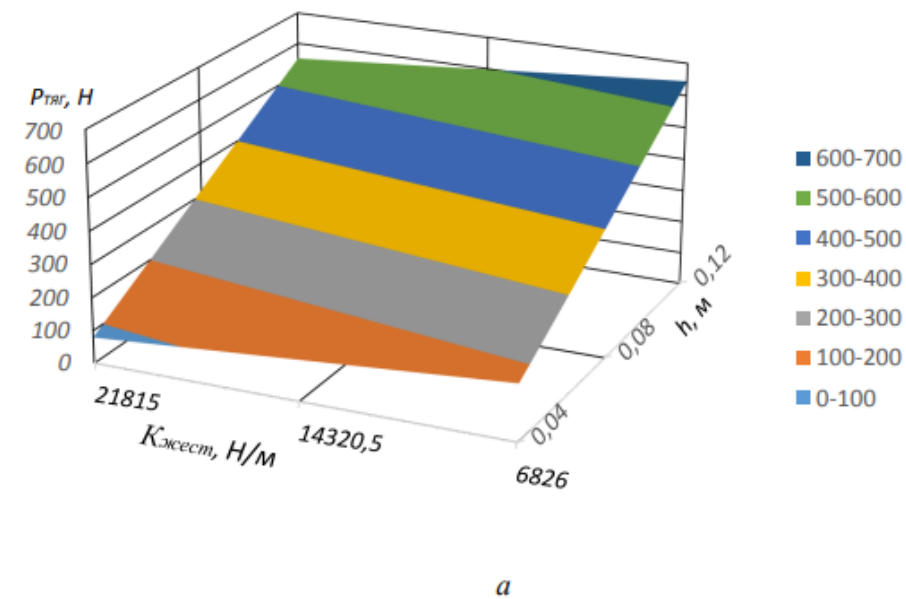


Рисунок 1.6 – Сопротивление секции от глубины обработки и жесткости крепления:

а – скорость 2 м/с; б – скорость 3 м/с

Регрессионный анализ экспериментальных данных, рисунок 1.6, показал, что «при увеличении глубины обработки от 0,04 м до 0,12, при скорости 2 м/с тяговое сопротивление S - образной стойки возрастет с 95 Н до 646 Н, а при скорости 3 м/с, с 105 Н до 670 Н. Следует заметить, что увеличение жесткости стойки с 6226 Н/м до 21815 Н/м приводит к снижению тягового сопротивления на 100 Н» [37].

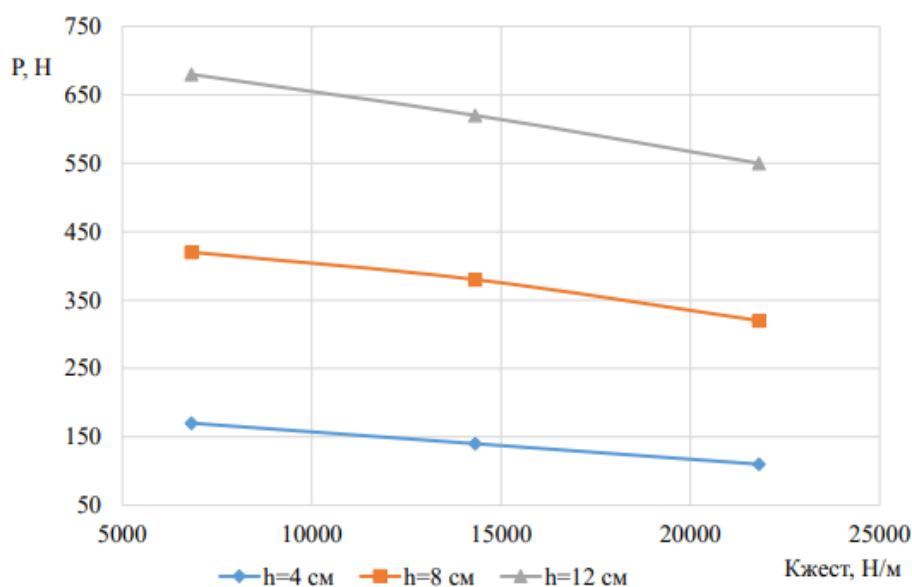


Рисунок 1.7 – Изменение тягового сопротивления секции от жесткости

На основе экспериментальных результатов, рисунок 1.7, установлено, что «увеличение жесткости стойки с 6826 Н/м (стандартная) до 14320,5 Н/м позволяет ее использовать на глубине до 5 см с соблюдением агротехнических требований, а увеличение до 21815 Н/м – до 10,5 см. При этом увеличение жесткости стойки с 6826 Н/м до 21815 Н/м приводит к снижению тягового сопротивления агрегата при глубине обработки 4 см на 4,38 кН (35%); 8 см – 7,3 кН (24%); 12 см – 9,49 кН (19%), улучшению качества крошения почвы и уменьшению гребнистости» [90].

В работе [62], анализируя работу упруго-закрепленного рабочего органа, автор приходит к следующим выводам:

« - упругость крепления в системе «рабочий орган - почва» приводит к появлению следующих динамических эффектов: зависимости динамических характеристик системы от нагрузки; в систему вносится квазиупругость и затухание, изменяющее приведенную жесткость системы и вызывающую прецессию собственных частот системы от нагрузки; появлению неустойчивых режимов в двух формах: статической и колебательной; соответствующие известным в аэродинамике дивергенции и флаттеру; обеспечение устойчивости требует ограничения вносимой квазиупругости и ограничения прецессии собственных частот; существованию автоколебаний в системе, условия их возбуждения зависят от нелинейностей зависимости демпфирующих свойств почвенной среды от дисперсии колебаний; автоколебания возбуждаются на частотах, близких к собственным, и взаимодействуют с вынужденными; частотные характеристики и итоговый спектр упругих смещений оказываются сложно зависимыми от величины возмущений; появлению специфической добавочной силы - реакции на упругость, дающей энергетический эффект упругого крепления; ее приращение оказывается зависимым не только от средних значений упругих смещений, но и от их дисперсий» [62];

«- энергетические ресурсы упруго закреплённого рабочего органа складываются из:

- оптимизации межкоординатных связей упругого крепления варьированием недиагональных элементов матрицы жёсткости;
- оптимизации спектра собственных частот варьированием диагональных элементов матрицы жёсткости;
- минимизации угловых искажений за счёт применения упругих подвесок с замкнутым контуром, близким к параллелограммному;
- оптимизации запасов колебательной устойчивости таким образом, чтобы при существующих свойствах почвы создавались условия для развития автоколебаний, дающих виброэффект;
- реализация этих ресурсов на практике возможна лишь за счёт многопараметрической оптимизации упругих свойств крепления, использующая в

качестве параметров 6 элементов матрицы жёсткости — три диагональных и три недиагональных. Выведенный критерий оптимизации по максимальности энергоэффекта включает идентифицируемые параметры модели и собственные частоты. Он позволяет эффективно проводить оптимизацию с учётом агротехнических, прочностных ограничений и по устойчивости движения с точностью до 20 %, что достаточно для практических расчётов;

- энергетический эффект упругого крепления будет наибольшим, если обеспечен режим работы с минимально необходимым по условиям прочности и агротехническим допускам запасом колебательной устойчивости;

- применение на практике оптимизации показывает существование значительного ресурса энергосбережения упругого крепления; так, варьируя только структуру матрицы жёсткости упругого крепления при неизменном рабочем органе, можно добиться снижения тягового сопротивления до 20 % по сравнению с жестким креплением, а по сравнению с образцами упругих креплений, разработанных без учета условий оптимальности, энергоэффект может достигать значительно больших величин» [62].

В работе [33] аналитическим путем удалось привести жёсткость упругих элементов в креплении секции и жёсткость самой секции к значению приведенной жёсткости, выраженной через конструкторские параметры отдельных элементов. Значение приведенной жёсткости использовано в наполнении дифференциальных уравнений, описывающих движение рабочей секции в почве, конкретными упруго-массовыми величинами.

«Колебательная система представлена в виде пружины в креплении стойки жёсткостью c_1 , стойки культиватора с рабочим органом жёсткостью c_2 и моментом инерции J_{cm} относительно шарнира» [33].

«В результате приведения жёсткости упругого элемента и жёсткости стойки к месту крепления пружины и выражения их значений через геометрические параметры системы была получена зависимость.

$$c_{np} = \frac{Ed^4bh^3l_2^2}{760D^3n_Br^3\left(\frac{bh^3l_2^2}{76r^3} + \frac{d^4l_1^2}{10 \cdot D^3n_B}\right)}, \quad (1.4)$$

где E – модуль упругости материала стойки, МПа; d – диаметр проволоки упругого элемента, м; b – ширина поперечного сечения культиваторной стойки, м; h – высота поперечного сечения культиваторной стойки, м; l_2 – расстояние от носка рабочего органа до шарнира, м; D – диаметр пружины, м; n_B – число рабочих витков упругого элемента; r – радиус кривизны стойки, м; l_1 – расстояние от точки крепления упругого элемента до шарнира, м.

Подставив значения конструкторских параметров стойки и пружины, получено

$$c_{np} = \frac{647830,95}{(0,4n_B + 1)}. \quad (1.5)$$

Дифференциальное уравнение движения рабочего органа культиватора с упругим креплением к раме почвообрабатывающего орудия в работе представлено в виде

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + k^2\varphi = \frac{1}{m}R(t), \quad (1.6)$$

где $2\varepsilon = \frac{h}{m}$; $k^2 = \frac{c_{np}}{m}$; h – коэффициент линейного вязкого сопротивления почвы, Нс/м;

c_{np} – приведенная жесткость системы, Н/м; m – масса рабочего органа, кг; k^2 – частота собственных колебаний рабочего органа относительно оси подвеса, с⁻¹; φ – угол поворота культиваторной стойки относительно вертикальной оси, рад; $R(t)$ – горизонтальная составляющая тягового сопротивления, Н» [33].

«Полное решение дифференциального уравнения (1.6), в случае малого сопротивления, было получено в виде

$$\varphi = \frac{a_0}{k^2 m} + e^{-\varepsilon t} \left[\left(-A_0 - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \right) \cos \kappa t + \left(\frac{\sum_{n=1}^{\infty} B_n n \rho - \varepsilon \left(A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \right)}{\cos \kappa t} \right) \sin \kappa t \right] + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(k^2 - n^2 \rho^2) a_n + 2 \varepsilon n \rho \beta_n}{m \left((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4 \varepsilon^2 n^2 \rho^2 \right)} \cos \frac{2 \pi n}{\lambda} t + \frac{(k^2 - n^2 \rho^2) \beta_n - 2 \varepsilon n \rho a_n}{m \left((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4 \varepsilon^2 n^2 \rho^2 \right)} \sin \frac{2 \pi n}{\lambda} t \right] \quad (1.7)$$

где $A_0 = \frac{a_0}{k^2 m}$, $B_n = \frac{(k^2 - n^2 \rho^2) \beta_n - 2 \varepsilon n \rho a_n}{m \left((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4 \varepsilon^2 n^2 \rho^2 \right)}$;

$A_n = \frac{(k^2 - n^2 \rho^2) a_n + 2 \varepsilon n \rho \beta_n}{m \left((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4 \varepsilon^2 n^2 \rho^2 \right)}$ - постоянные коэффициенты; $\rho = \frac{2 \pi}{\lambda}$ » [36].

«Расчет по данной математической модели позволил, в конечном счете, получить расчетную осциллограмму угла поворота культиваторной стойки относительно шарнира.

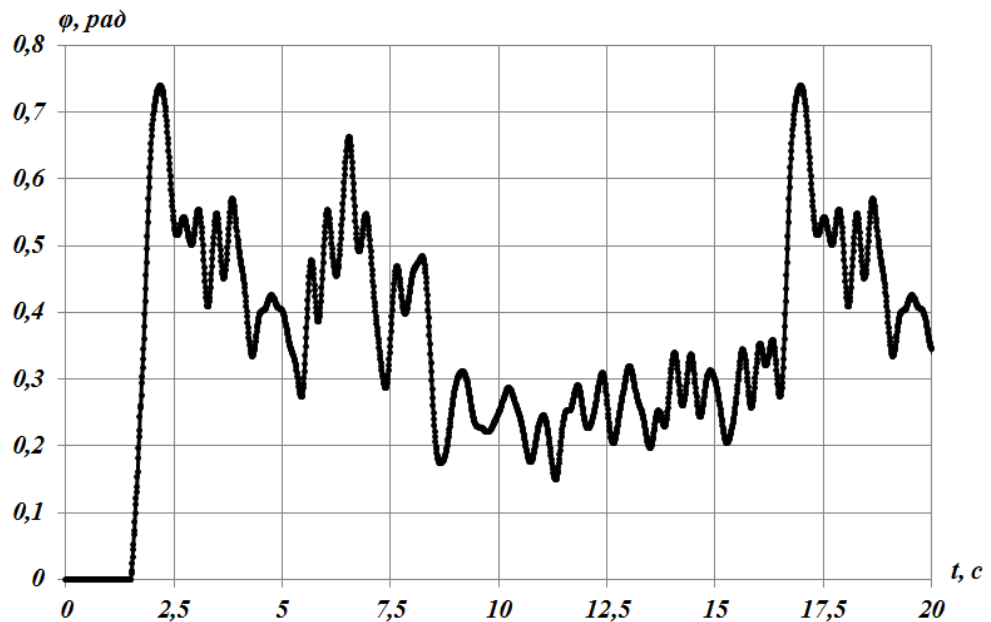


Рисунок 1.8 – Расчетная осциллограмма угла поворота стойки культиватора» [33]

«Последующая математическая обработка, которой позволила определить среднеквадратическое отклонение глубины обработки и сравнить его значение со значением разработанного технологического допуска на изменение жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа. Результаты расчетов представлены на рисунке 1.9, 1.10» [33].

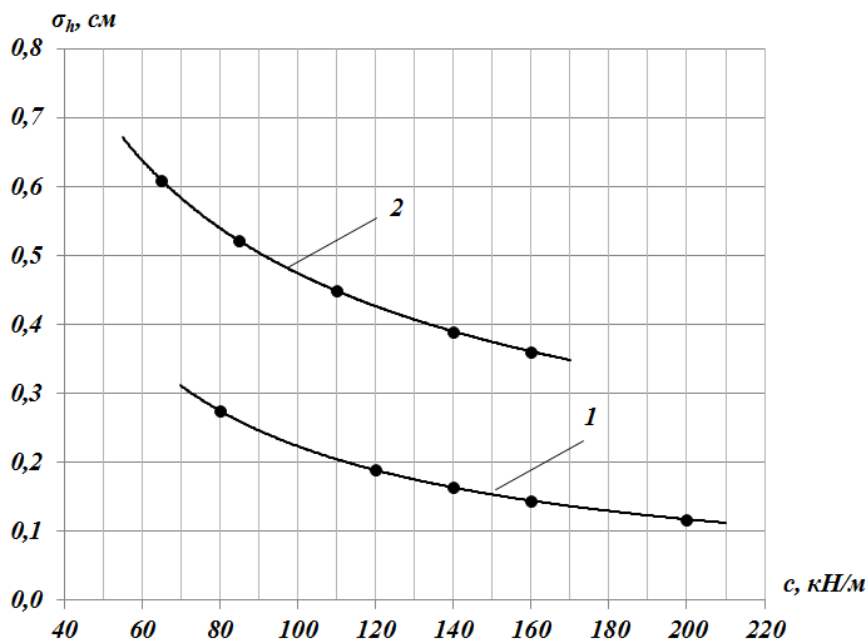


Рисунок 1.9 – Стохастические характеристики процесса нагружения от приведенной жесткости системы: 1 – стерня озимых, 2 – пар

«Сравнение результатов показывает, что использование режима автоколебаний рабочих органов может существенно влиять на устойчивость хода рабочего органа в вертикальной плоскости, особенно это сказывается на почвах со слабыми диссипативными свойствами. Значительные амплитуды колебания рабочего органа в горизонтальной плоскости могут приводить к повышенному истиранию почвенного фона рабочим органом и, как следствие, к повышению количества эродирующих частиц в почве.

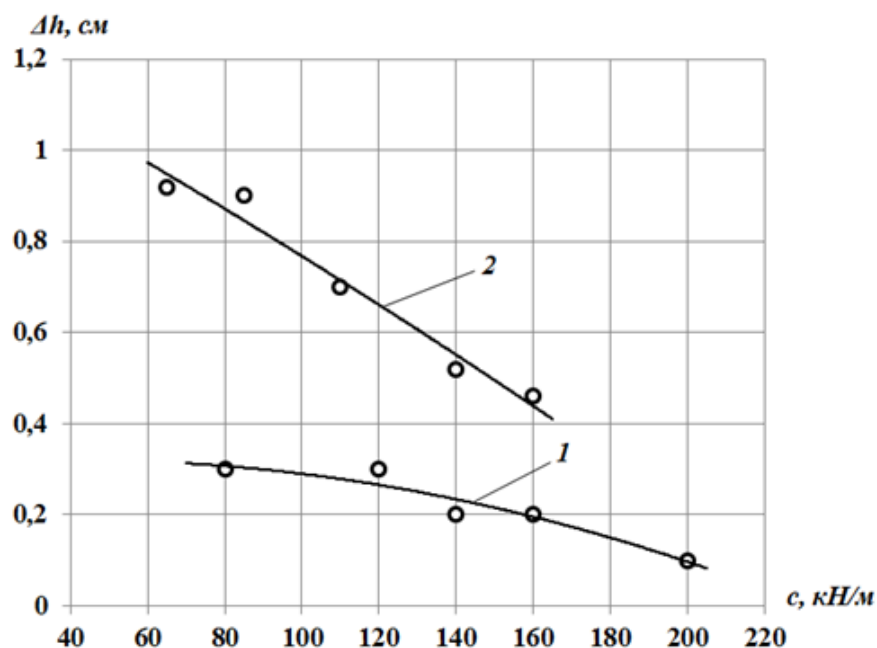


Рисунок 1.10 – Отклонение глубины обработки от среднего значения в зависимости от жесткости упругих элементов в креплении рабочих органов культиватора: 1 – фон стерня, 2 – фон пар» [33]

«Программа исследования заключалась в получении поисковых экспериментальных осциллограмм горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа культиватора при жестком креплении его к раме. Последующая обработка которых позволила определить генерирующие возможности внешнего воздействия по возбуждению собственных колебаний рабочего органа (рисунок 1.11).

В качестве расчетного значения частоты возмущающей силы были выбраны следующие частоты: для почвенного фона стерня $\lambda = 14,8 \text{ Гц}$, для почвенного фона пар $\lambda = 11,5 \text{ Гц}$. Соответственно жесткость упругого элемента в креплении рабочего органа составила: для почвенного фона стерня - $c = 140 \text{ кН/м}$, для почвенного фона пар - $c = 85 \text{ кН/м}$ » [33].

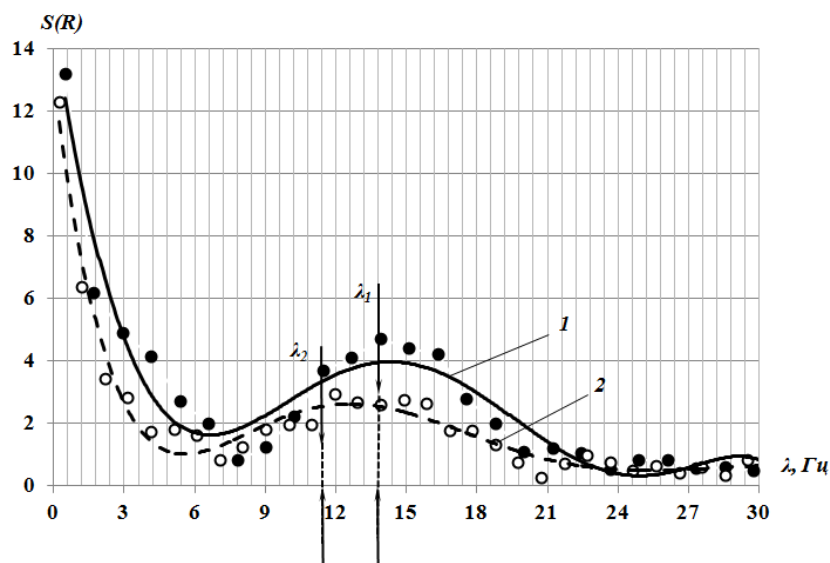


Рисунок 1.11 – Амплитудно-частотные характеристики (спектральная плотность) сопротивления движению в почве рабочей секции (статический режим). 1 – стерня озимых, 2 – пар

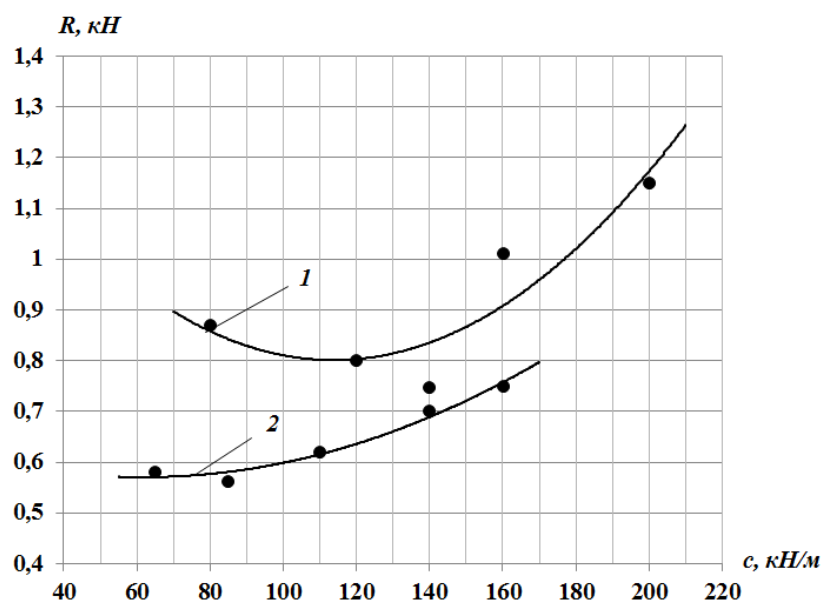


Рисунок 1.12 – Изменение сопротивления движению в почве рабочей секции от приведенной жесткости системы.

1 – стерня озимых, 2 – фон пар

«Экспериментальные спектральные плотности крюкового усилия трактора, полученные при работе МТА, при условии настройки всех рабочих ор-

ганов культиватора на резонансный режим позволили оценить влияние данного режима на динамическую нагруженность трактора (рисунки 1.13, 1.14).

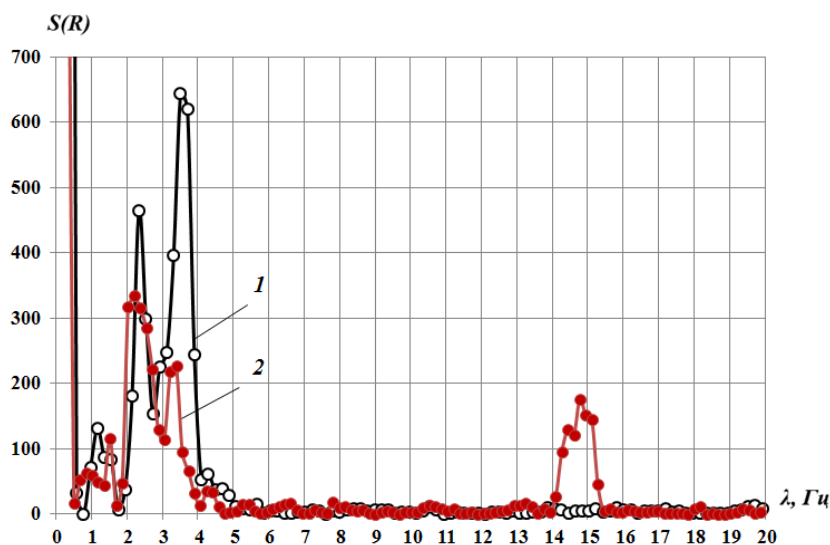


Рисунок 1.13 – Спектральные плотности крюкового усилия трактора при работе на почвенном фоне стерня: 1 – жесткое крепление рабочих органов, 2 – упругое крепление рабочих органов, обеспечивающее резонансный режим работы

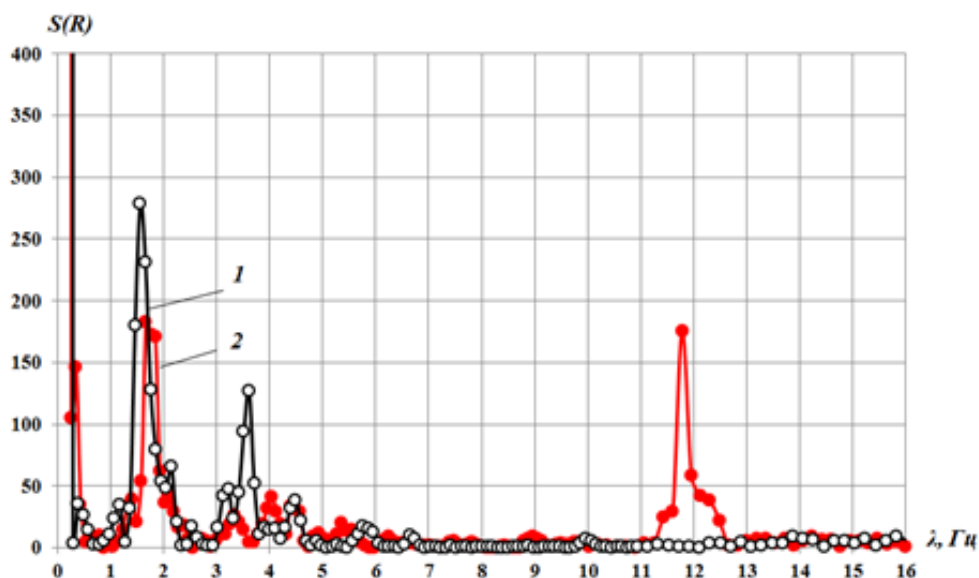


Рисунок 1.14 – Спектральные плотности крюкового усилия трактора при работе на почвенном фоне пар: 1 – жесткое крепление рабочих органов, 2 – упругое крепление рабочих органов, обеспечивающее резонансный режим работы» [33]

«Анализ представленных спектральных плотностей крюкового усилия свидетельствует о снижении уровня динамических нагрузок на трактор в районе до 4 Гц при работе на резонансном режиме. Объяснить это можно снижением среднего значения крюкового усилия. Однако рабочие органы, настроенные на резонансный режим работы, генерируют узкий спектр частот, в настраиваемом диапазоне, с резким увеличением амплитуды колебаний нагрузки, что свидетельствует о приближении их собственной частоты к частоте возмущающего воздействия. Амплитуда этого всплеска определяется диссипативными свойствами самого почвенного фона, это особенно четко просматривается на спектральной плотности, полученной при работе на пару. Детальный анализ полученных спектров позволяет утверждать: использование резонансного режима работы рабочих органов не увеличивает динамическую нагруженность трактора в составе МТА, т.к. среднее значение среднеквадратического отклонения крюкового усилия трактора (значение площади под кривой спектральной плотности) остается практически постоянным.

В качестве основного показателя энергоемкости процесса обработки почвы в процессе эксперимента фиксировались осциллограммы горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа и крюковой нагрузки трактора при постоянной скорости движения МТА. Анализ данных графических зависимостей показывает, что общее снижение среднего значения горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа на резонансном режиме работы составило: для почвенного фона стерня до 35%, на почвенном фоне пар до 20%, рисунок 1.12» [33].

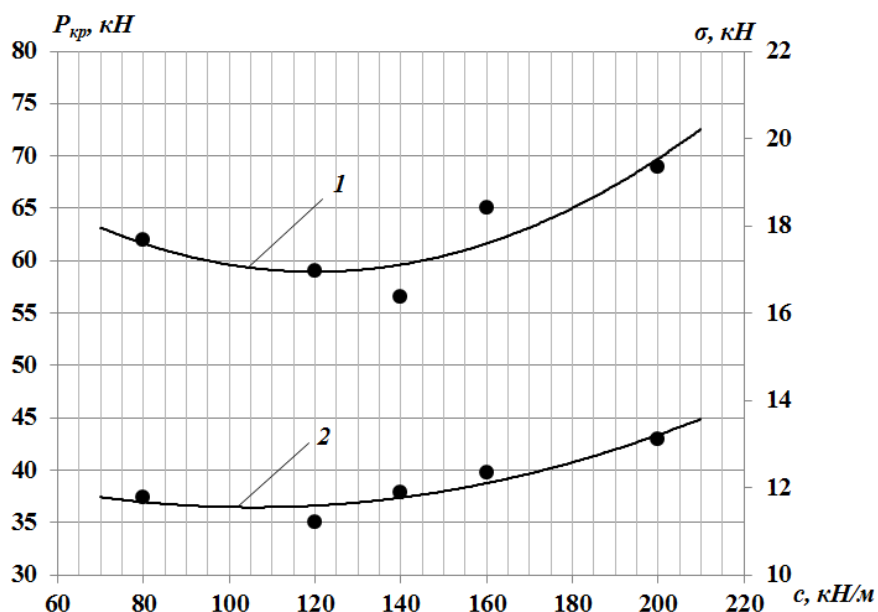


Рисунок 1.15 – Тяговое сопротивление агрегата и его стохастическая характеристика в зависимости от приведенной жесткости системы. Стерня озимых.

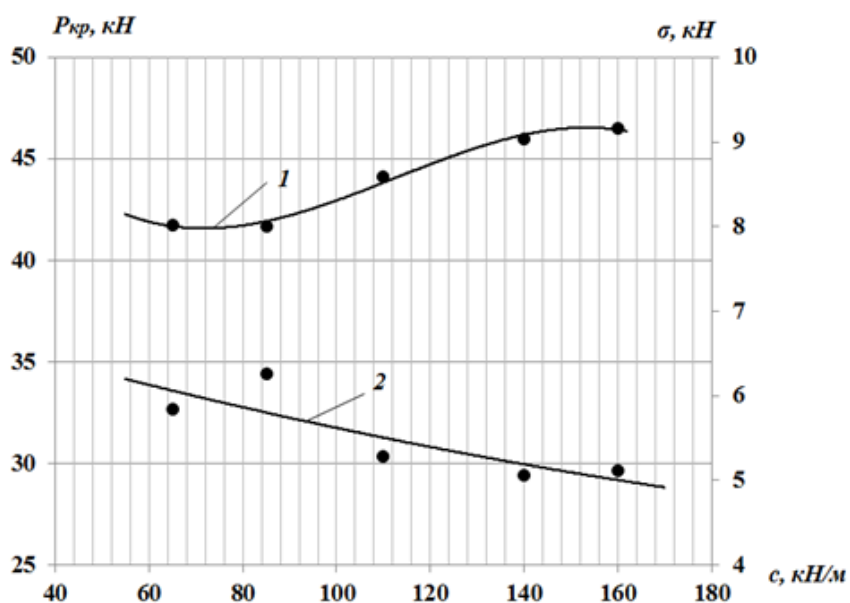


Рисунок 1.16 – Тяговое сопротивление агрегата и его стохастическая характеристика в зависимости от приведенной жесткости системы. Пар.

«Основные характеристики крюкового усилия трактора представлены на рисунках 1.15, 1.16. Анализ данных графических зависимостей показывает, что если действие резонансных колебаний, по каким либо причинам, будет давать отрицательный эффект (нарушение агротехнических требований,

предъявляемых к данной операции, снижение устойчивости почвенного фона к ветровой эрозии), то возможно улучшить работу МТА смещением собственной частоты колебаний культиваторной стойки в резонансную зону, не оптимизируя значение жесткости упругого элемента по резонансному критерию» [33].

1.4 Упругое крепление рабочих секций в комбинированных агрегатах

В производстве сельскохозяйственной продукции все больше стало внедряться применение широкозахватных комбинированных агрегатов. Основная цель их применения - сокращение количества проходов сельскохозяйственной техники по полю. Как правило, подобные агрегаты комбинируют в себе сочетание орудий, построенных по системе «диск-лапа-лапа-диск-каток» или «диск-диск-лапа-лапа-каток». Ниже приведено описание наиболее часто встречаемых комбинированных агрегатов.

Глубокорыхлитель диско-лаповый Ecolo-Tiger 870 представляет собой комбинацию х-образной дисковой борона, глубокорыхлителя, секции задних закрывающих дисков и секции прикатывающих катков, рисунок 1.23.

Режущие диски оснащены двумя степенями защиты от наезда на препятствие: индивидуальной С-образной стойкой и пружинным блоком всей секции, на которой расположены диски. С-образная стойка, на которой размещен каждый режущий диск, обладает определенной упругостью, что позволяет режущему диску выглубляться при наезде на препятствие, а затем снова возвращаться на заданную глубину обработки.



Рисунок 1.23 - Общий вид диско-лапового глубокорыхлителя
Ecolo-Tiger 870

Пружинный блок расположен в центре рамы и служит для предотвращения повреждения всей дисковой секции во время работы. Рядом с ним имеется индикатор нагрузки, который позволяет механизатору в режиме реального времени прямо из кабины наблюдать за нагрузкой на дисковую секцию при работе. У индикатора есть зеленая и красная зона. Если механизатор видит, что диски начинают работать в красной зоне, то, не выходя из кабины, он может их выглубить, чтобы снизить нагрузку на дисковую секцию при прохождении особо сложного участка. А затем снова заглубить в исходное положение и продолжить работать при тех же настройках, которые были изначально. Если механизатор не успевает отреагировать на изменяющиеся условия или дисковая секция встречает препятствие, то срабатывает пружинный блок, поднимая всю дисковую секцию.

Каждая стойка имеет две степени защиты: пружинный блок с усилием срабатывания 1300 кг и срезной болт диаметром 16 мм, рисунок 1.24. Свободный ход стойки при срабатывании пружинного блока составляет 33 см. На стойке имеется специальная накладка с острым углом, которая обеспечивает защиту стойки от износа и благодаря своей конструкции способствует

снижению тяговой нагрузки на трактор. Чем стойке легче разрезать почву, тем меньше потребление топлива. Накладка двухсторонняя, то есть при износе с одной стороны ее можно перевернуть на другую и продолжить работу.



Рисунок 1.24 – Предохранительное устройство глубокорыхлителя Ecolo-Tiger 870

Интенсивный культиватор Karat 9 компании **LEMKEN** «предназначен как для первоначальной поверхностной и сплошной стерневой обработки почвы после уборки, так и для последующих глубоких рабочих проходов с интенсивным перемешиванием для обработки стерни или для предпосевной обработки перед посевом по мульче» [43], рисунок 1.24.

Система защиты секций позволяет совершать движение секции в продольной плоскости, отличительной особенностью её является отсутствие плановых технических, рисунок 1.25.



Рисунок 1.24 - Интенсивный культиватор Karat 9 компании LEMKEN



Рисунок 1.25 – Система защиты от перегрузок культиватора Karat 9

Агрегат дисколаповый (СДК EURO) [<https://www.agrobase.ru>].

Дисковая рабочая зона. Два ряда дисковых рабочих органов, диаметром 560 мм, способные адаптироваться к любым условиям, имеют 2 степени регулировки: изменяемый угол атаки дисков от 13 до 20°; возможность регулировать перекрытие рядов рабочих органов. Глубина обработки регулируется бесступенчато прямо в процессе работы орудия.

Культиваторная зона. Три ряда культиваторных лап типа TopMix, расстояние между стойками 270 мм, для рыхления почвы и перемешивания ее с растительными остатками.

Выравнивающая зона. Перед уплотняющим катком находятся регулируемые по высоте рессорные нивеляторы, которые выравнивают борозды, произведённые лапами. Данные нивеляторы просты в регулировке, совершенно не требуют техобслуживания и экономичны по характеристикам износа. Простой инструмент с большой эффективностью.

Прикатывающий зубчатый каток предназначен для прикатывания с одновременным дроблением комьев, выравнивания, уплотнения и мульчирования верхнего слоя почвы и сохранения влаги. Для очистки катка установлены специальные чистики, которые непрерывно очищают каток [<https://www.agrobase.ru/catalog/machinery/machinery>].

Как показывает проведенный анализ конструктивных особенностей комбинированных почвообрабатывающих орудий, в их конструкциях сохра-

нены общие, принятые для отдельных почвообрабатывающих агрегатов, принципы защиты механизмов и устройств, которые, в свою очередь, при определенных условиях могут рассматриваться как колебательные контуры, способные совершать вынужденные колебания при воздействии внешних нагрузок, изменяющихся во времени. Опыт использования комбинированных почвообрабатывающих орудий, рабочие секции которых настроены на резонансный режим работы, в изучаемой нами литературе не обнаружен. Так как комбинированные агрегаты, с точки зрения исполнения их колебательных эквивалентных схем, представляют собой механическую систему с n степенями свободы, то может оказаться, что настройка одного колебательного звена на резонанс может негативно сказаться на работе других отдельных звеньев системы, вызывая недопустимые отклонения их эксплуатационных показателей, регламентированных агротехнологическими требованиями, от номинальных значений.

ВЫВОДЫ

1. Конструкции современных рабочих секций почвообрабатывающих машин, оборудованных предохранительным звеном в виде упругого элемента, следует рассматривать как колебательную систему, которая, при определенных внешних возмущающих воздействиях, может совершать вынужденные колебания.

К основным отличительным признакам рассматриваемых систем как колебательного контура, относится:

- колебательная система является автономной;
- поступление возмущающего воздействия на систему носит периодический характер, и регулируется кинематическими характеристиками самой системы;
- так как система находится под действием внешних сил, то рассматриваемая система является незамкнутой. Динамический характер возмущающего воздействия определяется скоростью движения системы и её упруго-массовыми характеристиками;
- существование обратной связи между рассматриваемой системой и источником возмущающего воздействия.

2. Генерация ускорений носка упруго-закрепленного рабочего органа, до значений способных вызывать изменение прочностных характеристик почвенного фона, возможна на почвах, в гранулометрический состав которых входит содержание глины более 30%; для почв с высоким процентным содержанием песка генерация высоких значений ускорений носка рабочего органа невозможна. Для таких типов почвы рекомендуется применять дополнительную вибрацию рабочих секций внешними источниками вибрации.

3. Применением на практике упругого крепления рабочих секций, в случае настройки секции на условие возникновения резонанса в системе «рабочая секция-почва», можно добиться снижения тягового сопротивления до 20 % по сравнению с жестким креплением, а по сравнению с образцами

упругих креплений, разработанных без учета условий оптимальности, энергоэффект может достигать значительно больших величин.

4. Анализ конструктивных особенностей комбинированных почвообрабатывающих орудий показал, что в их конструкциях сохранены общие, принятые для отдельных почвообрабатывающих агрегатов, принципы защиты механизмов и устройств, которые, в свою очередь, при определенных условиях могут рассматриваться как колебательные контуры, способные совершать вынужденные колебания при воздействии внешних нагрузок, изменяющихся во времени. Опыт использования комбинированных почвообрабатывающих орудий, рабочие секции которых настроены на резонансный режим работы, в изучаемой литературе не обнаружен, что требует дополнительных исследований. Так как комбинированные агрегаты, с точки зрения исполнения их колебательных эквивалентных схем, представляют собой механическую систему с n степенями свободы, то может оказаться, что настройка одного колебательного звена на резонанс может негативно сказаться на работе других отдельных звеньев системы, вызывая недопустимые отклонения их эксплуатационных показателей, регламентированных агротехнологическими требованиями, от номинальных значений.

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью исследования является – повышение производительности чизельно-дискового агрегата, оборудованного гидравлической защитой чизельных секций, за счет генерации вибрации секций.

Задачи исследования:

1. изучить опыт применения вибрации рабочих органов почвообрабатывающих орудий с точки зрения снижения энергоемкости технологических операций и конструктивного исполнения узлов крепления рабочих органов;
2. теоретически обосновать основные параметры гидравлической защиты секций чизельно-дискового орудия, позволяющие настраивать секции на резонансный режим работы;
3. разработать математическую модель движения секции чизельно-дискового орудия в обрабатываемой среде, на основании которой оценить возможность возникновения устойчивых колебаний в системе «рабочая секция-почва»;
4. разработать адаптивную систему регулирования жесткости в гидравлической системе защиты секций чизельно-дискового орудия;
5. провести экспериментальные исследования чизельно-дискового орудия с гидравлической защитой секций. В результате которых установить влияние резонансного режима работы секций на эксплуатационные показатели агрегата;
6. обосновать экономическую целесообразность использования резонансного режима работы секций чизельно-дискового орудия.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ГЕНЕРАЦИИ УСТОЙЧИВЫХ КОЛЕБАНИЙ СЕКЦИЙ ЧИЗЕЛЬНО- ДИСКОВОГО АГРЕГАТА

На основании проведенного анализа работ, посвященных вопросам генерации колебаний рабочих органов почвообрабатывающих орудий, предлагается следующий алгоритм теоретической оценки возможности возникновения колебаний секций чизельно-дискового агрегата:

1. изучить конструкционные особенности крепления чизельных секций к раме чизельно-дискового агрегата;
2. разработать структурную схему адаптивной системы регулирования собственной частоты чизельных секций чизельно-дискового орудия.
3. теоретически обосновать условия возникновения устойчивых колебаний чизельных секций чизельно-дискового агрегата;
4. аналитическим путем оценить устойчивость вынужденных колебаний чизельных секций, генерируемых неравномерностью технологического процесса обработки почвы;

2.1 Конструкционные особенности крепления чизельных секций к раме чизельно-дискового агрегата

Комбинированный чизельно-дисковый агрегат (ЧДА) представляет собой универсальную машину, сочетающую в себе возможности дисковой бороны, культиватора для основной обработки почвы и глубокорыхлителя, рисунок 2.1.

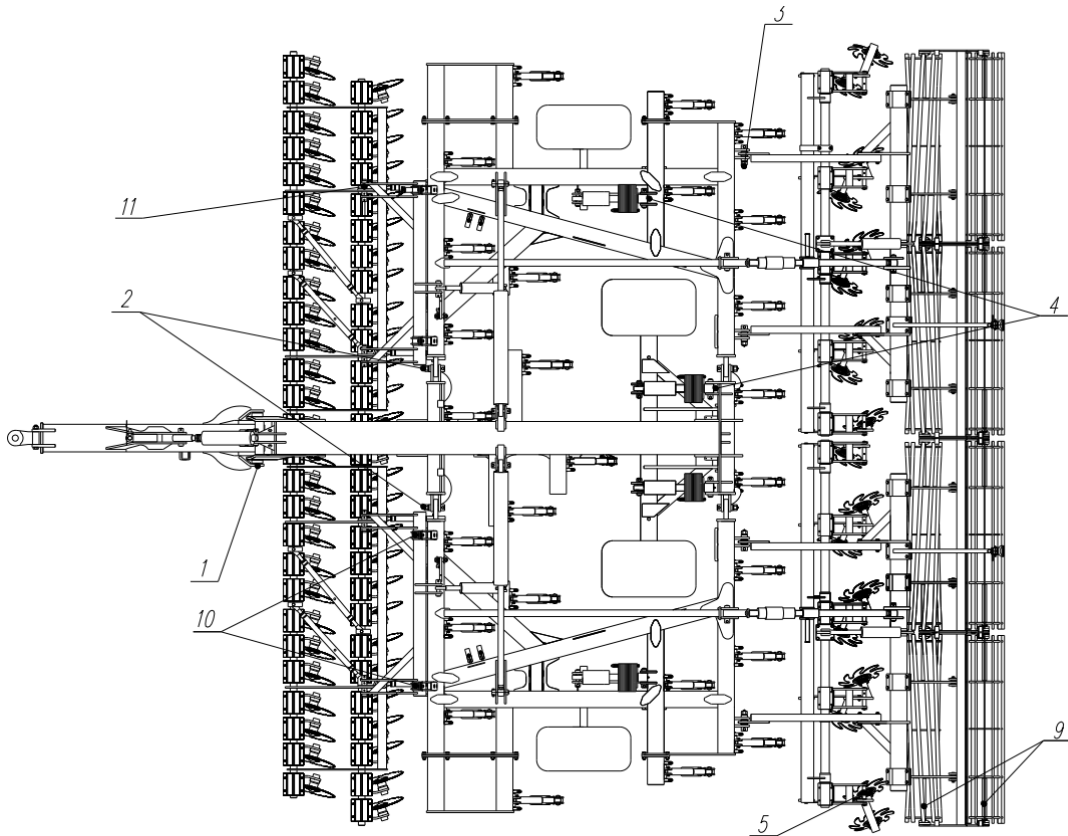


Рисунок 2.1 – Общий вид комбинированного чизельно – дискового агрегата (ЧДА)

Агрегат оборудован четырьмя рядами чизельных стоек, которые можно дополнить крыльями для сплошного подрезания. Таким способом можно проводить основную обработку почвы на глубину до 20 см. Рыхление на

большую глубину (более 20 см.) проводят без крыльев, используя только долотообразные рабочие органы. Агрегат может быть оснащен двумя видами долотообразных рабочих органов шириной 80мм, либо 50мм. Узкое долото оказывает меньшее сопротивление и используется тогда, когда тягового усилия трактора недостаточно для нормальной работы. Залежные земли и земли с повышенной твердостью рекомендуется обрабатывать за несколько проходов, постепенно увеличивая глубину обработки до необходимой.

Агрегат может быть использован для выполнения следующих работ: рыхления верхнего слоя почвы; выравнивания поверхности поля после пахоты; уничтожения сорняков; заделки семян и удобрений; лущения стерни; основной обработки почвы на глубину до 20см. при оснащении крыльями для сплошного подрезания; безотвального рыхления почвы на глубину до 30см. с помощью долотообразных рабочих органов.

В рассматриваемой конструкции впервые применена система гидравлической защиты рабочих секций от перегрузки. В состав гидравлической системы входят: гидравлические рукава с соединительными муфтами, выполненных в виде тройников; узел манометра; гидроаккумуляторы; гидравлические цилиндры, установленные на каждую рабочую секцию ЧДА. В конструкции гидравлической защиты рабочих секций предусмотрена регулировка усилия срабатывания гидроцилиндра в зависимости от типа почвы и условий работы. Регулировка осуществляется за счет изменения давления в гидравлическом контуре. Общий вид гидравлической защиты секций и её гидравлическая схема приведены на рисунках 2.2-2.3.

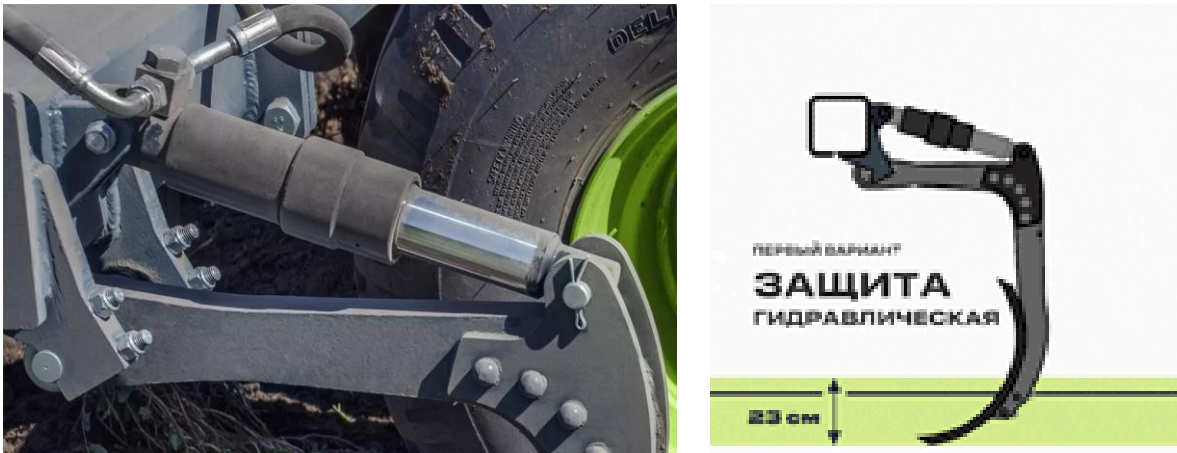


Рисунок 2.2 – Общий вид гидравлической защиты рабочих секций ЧДА

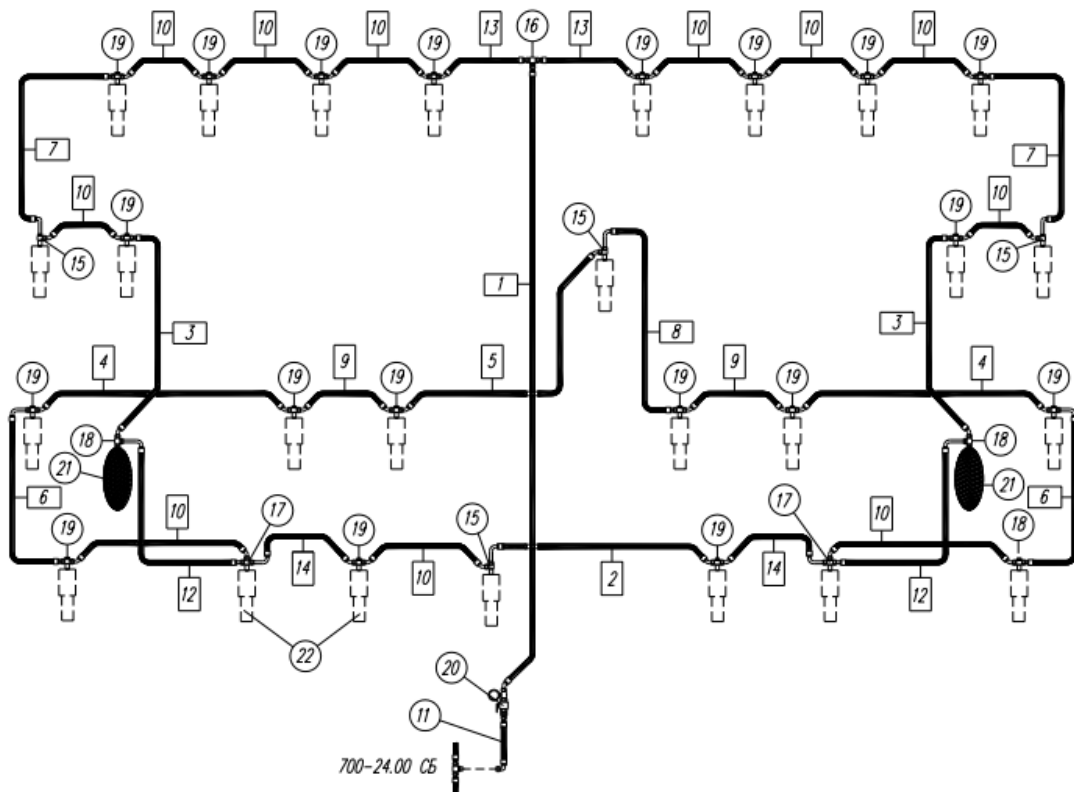


Рисунок 2.3 – Гидравлическая схема защиты чизельных секций ЧДА: 1-14 рукав гидравлический; 15-16, 18-19 тройник; 20 узел манометра; 21 гидроаккумулятор; 22 гидроцилиндр

Представленная гидравлическая схема защиты стоек представляет собой часть гидравлического контура складывания боковых секций и привода подъема катков ЧДА. Общая гидравлическая схема всего агрегата приведена на рисунке 2.4.

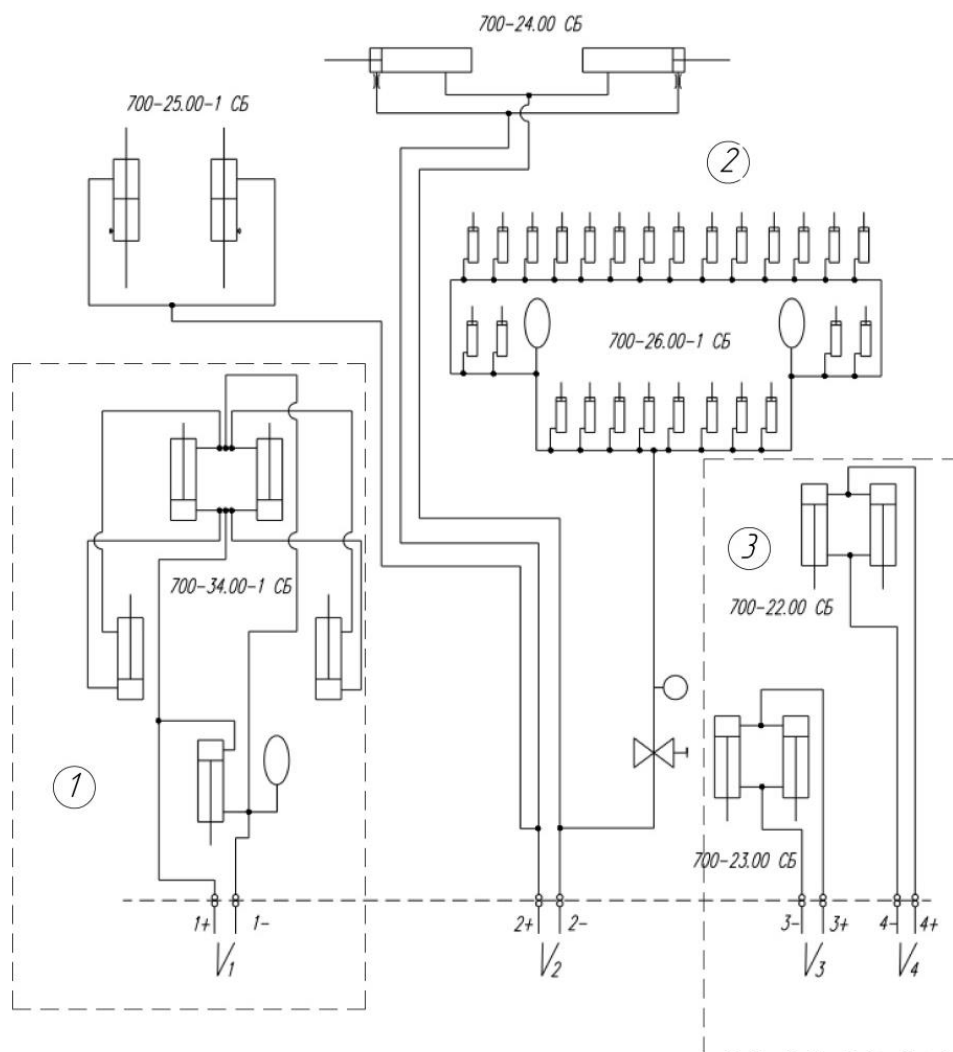


Рисунок 2.4 – Схема гидравлическая чизельно-дискового орудия ЧДА 5.

1- гидравлический блок привода остова

2 – гидравлический блок привода опорных колес, секций, защиты стоек

3- гидравлический блок привода передних дисков

Гидравлическая система защиты рабочих секций работает следующим образом. При агрегатировании чизельно-дискового агрегата с трактором его гидравлическая система при помощи гидроразрывных муфт подключается к гидравлической системе трактора. При переводе чизельно-дискового орудия из транспортного положения путем открытия крана 20 создается рабочее давление в контуре гидравлической системы защиты стоек (80-100 бар). Данный диапазон давления в контуре обеспечивает жесткость стоек чизеля, соответствующую жесткому креплению стойки к раме орудия в рамках режима нагружения, соответствующего заданной технологической операции. В случае наезда рабочей секции на препятствие в виде каменистых включений происходит прирост силы сопротивления, действующей на рабочую секцию. Величина этого прироста создает дополнительное усилие на шток гидроцилиндра, соединяющего стойку секции с рамой орудия, под действием которого происходит перемещение доли рабочей жидкости контура в рабочую полость гидроаккумулятора, что позволяет осуществить поворот секции относительно точки подвеса. При прохождении препятствия снижается сила сопротивления секции, и гидроаккумулятор выбрасывает запасенную рабочую жидкость в магистраль, компенсируя её потери и восстанавливая функциональность гидравлической системы.

Таким образом, мы имеем почвообрабатывающий агрегат, в конструкцию которого заводом-изготовителем уже заложена упругая связь между рабочей секцией и рамой. Следовательно, при определенных условиях работы секции способны совершать вынужденные колебания под действием внешней возмущающей силы в виде тягового сопротивления. При этом наибольшие амплитуды колебаний рабочих секций будут наблюдаться при возникновении резонанса в системе «рабочие секции - почва».

Настройка системы на такой режим работы - процесс достаточно трудоемкий, он состоит из следующих этапов:

1. расчет собственной частоты рассматриваемой системы по известным геометрическим параметрам отдельных звеньев;

2. установление аналитической зависимости между давлением в гидравлическом контуре и частотой собственных колебаний отдельных рабочих секций;
3. получение поисковых экспериментальных осциллограмм тягового сопротивления секции ЧДА;
4. статистическая обработка полученных осциллограмм, получение частотного спектра возмущающей силы;
5. определение господствующей частоты возмущающей силы по полученному спектру;
6. расчет величины давления в гидравлическом контуре из условия появления резонанса в системе.
7. ручное выставление расчетной величины давления в гидравлическом контуре.

К недостаткам данного алгоритма настройки следует отнести:

1. трудоемкость наполнения используемых математических моделей реальными значениями упругих и диссипативных характеристик отдельных звеньев;
2. наличие результатов поисковых экспериментов тягового сопротивления секций для каждого почвенного фона и режимов работы машинно-тракторного агрегата;
3. трудоемкость статистической обработки экспериментальных данных в реальный момент времени;
4. ручная регулировка величины давления в гидравлическом контуре;
5. неустойчивость процесса получаемых вынужденных колебаний рабочей секции, ввиду изменяющихся физико-механических характеристик обрабатываемого материала, резко снижающей эффективность применения вибрации.

2.2. Теоретическое обоснование условия возникновения устойчивых колебаний секций чизельно-дискового агрегата

2.2.1 Определение собственной частоты колебаний чизельной секции

Использование явления резонанса в механических системах позволяет получить максимальные значения амплитуды колебаний при заданном воздействии возмущающей силы. Аналитически условие появления резонанса в механических системах записывается в виде:

$$k = \lambda, \quad (2.1)$$

где k – частота собственных колебаний рассматриваемой механической системы, в нашем случае – частота собственных колебаний чизельной секции, Гц; λ – частота возмущающей силы, в нашем случае – господствующая частота горизонтальной реакции почвенного пласта на рабочий орган чизельной секции, Гц [6,8].

На первом этапе определим значение частоты собственных колебаний чизельной секции. Данный параметр является внутренней характеристикой механической системы и зависит только от её массово-упругих характеристик. Для его определения воспользуемся расчетной схемой чизельной секции, представленной на рисунке 2.5. В её основные части входят: 1 – чизельная стойка; 2 – рабочий орган в виде накладного оборотного долота; 3 – гидроцилиндр; 4 – кронштейн крепления стойки и гидроцилиндра к раме чизельного орудия 5.

Дополнительные обозначения:

O – центр вращения чизельной секции относительно основной рамы чизельно-дискового орудия;

s – центр масс рассматриваемой механической системы;

$P_{секц}$ – сила тяжести чизельной секции, Н;

$P_{сопр}$ – сила упругости, формируемая гидравлической системой защиты секций, Н;

a – расстояние от оси вращения до центра масс, м;

b – длина перпендикуляра, проведенного из оси вращения на линию действия силы тяжести чизельной секции, м;

d – длина перпендикуляра, проведенного от оси вращения на линию действия силы упругости, м.

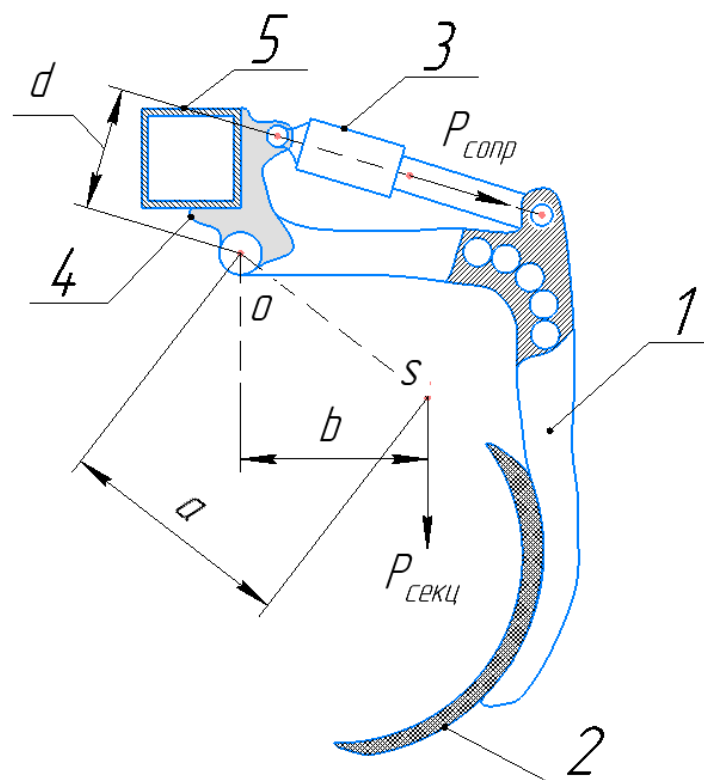


Рисунок 2.5 – Схема чизельной секции к определению частоты собственных колебаний

Если предположить, что чизельно-дисковый агрегат находится в равномерном движении по отношению к поверхности поля, то можно утверждать, что секция чизельно-дискового орудия совершает плоскопараллельное движение. Следовательно, положение всех материальных точек системы можно описать двумя следующими обобщенными координатами.

Для определения собственной частоты колебаний рассматриваемой системы воспользуемся общим уравнением динамики, которое для механических систем находящихся в плоском движении имеет вид:

$$\sum_{k=1}^N \overline{\Phi}_k \delta \overline{r}_k = -M \overline{a}_c \delta \overline{r}_k - J_{c_z} \varepsilon \delta \varphi, \quad (2.2)$$

где $\overline{\Phi}_k$ – главный вектор сил инерции; $\delta \overline{r}_k$ – возможное перемещение любой точки рассматриваемой системы; $M \overline{a}_c \delta \overline{r}_k$ – элементарная работа главного вектора сил инерций на возможном перемещении центра масс системы; J_{c_z} – момент инерции рассматриваемой системы относительно оси вращения; ε – угловое ускорение; $J_{c_z} \varepsilon \delta \varphi$ – элементарная работа главного момента сил инерции на элементарном повороте системы относительно оси вращения.

Для составления общего уравнения динамики приложим к рассматриваемой системе силы инерции, рисунок 2.6.

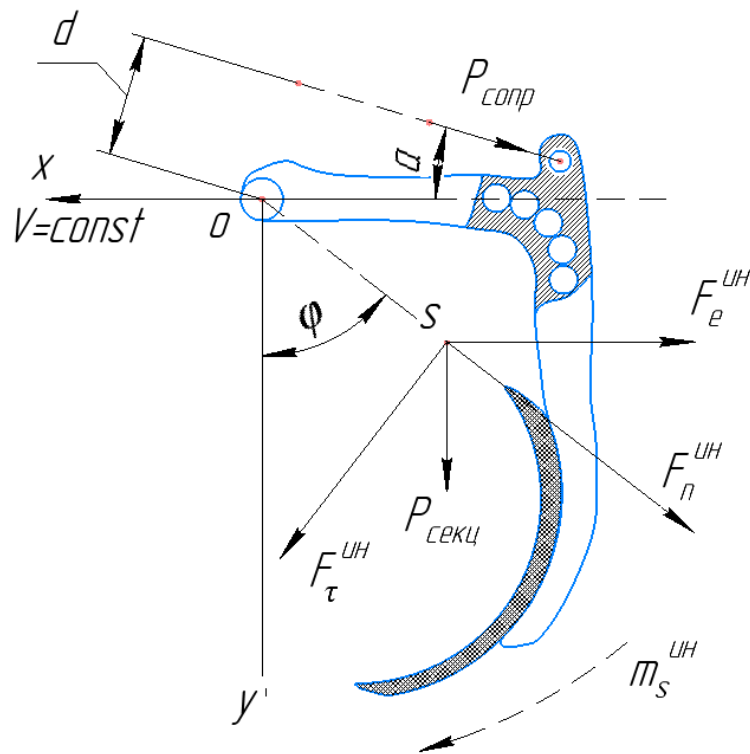


Рисунок 2.6 – Схема чизельной секции к определению частоты собственных колебаний

Далее вычислим работу активных сил $P_{\text{сопр}}, P_{\text{секц}}$, сил инерций $F_n^{\text{ин}}, F_\tau^{\text{ин}}, F_e^{\text{ин}}$ и момента силы инерции $m_s^{\text{ин}}$ на возможном перемещении δx и приравняем её к нулю:

$$-P_{\text{сопр}} \cos \alpha \cdot \delta x - F_n^{\text{ин}} \sin \varphi \cdot \delta x + F_\tau^{\text{ин}} \cos \varphi \cdot \delta x - F_e^{\text{ин}} \cdot \delta x = 0 \quad (2.3)$$

Учитывая, что

$$F_n^{\text{ин}} = -\frac{P_{\text{секц}}}{g} a \dot{\varphi}^2, F_\tau^{\text{ин}} = -\frac{P_{\text{секц}}}{g} a \ddot{\varphi}, F_e^{\text{ин}} = -\frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x},$$

выражение 2.3 запишется в виде

$$-P_{\text{сопр}} \cos \alpha + \frac{P_{\text{секц}}}{g} a \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a \ddot{\varphi} \cos \varphi + \frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x} = 0 \quad (2.4)$$

Далее вычислим работу активных сил $P_{\text{сопр}}, P_{\text{секц}}$, сил инерций $F_\tau^{\text{ин}}, F_e^{\text{ин}}$ и момента силы инерции $m_s^{\text{ин}}$ на возможном перемещении $\delta \varphi$ и приравняем её к нулю:

$$m_s^{\text{ин}} \delta \varphi + P_{\text{сопр}} \cdot d \cdot \delta \varphi + F_\tau^{\text{ин}} a \cdot \delta \varphi + P_{\text{секц}} a \sin \varphi \cdot \delta \varphi - F_e^{\text{ин}} \cos \varphi \cdot a \cdot \delta \varphi = 0. \quad (2.5)$$

После сокращения на $\delta \varphi$ и учитывая, что

$$m_s^{\text{ин}} = -J_s \ddot{\varphi},$$

где J_s – момент инерции секции в относительном движении.

Уравнение 2.4 примет следующий вид

$$-J_s \ddot{\varphi} + P_{\text{сопр}} \cdot d - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2 \ddot{\varphi} + P_{\text{секц}} a \sin \varphi + \frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x} \cos \varphi \cdot a = 0. \quad (2.6)$$

На практике определение момента инерции секции относительно оси, проходящей через центр масс, достаточно затруднительный процесс, т.к. сам центр масс находится за пределами области существования материальных точек рассматриваемой системы. Поэтому целесообразно пересчитать указанную величину по отношению к центру вращения секции, точка о. Согласно теореме Штейнера, имеем

$$J_s + \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2 = J_o,$$

Тогда уравнение 2.6 окончательно примет вид

$$J_o \ddot{\varphi} - P_{\text{сопр}} \cdot d - P_{\text{секц}} a \sin \varphi - \frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x} \cos \varphi \cdot a = 0. \quad (2.7)$$

Таким образом, мы получили следующую систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих движение секции чизельно-дискового орудия

$$P_{\text{сопр}} \cos a - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \frac{P_{\text{секц}}}{g} a \ddot{\varphi} \cos \varphi - \frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x} = 0$$

$$J_o \ddot{\varphi} - P_{\text{сопр}} \cdot d - P_{\text{секц}} a \sin \varphi - \frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x} \cos \varphi \cdot a = 0. \quad (2.8)$$

Интегрирование данных дифференциальных уравнений связано с определенными трудностями, целесообразно решать данную задачу из условия, что колебания чизельной секции происходят с бесконечно малыми амплитудами. Это дает нам право записать данную систему с точностью до членов первого порядка малости. Принимая, что $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$, имеем:

$$-P_{\text{сопр}} \cos a + \frac{P_{\text{секц}}}{g} a \ddot{\varphi} - \frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x} = 0$$

$$J_o \ddot{\varphi} + P_{\text{сопр}} \cdot d + P_{\text{секц}} a \varphi - \frac{P_{\text{секц}}}{g} \ddot{x} \cdot a = 0.$$

так как $\ddot{x} = a \ddot{\varphi}$, имеем:

$$J_o \ddot{\varphi} - P_{\text{сопр}} \cdot d + P_{\text{секц}} a \varphi - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2 \ddot{\varphi} = 0. \quad (2.9)$$

Входящая в уравнение сила сопротивления, формируемая гидравлической системой защиты стоек, может быть представлена следующим образом:

$$P_{\text{сопр}} = -cx$$

где c – жесткость гидравлической системы защиты секций, Н/м, (рисунок 2.11).

Тогда выражение 2.9 может быть представлено в виде

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} \left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2 \right) + (P_{\text{секц}} a + cda) \varphi &= 0 \\ \ddot{\varphi} + \frac{P_{\text{секц}} a + cda}{\left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2 \right)} \varphi &= 0 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Данное уравнение соответствует уравнению вида

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0,$$

представляющее собой уравнение вынужденных колебаний тела относительно оси вращений, где коэффициент, стоящий перед φ , представляет собой квадрат собственной частоты колебаний рассматриваемой системы. Таким образом, мы вправе записать, что

$$k^2 = \frac{P_{\text{секц}} a + cda}{\left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2 \right)},$$

или

$$k = \sqrt{\frac{P_{\text{секц}} a + cda}{\left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2 \right)}}. \quad (2.11)$$

2.2.2 Условие возникновения резонанса в системе «рабочая секция-почва»

Критериальное условие возникновения резонанса в системе «чизельная секция-почва» определяется следующим выражением:

$$k = \lambda, \quad (2.12)$$

где k – круговая частота собственных колебаний секции, рассчитанное по выражению 2.11, рад/с; λ – частота силового воздействия реакции почвенного фона на чизельную секцию, Гц.

Тогда выражение 2.11 можно записать в виде

$$\lambda = \sqrt{\frac{P_{\text{секц}} a + cda}{\left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2\right)}}$$

или

$$\lambda^2 = \frac{P_{\text{секц}} a + cda}{\left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2\right)},$$

$$\lambda^2 \left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2\right) = P_{\text{секц}} a + cda,$$

откуда

$$c = \frac{\lambda^2 \left(J_0 - \frac{P_{\text{секц}}}{g} a^2\right) - P_{\text{секц}} a}{da}.$$

(2.13)

Выражение 2.13 позволяет, в конечном счете, определить давление в контуре гидравлической защиты секций, при котором может возникать резонанс системы. Входящая в это выражение величина λ требует экспериментального определения. По своему физическому смыслу данная величина является одним из значений частоты горизонтальной составляющей тягового сопротивления чизельной секции. Проблема заключается в том, что частотный спектр входного воздействия достаточно широк, необходимо выбирать частоты, на которых амплитудные всплески обладают достаточной энергетической мощностью для генерации вынужденных колебаний чизельной секции. Такая оценка нагруженности рассматриваемой системы возможна на базе теории случайных функций, на которой базируется статистическая динамика машинно-тракторных агрегатов [64].

2.3. Основные элементы теории статистической динамики машинно-тракторных агрегатов

В процессе измерения физической величины, в нашем случае горизонтальной составляющей тягового сопротивления чизельной секции, её значение может принимать заранее неизвестный вид. Такая величина принимается как случайная. Регистрация случайной величины в каждый заданный момент времени даёт реализацию случайной величины. Совокупность возможных реализаций даёт случайную функцию, рисунок 2.7.

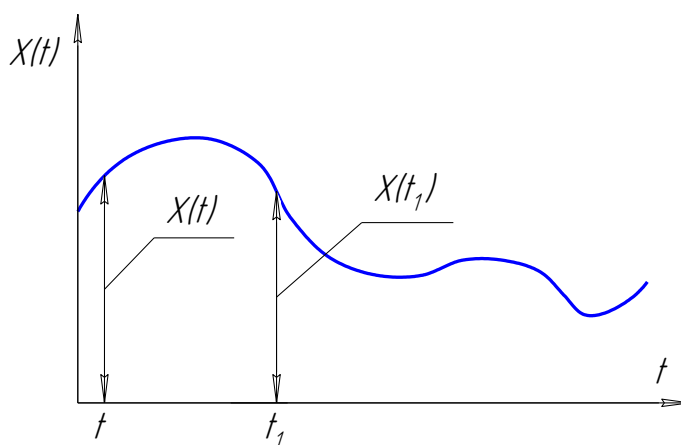


Рисунок 2.7 - Общий вид реализации случайной функции

«Главными статистическими характеристиками случайной функции являются: математическое ожидание, дисперсия, корреляционная функция.

Математическое ожидание случайной функции $X(t)$ — это неслучайная функция X_M , представляющая собой при любом значении аргумента t математическое ожидание сечения случайной функции.

Короче говоря, это некоторая средняя функция, относительно которой колеблются отдельные реализации случайной функции» [21].

«Дисперсия случайной функции $X(t)$ — неслучайная функция $D_x(t)$, представляющая собой дисперсию сечения случайной функции при любом значении аргумента. Точно так же это будет справедливо для функции среднего квадратичного отклонения случайной функции $S_x(t) = \sqrt{D_x(t)}$.

Корреляционная функция — это корреляционный момент сечений случайной функции для каждой пары t и t_1 значений аргумента (рисунок 2.7). Она описывает степень зависимости ординат (значений $X(t)$) друг от друга при увеличении интервала времени между отрезками» [21].

Корреляционная функция определяется выражением:

$$K_{X(t)X(t_1)} = M[(X(t) - X_M)(X(t_1) - X_M)], \quad (2.14)$$

где $X(t)$ и $X(t_1)$ — значение функции в соответствующих сечениях.

При $t = t_1$ корреляционная функция превращается в дисперсию.

Случайные процессы (функции) разделяются на стационарные и нестационарные.

«Стационарные случайные процессы (функции) описывают процессы, которые приблизительно протекают без существенных изменений с течением времени (или расстояния) и колебания которых происходят вокруг некоторого среднего значения» [21].

«Стационарная случайная функция характеризуется постоянством математического ожидания и дисперсии:

$$X_M(t) = X_M = const, \quad D_X(t) = D_X = const. \quad (2.15)$$

Вместо корреляционной функции в практике анализа случайных функций используется нормированная корреляционная функция

$$\rho_X(t) = \frac{K_X(\tau)}{D_X}, \quad (2.16)$$

где D_X — дисперсия стационарного процесса, являющаяся постоянной величиной» [21].

«Функция $\rho_X(t)$ по физическому смыслу является коэффициентом корреляции между сечениями случайной величины с интервалом между ними, равным τ .

Корреляционная функция, кроме выяснения внутренней структуры случайного процесса, используется для определения спектрального состава случайной функции.

Известно, что любой колебательный процесс можно представить в виде суммы гармонических колебаний различных частот и амплитуд. Зависимость, показывающая, какие амплитуды приходятся на разные частоты, называется спектральной плотностью.

Спектральные плотности показывают, какие дисперсии приходятся на разные частоты. В этом случае дисперсия $D_X(t)$ стационарного процесса представляется в виде бесконечной суммы элементарных слагаемых (дисперсий), приходящиеся на соответствующие частоты (в координатах $S_X(t)$ и ω). Площадь, ограниченная кривой $S_X(\omega)$ в этих координатах, равна дисперсии $D_X(t)$.

Вместо спектральной часто используется понятие нормированной спектральной плотности, равной

$$\sigma_X(\omega) = \frac{S_X(\omega)}{D_X(\omega)}, \quad (2.17)$$

с размерностью в секундах» [21].

«Для стационарных процессов нормированные корреляционные функции и спектральные плотности связаны между собой, и эта связь описывается зависимостями

$$\rho_X(\tau) = \int_0^{\infty} \sigma_X(\omega) \cos(\omega\tau) d\omega;$$

$$\sigma_X(\tau) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \rho_X(\tau) \cos(\omega\tau) d\tau.$$

(2.18)

То есть после вычисления $\rho_X(\tau)$ может быть посчитана и спектральная плотность.

Корреляционная функция при $t \rightarrow \infty$ стремится к нулю. Математическое ожидание рассчитывается по формуле

$$X_M = \frac{1}{T} \int_0^T X(t) dt, \quad (2.19)$$

где T — длительность реализации (рисунок 2.8).

Реализация $X(t)$ обычно экспериментальная, её математическое описание отсутствует, поэтому её не интегрируют, а интеграл для определения X_{cp} заменяют конечной суммой из n слагаемых:

$$X_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x(t_i), \quad (2.20)$$

где $x(t_i)$ — значение функции при $t = t_1, t_2$ и т. д.; i — номер интервала. Сейчас для этого используются специальные вычислительные программы.

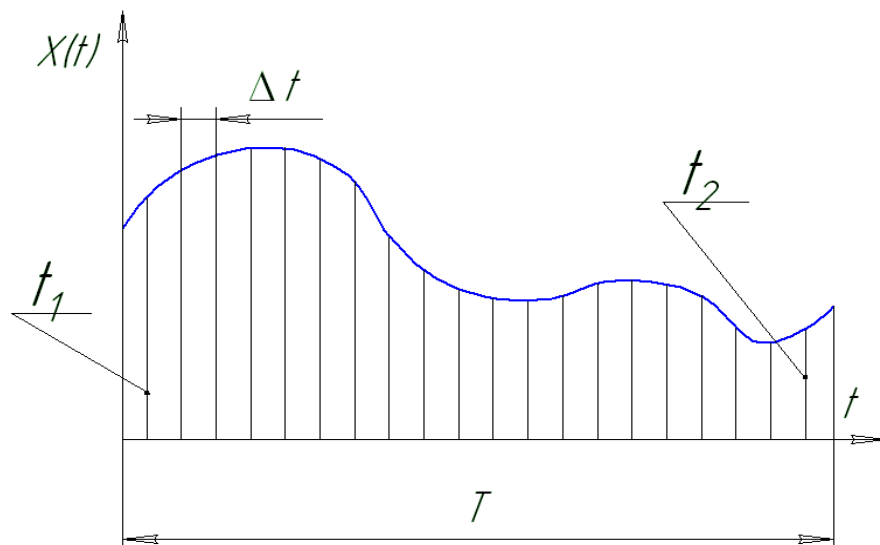


Рисунок 2.8 - Методика расчета математического ожидания реализации «случайной функции» [21]

«Вид корреляционных функций (для эргодичных процессов они называются автокорреляционными функциями) и спектральных плотностей представлен на рисунке 2.9.

Названные характеристики служат для оценки процессов при решении статистической динамики агрегатов.

Корреляционная функция позволяет определять вид нагружения, наличие скрытых (иногда неизвестного происхождения) периодических и гармонических составляющих (незатухающих), декремент затухания. Спектральная плотность не дает дополнительной информации о случайном процессе по сравнению с корреляционной функцией.

Обе эти характеристики совместно определяют внутренние свойства и структуру процессов: корреляционная функция во временной, а спектральная плотность — в частотной области» [21].

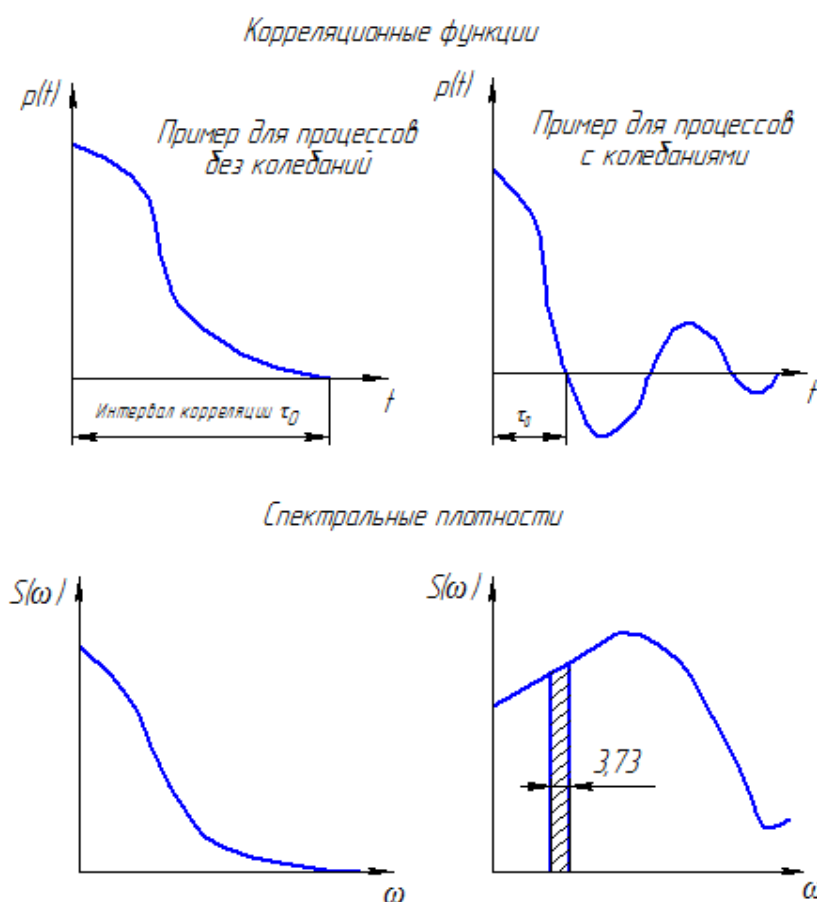


Рисунок 2.9 - Общий вид корреляционных функций и спектральных плотностей эргодичных процессов

«Следует отметить, что для реальных случайных процессов, имеющих место при работе почвообрабатывающих агрегатов и других механических систем, наиболее физически ощутимой характеристикой является спектральная плотность, определяющая спектр дисперсии случайного процесса и его частотный состав» [21]. Общий вид спектральной плотности тягового сопротивления чизельной стойки, её анализ и выбор значения частоты колебаний для определения условия возникновения резонанса будет подробно представлен в главе 4.

2.4 Расчет величины давления в гидравлическом контуре защиты чизельных секций

2.4.1 Определение рабочего объема пневмогидроаккумулятора

При выборе основных конструкторских характеристик пневмогидроаккумулятора необходимо исходить из величины конструктивного объема (V_K) его камеры и объема жидкости, вытесняемой гидравлическими цилиндрами системы защиты секций. На рисунке 2.10 представлены различные режимы работы пневмогидроаккумулятора.

I режим характеризуется заполнением всего полезного объема бака пневмогидроаккумулятора рабочим газом, давление зарядки, согласно технической документации, принимается равным 60 бар. Данный режим наблюдается при отсутствии давления в гидравлическом контуре защиты секций. При этом потенциальная энергия пневмогидроаккумулятора определяется произведением полезного объема бака на значение среднего давления газа.

II режим характерен для установившегося режима работы гидросистемы. В этом случае давление в контуре защиты стоек принимает рабочее значение 100 бар. Наблюдается сжатие рабочего газа, повышение его температуры и отдача её через внешний корпус во внешнюю среду. Увеличение объема или его сжатие, осуществляются со скоростью, соответствующей полнит-

ропному процессу ($n > 1$). Соответственно, для изменения состояния рабочего газа по политропному процессу можно записать

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}}; V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}} = V_k \left(\frac{P_H}{P_{max}}\right)^{\frac{1}{n}};$$

$$P_2 = P_{max} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = P_H \left(\frac{V_k}{V_2}\right)^n.$$

(2.21)

где P_1 и V_1 – начальные давление и объем газа до заполнения (зарядки) аккумулятора жидкостью; P_2 и V_2 – давление и объем газа, соответствующие второму режиму работы пневмогидроаккумулятора.

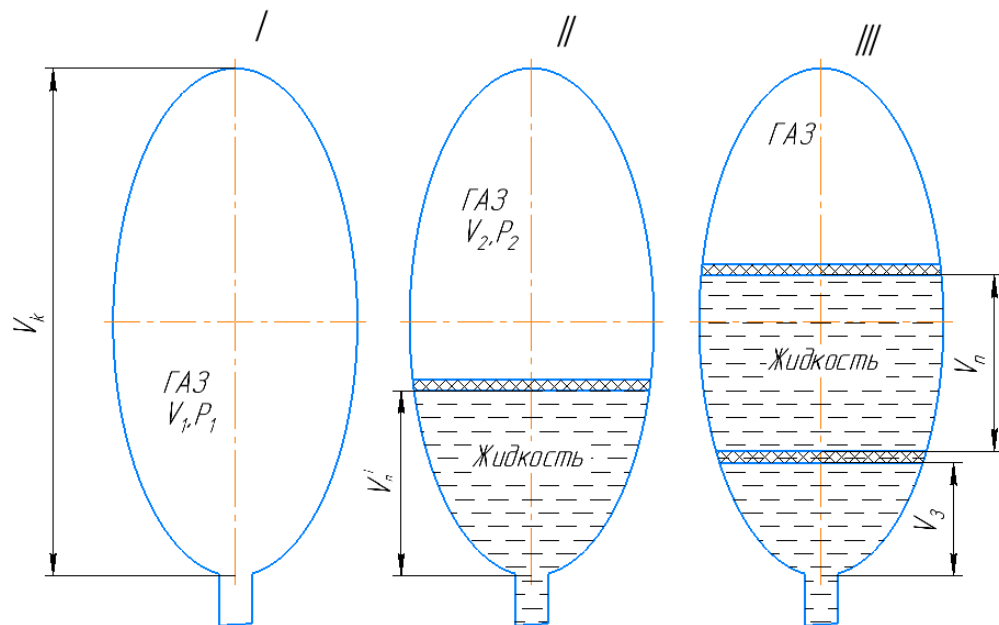


Рисунок 2.10 – К вопросу определения объема пневмогидроаккумулятора

I – состояние пневмогидроаккумулятора при отсутствии давления

в гидравлическом контуре

II – состояние пневмогидроаккумулятора при рабочем давлении

в контуре защиты стоек 100 бар

III - состояние пневмогидроаккумулятора при максимальном давлении

Объем газа V_1 равен конструкторскому объему камеры пневмогидроаккумулятора $V_1 = V_k = 0,0015\text{м}^3$, при этом объем жидкости на установившемся режиме работы V'_n определится изменением объема газа при начальном и установившемся режимах работы

$$V'_n = V_1 - V_2,$$

или

$$V'_n = V_1 \left(1 - \frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}} = V_k \left(1 - \frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.22)$$

Давление P_1 называют начальным давлением пневмогидроаккумулятора (давление зарядки), обозначим его как P_H . Давление P_2 является максимальным рабочим давлением, обозначим его как P_{max} . Тогда выражение 2.22 запишется в виде

$$V'_n = V_k \left(1 - \frac{P_H}{P_{max}}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.23)$$

При установившейся работе гидравлической системы добиваются такого режима работы пневмогидроаккумулятора, чтобы не происходило полного вытеснения жидкости из его камеры, оставляют рабочую величину объема V_3 , при минимальном рабочем давлении P_{min} . При этом конструкторский объем камеры пневмогидроаккумулятора снижается на указанную величину.

Изменение объема газа от начального до минимального давления описывается выражением:

$$V_3 = V_k \left(1 - \frac{P_H}{P_{min}}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.24)$$

При этом полезный объем уменьшится на величину V_3 и составит

$$V_n = V'_n - V_3,$$

При условии что $P_{min} > P_H$, величина полезного объема определится выражением

$$V_n = V'_n - V_3 = V_K \left(1 - \frac{P_H}{P_{min}}\right)^{\frac{1}{n}} - V_K \left(1 - \frac{P_H}{P_{max}}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (2.25)$$

Или

$$V_n = V_K \left(\frac{P_H}{P_{min}} - \frac{P_H}{P_{max}}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (2.26)$$

Представленная зависимость позволяет по заданному значению конструкторского объема камеры пневмогидроаккумулятора и давлению в гидравлическом контуре определить его полезный объем.

2.4.2 Расчет усилия на штоке и перемещения поршня гидроцилиндра гидравлической защиты стоек

При работе чизельной секции происходит её перемещение относительно оси подвеса под действием реакции почвы, в результате чего происходит перемещение штока гидроцилиндра гидравлической защиты секций, что приводит к росту давления в газовой полости пневмогидроаккумулятора. Давление изменяется до значения $P_2 = P_{max}$.

Изменение величины давления в начале и конце такта сжатия оценивается выражением

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V_{ц}}{V_{ц1}} \quad (2.27)$$

откуда

$$P_2 = P_1 + \Delta P = P_1 + \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V_{ц}}{V_{ц1}} \quad (2.28)$$

где $\frac{\Delta V_{ц}}{V_{ц1}}$ - изменение объема газовой полости пневмогидроаккумулятора при изменении давления на величину ΔP ; β - коэффициент объемного сжатия рабочей жидкости, Па^{-1} .

При этом объем рабочего газа изменится на величину равную

$$\Delta V = V_1 - V_2,$$

где V_1 и V_2 – соответственно объем рабочего газа при номинальном давлении и объем при увеличении давления на величину ΔP .

Соответственно усилие на штоке гидроцилиндра в конце такта сжатия определится выражением

$$P_{ш} = fP_2 = f \left(P_1 + \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V_{ц}}{V_{ц1}} \right) \quad (2.29)$$

где f – площадь поршня, м^2 .

Изменение объема гидроцилиндра произойдет на величину равную

$$\Delta V = fl, \quad (2.30)$$

Подставив выражение 2.30 в выражение 2.28, получим

$$P_2 = P_1 + \frac{1}{\beta} \frac{fl}{V_{ц1}}. \quad (2.31)$$

Соответственно изменение длины штока определится выражением

$$l = \beta(P_2 - P_1) \frac{V_{ц1}}{f}. \quad (2.32)$$

Полученные аналитические зависимости могут быть использованы при оптимизации конструкторских параметров отдельных элементов системы защиты чизельных стоек, при условии, что задана величина реакции почвенного фона на рабочий орган.

2.4.3 Определение коэффициента жесткости гидравлической системы защиты чизельных секций

В технической документации чизельно-дискового орудия указано, что рабочее давление в гидравлическом контуре защиты стоек следует выставлять в диапазоне 100-110 бар (10 - 11 МПа), данное условие распространяется для почв различной вертикальной жесткости и почвенных фонов. Таким образом, конструкторы закладывают условие, при котором крепление рабочей секции чизельного орудия к раме можно рассматривать как абсолютно жесткое. Зная начальные условия по величине давления в гидравлическом контуре, используя формулу 2.31, можно определить давление в воздушной полости пневмогидроаккумулятора.

$$P_1 = P_2 - \frac{1}{\beta} \frac{fl}{V_{ц1}}. \quad (2.33)$$

Величину численно равной обратной величине коэффициента сжимаемости рабочей жидкости принято считать модулем объемной упругости [25],

$$E_{\Gamma} = \frac{1}{\beta}. \quad (2.34)$$

В случае сжатия жидкости по изотермическому процессу модуль объемной упругости газа принимается равным величине действующего давления, т.е.

$$E_{\Gamma} = P_{\Gamma}$$

При политропном процессе

$$\beta = \frac{1}{E_{\Gamma}} = \frac{1}{nP_2} = \frac{1}{1,3P_2} \quad (2.35)$$

где n – показатель степени политропы, $n = 1,3$, [61].

Величина конечного давления в пневматической камере будет определяться действующей на рабочую секцию реакцию почвенного фона, соответственно

$$P_2 = \frac{P_{\text{ш}}}{f} = \frac{R}{f}. \quad (2.36)$$

где $P_{\text{ш}} = R$ – усилие на шток гидроцилиндра гидравлического контура защиты стоек, или реакция почвенного фона на движение рабочей секции в рассматриваемой среде.

Зададимся исходными значениями:

- площадь поршня гидроцилиндра, $0,0023 \text{ м}^2$;
- диапазон изменение хода штока, $0,01-0,05\text{м}$;
- количество рабочих секций чизельного орудия, 18 штук;
- диапазон изменения сопротивления движению чизельной стойки, $1,8-2,2 \text{ кН}$;
- величина начального давления в пневмогидроаккумуляторе, 10 МПа ;
- диапазон изменения объёма масла в гидравлическом контуре при движении штока гидроцилиндра, $V_1 = fl, 0.000023 - 0.000115 \text{ м}^3$.

Определим величину добавочного давления от реакции почвенного фона, формула 2.36. Результаты расчетов представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1.

Расчетные значения величины добавочного давления в камере пневмогидроаккумулятора от реакции почвенного фона

Величина действующего усилия, кН	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
Величина добавочного давления, кН/м^2	782,6	826,1	869,6	913,0	956,5

Используя зависимость 2.31, можно получить общую теоретическую характеристику пневмогидроаккумулятора в диапазоне действующих усилий

и заданных величин давления. Расчеты по данной зависимости представлены на рисунке 2.11. Данная характеристика представлена для изменения величины давления в системе от 2000 до 10000 кН/м^2 (20-100 бар).

По оси абсцисс отложена величина давления, по оси ординат перемещение штока гидроцилиндра контура защиты чизельной секции. Полученные отрицательные значения величины перемещения штока гидравлического цилиндра говорят об отсутствии его перемещения в процессе выполнения технологического процесса, т.е. при значениях давления в гидравлическом контуре защиты от 4000 кН/м^2 подвижность секции относительно рамы почвообрабатывающего орудия отсутствует. Доступные нам перемещения, на величину допустимого движения штока гидроцилиндра, возможны при давлении в гидравлическом контуре ниже 4000 кН/м^2 .

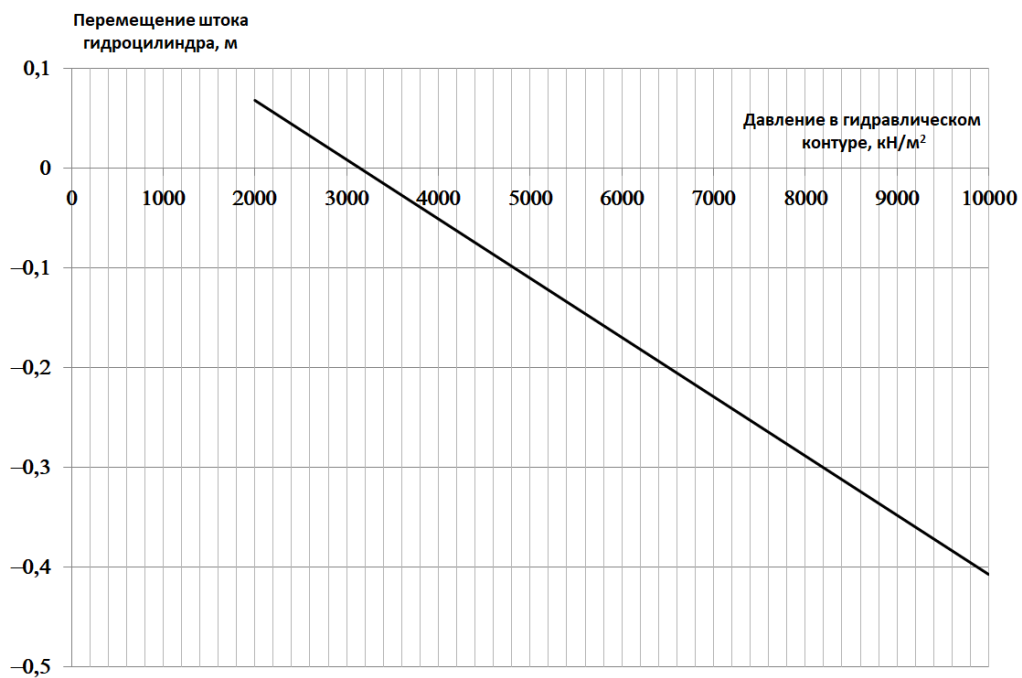


Рисунок 2.11 – Характеристика жесткости гидравлического контура гидравлической защиты чизельных стоек

Соответственно коэффициент жесткости рассматриваемой системы можно определить как значение тангенса угла наклона представленной характеристики.

Конечно, это предварительные расчеты, мы вели их по исходным данным, найденным в соответствующих литературных источниках [1,55,56,62], кроме того величина коэффициента сжимаемости газа при расчетах нами принималась как величина постоянная. В справочной литературе [61] данный параметр существенно зависит от рабочего давления, что вносит нелинейность в конечные характеристики. Поэтому на практике величина давления в гидравлическом контуре, при которой может наблюдаться перемещение секции чизельной стойки, может сдвинуться в область более высоких значений, поэтому все предложенные теоретические рассуждения должны быть проверены экспериментальным путем.

2.5 Аналитическая оценка генерации периодических установившихся колебаний чизельной секции на резонансном режиме

В данном разделе решается задача о возможности генерации периодических колебаний чизельных секций, настроенных на резонансный режим работы, от воздействия неравномерной реакции почвенного фона.

Для решения данной задачи необходимо составить дифференциальное уравнение движения отдельной секции чизельно-дискового орудия, решение которого даст общее представление о возможности возникновения вынужденных колебаний секции в данных условиях работы.

Дифференциальное уравнение рабочей секции чизельно-дискового орудия, совершающей вынужденные крутильные колебания относительно оси подвеса, имеет вид:

$$\frac{d^2}{dt^2} \varphi(t) + 2 \cdot \xi \cdot \frac{d}{dt} \varphi(t) + k_0^2 \cdot \varphi(t) = \frac{M(t)}{J_z},$$

(2.37)

«где: $\varphi(t)$ – угол поворота секции относительно оси подвеса, *рад/с*;

$\xi = \frac{\eta}{2 \cdot m}$ – коэффициент затухания колебаний секции культиватора, *Гц*;

η – коэффициент линейного вязкого сопротивления почвы,
 $H \cdot c/m = \text{кг}/c$;

m – масса рабочего органа, кг;

k_0 – циклическая (круговая) частота собственных колебаний рабочего органа относительно оси подвеса (собственная частота секции), $\text{рад}/c$;

$M(t)$ – абсолютная величина возмущающего момента силы сопротивления почвы, $H \cdot m$; $M(t) = R(t) \cdot L$;

L – расстояние от режущего конца (лезвия) секции до оси подвеса (оси Oz), м;

$R(t)$ – результирующая сила сопротивления почвы, равная горизонтальной составляющей тягового сопротивления, H ;

J_z – осевой момент инерции культиваторной секции относительно оси подвеса (Oz), $\text{кг} \cdot \text{м}^2 \gg [34]$.

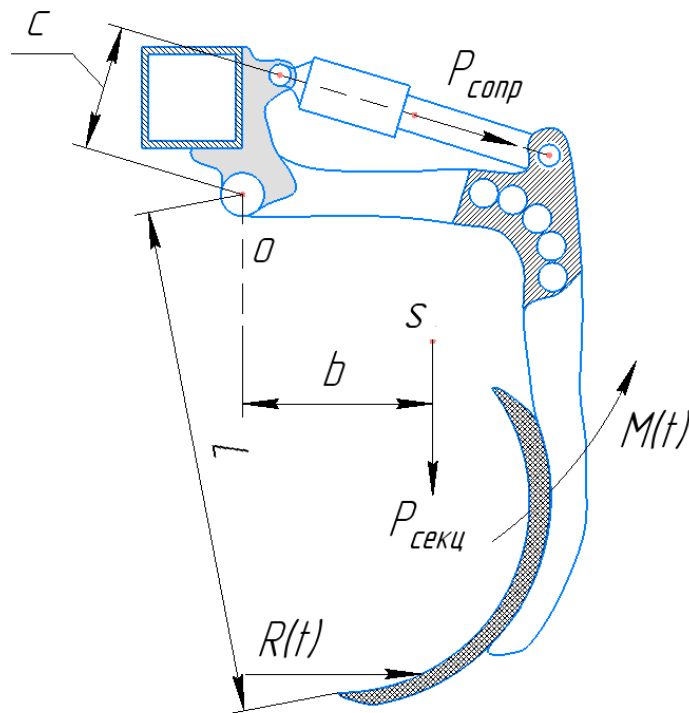


Рисунок 2.12 – Расчетная схема чизельной секции чизельно-дискового

орудия. $\bar{R}(t)$ – результирующая сила сопротивления почвы, H

Собственную частоту культиваторной стойки определяют известной формулой:

Коэффициент вязкого сопротивления почвы в расчетах, согласно рекомендациям [33], примем равным $80.85 \leq \eta \leq 183.15 \text{ кг/с}$. Величина возмущающего момента $M(t)$ силы сопротивления почвы измерена с помощью тензометрических датчиков, размещённых в области крепления секции к шарниру рамы.

Момент $M(t)$ измерен в дискретные моменты времени: $t_s = t_0 + s \cdot \Delta t$, где $t_0 = 0$; $\Delta t = 2 \cdot 10^{-3} \text{ с}$; $s = 0, 1, \dots, N$. Объём экспериментальной выборки (точек) составляет $N = 32351$. В результате вычислений получена дискретная последовательность $M_s = M(t_s)$. Реализация возмущающего момента показана на рисунке 2.13.

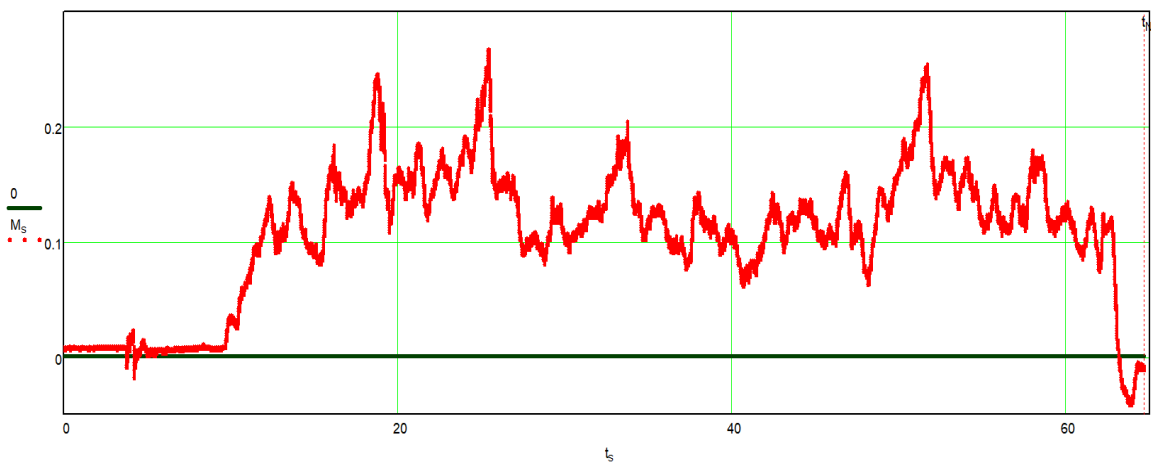


Рисунок 2.13 – Реализация возмущающего воздействия на чизельную секцию

Уравнение 2.37 решим численно, используя метод разностной аппроксимации. Проведём дискретизацию величин. В уравнении (2.37) непрерывную функцию $\varphi(t)$ заменим дискретной последовательностью, элементы которой $\psi_s \approx \varphi(t_s)$.

Производные первого и второго порядков (угловую скорость и угловое ускорение) можно представить выражениями:

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_s \approx \frac{\psi_s - \psi_{s-1}}{\Delta t} \quad (2.38)$$

$$\left(\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right)_s \approx \frac{\psi_{s+1} - 2 \cdot \psi_s + \psi_{s-1}}{\Delta t^2} \quad (2.39)$$

В результате разностной аппроксимации производных (2.38) и (2.39) дифференциальное уравнение (2.37) приводит к разностной схеме:

$$\frac{\psi_{s+1} - 2 \cdot \psi_s + \psi_{s-1}}{\Delta t^2} + 2 \cdot \xi \cdot \frac{\psi_s - \psi_{s-1}}{\Delta t} + \omega_0^2 \cdot \psi_s = \frac{M_s}{J_z} \quad (2.40)$$

Решив уравнение (2.40) относительно ψ_{s+1} , получим рекуррентную формулу:

$$\psi_{s+1} = \left(\frac{M_s}{J_z} - \omega_0^2 \cdot \psi_s\right) \cdot \Delta t^2 - 2 \cdot \xi \cdot (\psi_s - \psi_{s-1}) \cdot \Delta t + 2 \cdot \psi_s - \psi_{s-1} \quad (2.41)$$

После раскрытия скобок и перегруппировки слагаемых формула (2.41) приводит к другому виду:

$$\psi_{s+1} = \psi_s \cdot \left(2 \cdot (1 - \xi \cdot \Delta t) - \omega_0^2 \cdot \Delta t^2\right) + \psi_{s-1} \cdot (2 \cdot \xi \cdot \Delta t - 1) + \frac{M_s}{J_z} \cdot \Delta t^2 \quad (2.42)$$

Величина ψ_{s+1} определяется значениями ψ_s и ψ_{s-1} рекуррентной зависимостью (2.42). Для применения формулы (2.42) необходимо указать начальные условия: ψ_0 и ψ_1 . Величина $\psi_0 = \varphi(t_0)$ – начальная фаза колебаний. Пусть $\psi_0 = \psi_1 = 0$. Применяя рекурсию (2.41) или (2.42), определяем угловое положение стойки в последующие моменты времени. Количество шагов (итераций) примем равным объёму N экспериментальной выборки момента. Результаты расчетов углового положения стойки для выбранных начальных условий представлены на рисунке 2.14.

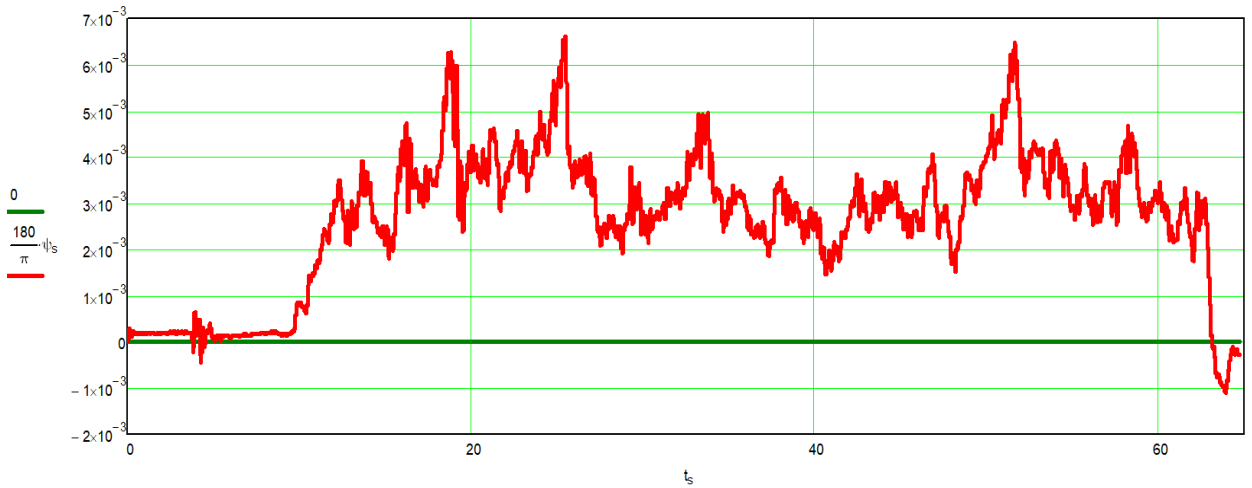


Рисунок 2.14 – Расчетная реализация угла (в градусах) поворота чизельной секции от времени

Модуль угловой скорости на каждом шаге определяется производной угла поворота по времени. Эта производная приближённо вычисляется с помощью конечно-разностного отношения:

$$\omega_s = \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)_s \approx \frac{\psi_s - \psi_{s-1}}{\Delta t} \quad (2.43)$$

Реализация угловой скорости секции показана на рисунке 2.15.

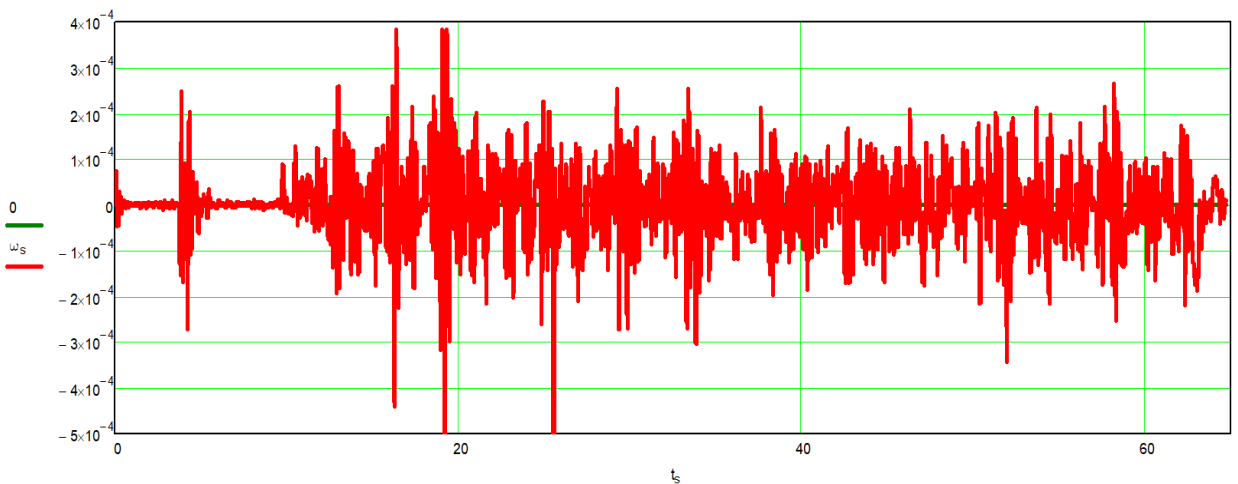


Рисунок 2.15 – Реализация угловой скорости секции (в рад/с) от времени

Модуль горизонтальной составляющей углового ускорения секции культиватора на каждом шаге определяется производной модуля угловой скорости секции по времени. Эту производную приближённо представим в виде конечно-разностного отношения:

$$\varepsilon_s = \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_s \approx \frac{\omega_s - \omega_{s-1}}{\Delta t} \quad (2.44)$$

Процесс изменения модуля горизонтальной составляющей углового ускорения секции показан на рисунке 2.16.

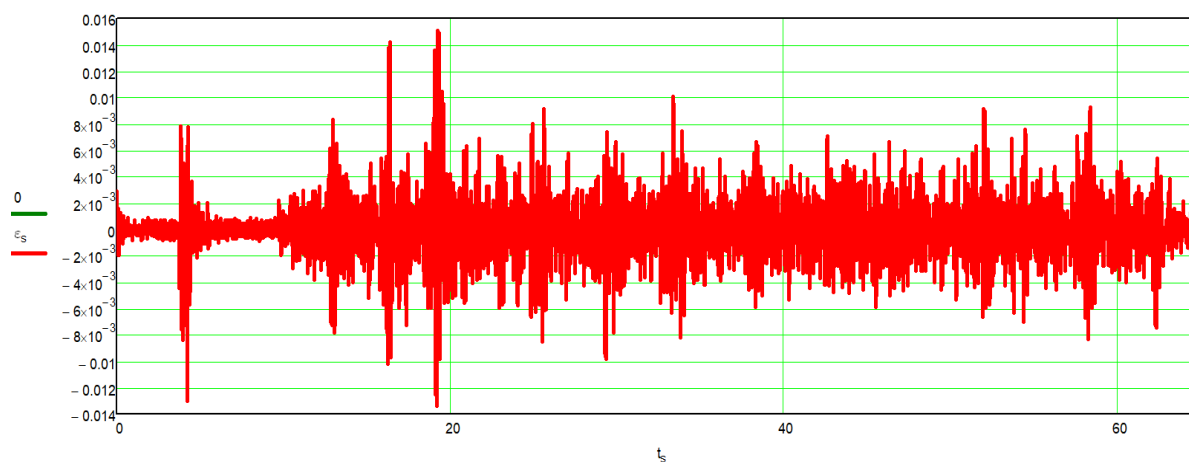


Рисунок 2.16 – Реализация зависимости углового ускорения чизельной секции от времени

Для дальнейшего анализа поведения рассматриваемой механической системы воспользуемся методом представления колебаний на фазовой плоскости, физический смысл которой заключается в следующем: каждому положению механической системы соответствует точка на фазовой плоскости. Данная точка определяет мгновенное состояние системы, называется описывающей точкой. В процессе движения механической системы описывающая точка будет перемещаться по некой кривой - фазовой траектории движения. Форма фазовой траектории позволяет делать выводы о временном ходе изучаемого процесса, но не позволяет без дополнительных исследований получить количественную зависимость перемещения (в нашем случае угла поворота) в функции времени.

Фазовые траектории, соответствующие экспериментальной выборке возмущающего воздействия, представлены на рисунках 2.17 – 2.18.

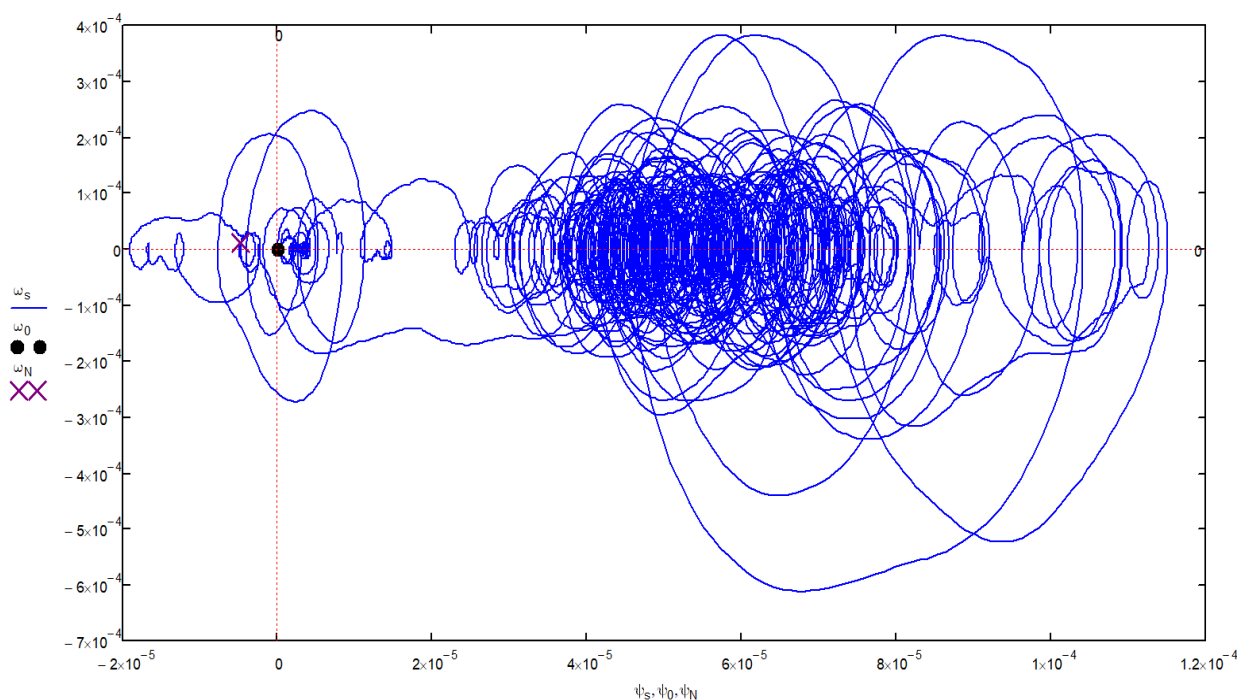


Рисунок 2.17 – Фазовая траектория в плоскости $\psi O\omega$ (угол поворота в радианах – угловая скорость в рад/с)

Конец фазовой траектории, отмеченный символом «x», не совпадает с началом координат из-за остаточных нагрузок на секцию культиватора со стороны почвы, в которой осталась нижняя часть секции культиватора. В конце фазовой траектории остаётся деформация секции, которая характеризуется угловым смещением секции относительно исходного ненапряжённого состояния.

Сложная форма фазовой траектории является следствием неравномерности и непериодичности возмущающих воздействий, что вызвано неравномерностью почвы.

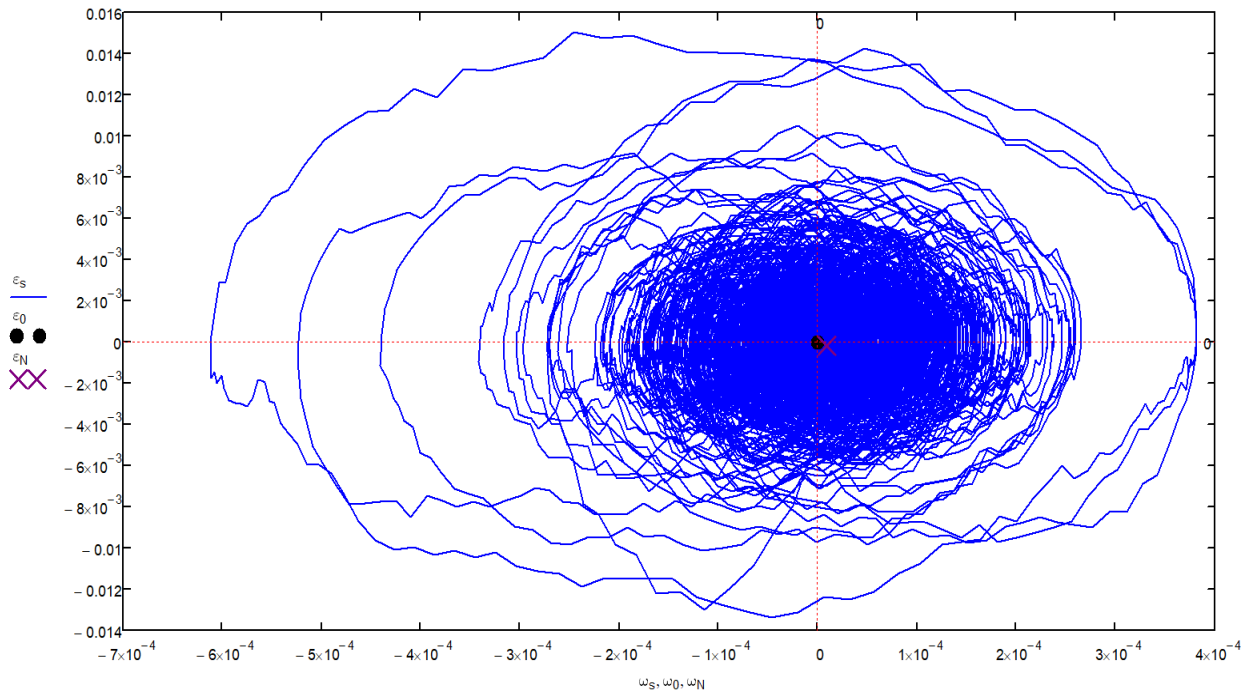


Рисунок 2.18 – Фазовая траектория в плоскости $\omega O \varepsilon$
 (угловая скорость в рад/с – угловое ускорение в рад/с²)

«Наличие на фазовой плоскости замкнутых фазовых траекторий (например, эллипсов в окрестностях рассмотренной описывающей точки) указывает на существование периодических движений» [72].

Полученные фазовые портреты указывают, что в окрестностях особой точки, отвечающей минимуму потенциальной энергии, происходят периодические движения с эллиптическими фазовыми траекториями, соответствующими гармоническими колебаниями. Таким образом, рассматриваемая система может совершать близкие к гармоническому виду колебания.

ВЫВОДЫ

1. В конструкции исследуемого почвообрабатывающего агрегата применена система гидравлической защиты рабочих секций от перегрузки. В состав гидравлической системы входят: гидравлические рукава с соединительными муфтами, выполненными в виде тройников; узел манометра; гидроаккумуляторы; гидравлические цилиндры, установленные на каждую рабочую секцию чизельно-дискового орудия. Таким образом, мы имеем почвообрабатывающий агрегат, в конструкцию которого заводом-изготовителем уже заложена упругая связь между рабочей секции и рамой. Следовательно, при определенных условиях работы секции способны совершать вынужденные колебания под действием внешней возмущающей силы в виде тягового сопротивления.

2. Полученные аналитические зависимости могут быть использованы при оптимизации конструкторских параметров отдельных элементов гидравлической системы защиты чизельных стоек, при условии, что задана величина реакции почвенного фона на рабочий орган. На основании которых получена общая теоретическая характеристика применяемой модели пневмогидроаккумулятора в диапазоне действующих усилий и заданных величин давления.

3. Получено аналитическое выражение, позволяющее определить величину давления в контуре гидравлической защиты секций, при котором может возникать резонанс системы. Входящая в это выражение величина λ , требует экспериментального определения. По своему физическому смыслу данная величина является одним из значений частоты горизонтальной составляющей тягового сопротивления чизельной секции, соответствующей максимальному значению амплитуды.

4. На основании дифференциального уравнения движения отдельной секции чизельно-дискового орудия разработана математическая модель, описывающая движения секции в обрабатываемой среде. Используя метод

представления колебаний на фазовой плоскости, доказали, что в окрестностях особой точки, отвечающей минимуму потенциальной энергии, происходят периодические движения с эллиптическими фазовыми траекториями, соответствующими гармоническими колебаниями. Таким образом, рассматриваемая система может совершать близкие к гармоническому виду колебания.

3 ПРОГРАММА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЧИЗЕЛЬНО-ДИСКОВОГО АГРЕГАТА

Программа экспериментальных исследований чизельного-дискового агрегата включает в себя следующие основные этапы [2, 5, 15, 27, 28,]:

1. обоснование, выбор и комплектование объекта испытаний;
2. разработка схемы адаптивной системы регулировки давления в гидравлическом контуре чизельно-дискового орудия;
3. подбор комплектующих, сборка и отладка взаимодействия элементов системы адаптивной системы регулировки давления в гидравлическом контуре чизельно-дискового орудия;
4. размещение и тарировка измерительной и регистрирующей аппаратуры на объекте испытаний;
5. проведение сравнительных полевых испытаний получение значений регистрируемых параметров в виде осциллограмм, их математическая обработка, построение графических зависимостей исследуемых параметров.

3.1 Обоснование и выбор объекта испытаний

В качестве объекта испытаний был выбран чизельно-дисковый агрегат ЧДА-5. Выбор данного агрегата обосновывается следующим:

— чизельно-дисковый агрегат ЧДА 5 имеет широкое применение на территории Волгоградской области. Соответственно, производители сельскохозяйственной продукции Волгоградской области и сами разработчики данного агрегата, заинтересованы в получении натуральных всесторонних испытаниях агрегата в почвенных условиях Волгоградской области и готовы предоставить образец для экспериментальных исследований;

— чизельно-дисковый агрегат ЧДА -5 оборудован системой гидравлической защиты рабочих секций, следовательно, он отвечает всем требованиям, сформулированным в рамках данного диссертационного исследования;

— конструкторские особенности агрегата позволяют на его базе разработать адаптивную систему регулировки давления в гидравлическом контуре чизельно-дискового орудия защиты секций, позволяющей автоматически настраиваться системе на резонансный режим работы секций;

— рассматриваемая модель агрегата производится на территории Российской Федерации, является отечественной разработкой.

Экспериментальный агрегат может быть использован для выполнения следующих работ:

- рыхления верхнего слоя почвы;
- выравнивания поверхности поля после пахоты;
- уничтожения сорняков;
- заделки семян и удобрений;
- лущения стерни;
- основной обработки почвы на глубину до 20см. при оснащении крыльями;

для сплошного подрезания;

- безотвального рыхления почвы на глубину до 30см. с помощью долотообразных рабочих органов.

После прохода агрегата поверхность поля хорошо выравнивается, образуется верхний мульчирующий слой 1 – 3 см, значительно снижающий испарение влаги из нижнего уплотнённого слоя, сорняки вычёсываются и выбрасываются на поверхность поля. Агрегат ЧДА рекомендуется использовать при обработке почв во всех зонах Российской Федерации.

Технические данные агрегатов ЧДА представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Технические данные агрегатов ЧДА

№	Наименование показателя	ЧДА-4.М	ЧДА-5.М	ЧДА-6,2.М	ЧДА7.М
1.	длина в рабочем положении, мм	9750±50	9750±50	9750±50	9750±50
2.	длина в транспортном положении, мм	9750±50	9750±50	9750±50	9750±50
3.	ширина в рабочем положении, мм	4570±20	5320±20	7230±20	7564±20
4.	ширина в транспортном положении, мм	2890±50	2890±20	2890±20	2890±20
5.	высота в рабочем положении, мм	1960±50	1960±50	1960±50	1960±50
6.	высота в транспортном положении, мм	2770±50	3200±20	4100±20	4200±20
7.	количество дисков, шт	30	38	52	54
8.	количество чизельных стоков, шт	14	18	24	26
9.	масса, кг	9 6650±50	6802±50	9366±50	9650±50
10.	требуемая мощность трактора (колесного), от л.с.	300	350	450	450
11.	рекомендуемая рабочая скорость, км/ч	8-12	8-12	8-12	8-12
12.	транспортная скорость, км/ч	не более 20	не более 20	не более 20	не более 20
13.	глубина обработки, см.	до 30			
14.	крошение почвы, процент комков размером до 25 мм включительно, не менее	70			
15.	гребнистость поверхности почвы, см	не более 4			
16.	заделка пожнивных остатков, процентов, не менее	90			
17.	подрезание сорняков, процентов, не менее	100			
18.	наработка на отказ единичного изделия, часов, не менее	100			
19.	срок службы, лет	8			

Общий вид объекта испытаний показан на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Общий вид объекта испытаний

В процессе испытания чизельно-дисковое орудие ЧДА 5 агрегатировалось с энергетическим средством шестого тягового класса. В качестве энергетического средства выступал трактор с колесной формулой 4К4 Versatile 2375. Основные технические характеристики трактора приведены в таблице 3.2

Таблица 3.2 Техническая характеристика трактора колесного Versatile 2375.

Показатель	Значение показателя по:	
	ТУ 4722-011-70658126-2009	данным испытаний
Марка	Versatile 2375	
Тип (колесная формула)	Общего назначения (4×4)	
Модель и тип двигателя	QSM 11 - дизельный, шестицилиндровый, рядный, с 4 клапанами верхнего расположения на цилиндр, с турбонаддувом и последующим охлаждением наддувочного воздуха	
Размер шин:		
- передние	710/70 R 38	710/70 R 38
- задние	710/70 R 38	710/70 R 38
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	280 (375)	Не определялась
Габаритные размеры трактора, мм:		
- длина	6800±180	6800
- ширина	2628	2630
- высота по выхлопной трубе	3700	3700
База трактора, мм	3380	3380
Колея (по середине колёс), мм:		
- задних колес	1900±100	1900
- передних колес	1935±100	1940
Дорожный просвет, мм	400	400
Эксплуатационная масса трактора, кг	14750±450	14800
Наименьший радиус поворота по крайней наружной точке, м	6,79	6,80
Число передач:		
- переднего хода	12	12
- заднего хода	4	4
Количество диапазонов	3	3
Диапазон скоростей движения, км/ч:		
- переднего хода		
наименьшая	4,3	4,3
наибольшая	26,2	26,2
- заднего хода		
наименьшая	5,8	5,8
наибольшая	9,1	9,1
Устройство соединения трактора с сельскохозяйственными машинами:		
- тяговый брус	Тягово-цепное устройство	
- заднее навесное устройство	Категории IV	
Заправочные емкости трактора, л:		
- топливный бак	871	871
- система охлаждения	59	59
- картер двигателя	34	34
- трансмиссия	37,9	37,9
- гидравлическая система	124	124
- мост/дифференциал (вся система – один мост)	51	51

Общий вид энергетического средства показан на рисунке 3.2.



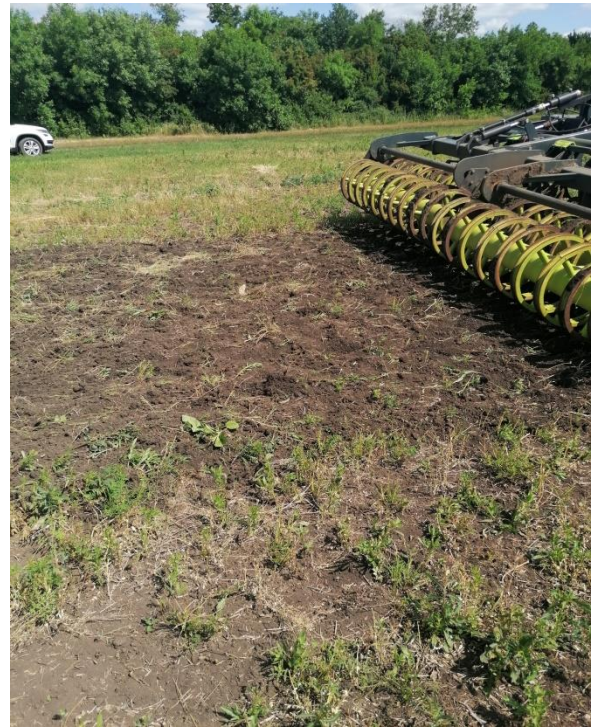
Рисунок 3.2 – Энергетическое средство, для комплектования
почвообрабатывающего агрегата

Испытания чизельно-дискового агрегата проводились летом 2023 года в Новониколаевском районе Волгоградской области на двух почвенных фонах: 1 – залежь многолетних трав; 2 – дернина.

Общий вид почвенных фонов, до и после прохода агрегата, показан на рисунках 3.3, 3.4.



а)



б)

Рисунок 3.3 – Почвенный фон залежь многолетних трав:

а) – до прохода агрегата; б) – после прохода агрегата



а)



б)

Рисунок 3.3 – Почвенный фон дернина:

а) – до прохода агрегата; б) – после прохода агрегата

3.2 Адаптивная система регулировки давления в гидравлическом контуре чизельно-дискового орудия

В работе предлагается гидравлическую систему защиты секций дополнить адаптивной системой регулировки давления в гидравлическом контуре, позволяющей автоматически настраивать рабочие секции на режим резонанса.

Предлагаемая адаптивная система включает в себя следующие основные блоки.

1. Тензометрическая секция чизеля. Штатная конструкция чизельной секции комплектуется датчиком ускорения (акселерометром), позволяющим в процессе работы фиксировать значения ускорения секции в продольном горизонтальном направлении.

2. Узел манометра с гидравлическим краном, оборудованным системой сервопривода. Используется штатный узел, в конструкцию которого добавлен клапан с электромагнитным управлением VAS-80NG.

3. Собственно система управления, состоящая из блока питания, микроконтроллера типа ESP8266, рисунок 3.4.

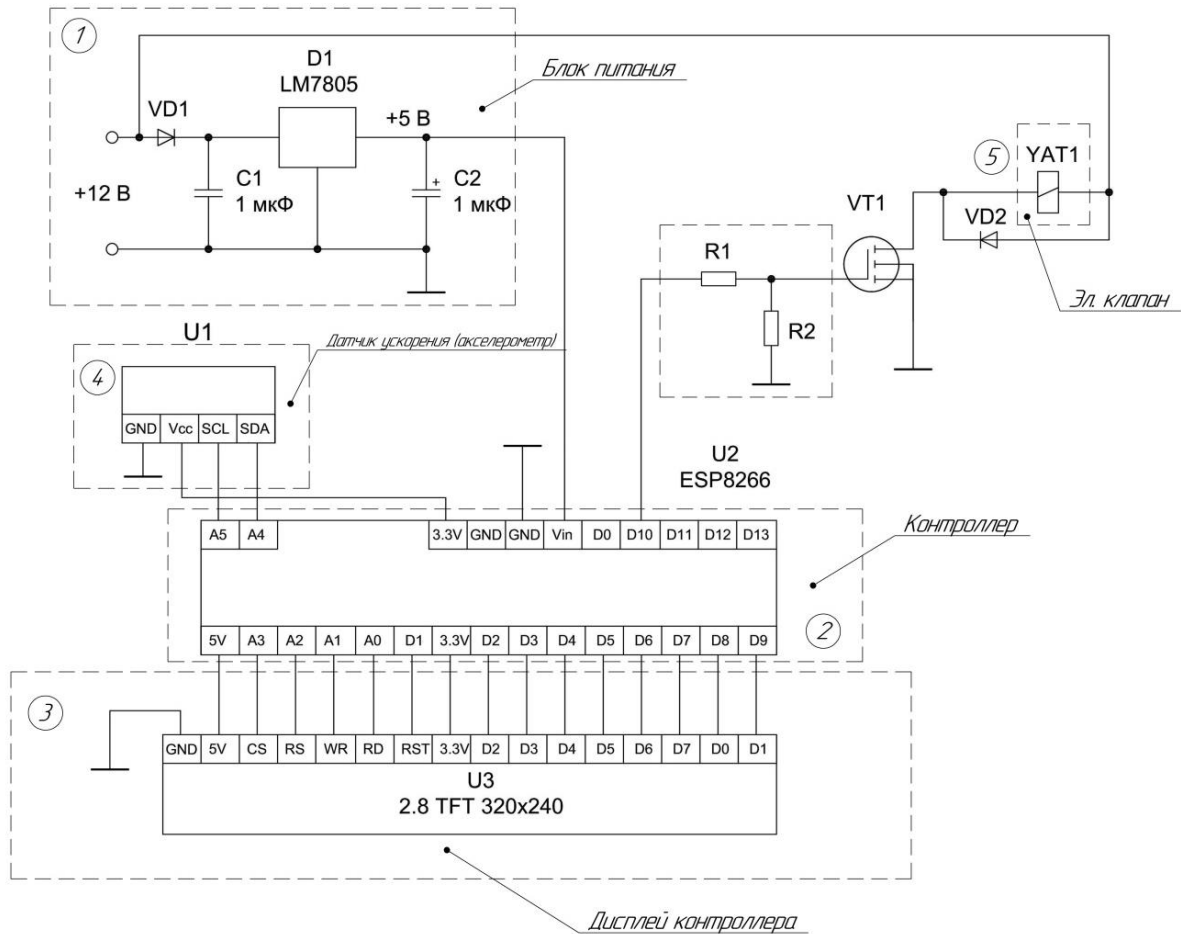


Рисунок 3.4 – Схема адаптивной системы управления жесткостью рабочих секций ЧДА-5

Предлагаемая адаптивная система работает следующим образом: «при переводе ЧДА в рабочее положение путем открытия крана 20, установленного перед манометром, создается рабочее давление в контуре гидравлической системы защиты стоек (80-100 бар). В начале движения по поверхности поля контроллер считывает сигнал, поступающий с датчика ускорения стойки. Если величина сигнала не соответствует заданной полосе значений ускорения рабочей секции, контроллер подает кратковременный сигнал на привод гидравлического клапана 20, что приводит к его открытию, в результате чего осуществляется сброс рабочей жидкости в контуре защиты стоек в контур складывания секций и тем самым уменьшается рабочее давление в контуре

защиты стоек. Следующий сигнал контроллер подает на закрытие крана. Время между двумя сигналами оптимизируется таким образом, чтобы за один цикл «открытия-закрытия» клапана давление в контуре защиты снижалось на 5 бар. При новом значении величины давления в контуре защиты происходит новая регистрация сигнала с датчика ускорения контроллером. Данный алгоритм будет продолжаться до тех пор, пока уровень сигнала с датчика ускорения не будет соответствовать заданной расчетной величине» [76].

Структурную схему управления предложенной адаптивной системы можно представить согласно рисунку 3.5.

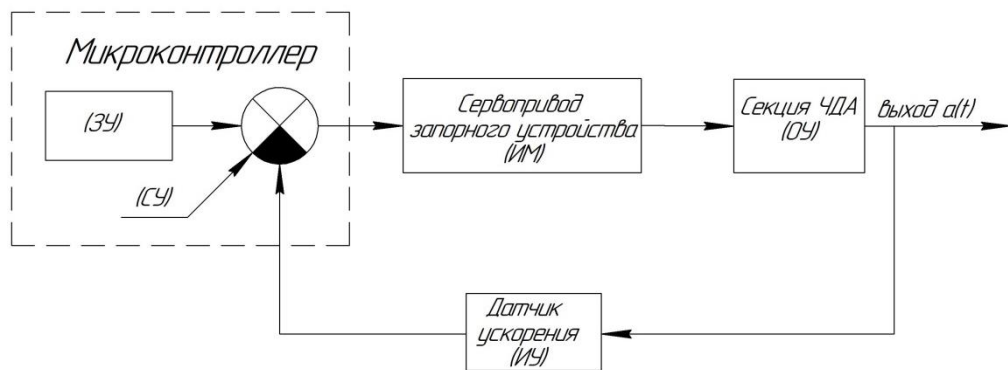


Рисунок 3.5 – Структурная схема адаптивной системы управления жесткостью крепления рабочих секций ЧДА

ЗУ – задающее устройство, СУ – сравнивающее устройство (микроконтроллер); ИМ – исполнительный механизм; ОУ – объект управления; ИУ – измерительное устройство

Технические характеристики клапана приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3.

Технические характеристики клапана VAS-80NG:

Тип	Порт	Пропускная способность	Давление ном.	Масса	Стандартное напряжение
VAS-80NG	1" BSP	12 л./мин.	Мах. 320 Bar	0,2 кг	DC 12-24-110 RAC

В клапанах с нормально закрытой схемой предусмотрена ручная аварийная разгрузка.

Клапан монтируется в любом положении.

Рекомендуемая жидкость в соответствии с DIN 51524 вязкость между 30 и 100 mm²/s (cSt) при 40°C.

Рекомендуемая тонкость фильтрации не более 25 мкм.

Рекомендуемая температура рабочей жидкости -20° to +75°C.

Отклонение управляющего напряжения в пределах -10% +5%.

Общий вид узла манометра с электромагнитным клапаном показан на рисунке 3.6.



Рисунок 3.6 - Узел манометра с электромагнитным клапаном

Проведенные поисковые эксперименты позволили получить экспериментальную характеристику гидравлической системы контура защиты стоек, показывающую изменение значения давления в контуре системы от времени открытого положения электромагнитного клапана, рисунок 3.7.

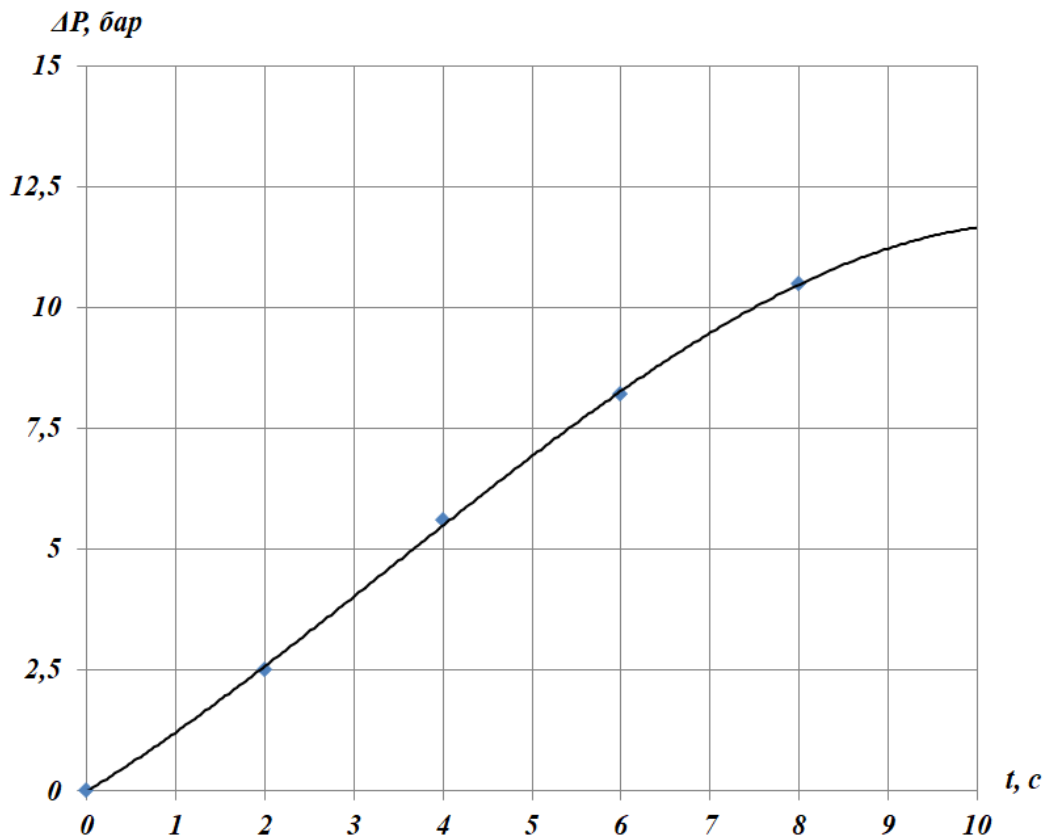


Рисунок 3.7 - Изменение значения давления в контуре гидравлической защиты секций от времени открытого положения электромагнитного клапана

Согласно данным, полученным в ходе поисковых экспериментов, снижение давления в гидравлическом контуре защиты стоек на 2,5 бар соответствует времени открытого положения электромагнитного клапана, равному 2 секунды. Полученные данные были использованы нами для оптимизации значения частоты подачи сигнала микроконтроллером.

На предлагаемую адаптивную систему регулировки давления в гидравлическом контуре получены два патента на изобретение № 2823649 и № 2823650 [74,75].

Размещение и тарировка измерительной и регистрирующей аппаратуры на объекте испытаний

Для обеспечения возможности на протяжении долгого периода времени производить регистрацию и передачу измеряющих параметров был применён модифицированный вариант исследовательского комплекса в состав которого входил переносимый компьютер, с предварительно установленным на нём программным обеспечением «PowerGraph», аналого-цифровой командный модуль памяти и управления E-440, соединительная плата, рисунок 3.8

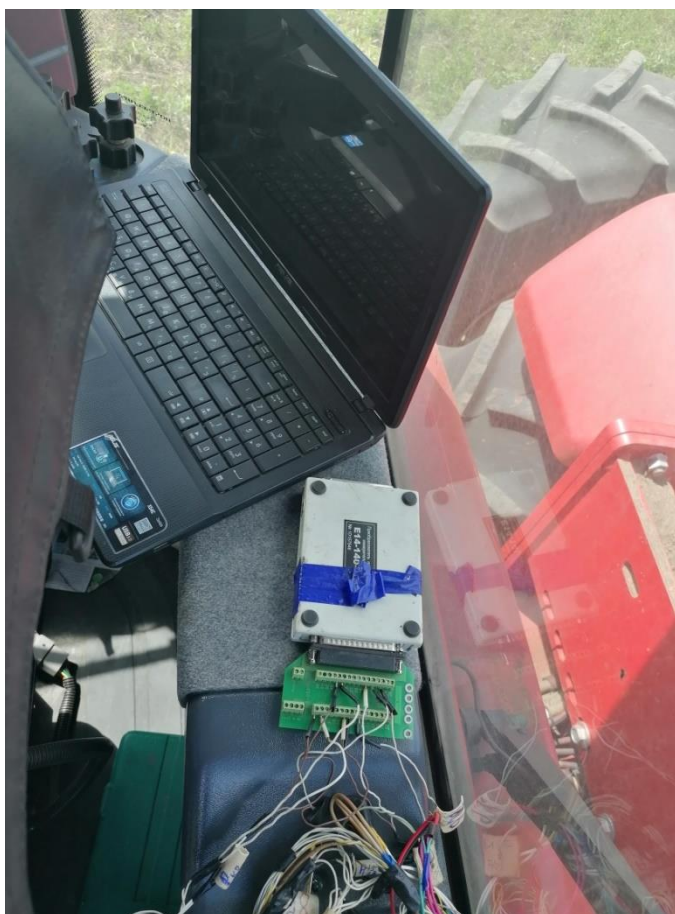


Рисунок 3.8 - Регистрирующая аппаратура

Модуль *E-440* позволяет:

- «- выполнять ширококанальный ввод аналоговых сигналов;
- выполнять двухканальный вывод сигналов на цифровой-аналоговый преобразователь;

- отслеживать в асинхронном режиме шестнадцать цифровых входных и шестнадцать выходных цифровых каналов.

Контроль модуля *E-440* выполняет пакет программного обеспечения «*Power Graph*», который представляет собой многоканальный осциллограф, ПО «*Power Graph*» осуществляет запись сигналов в реальном времени, обработку и хранение данных, позволяет использовать компьютер в качестве стандартных измерительных и регистрирующих приборов (вольтметры, осциллографы, спектроанализатор и т. д.).

В целом программное обеспечение «*PowerGraph*» предназначено для:

- сбора экспериментальных данных с различных измерительных приборов и устройств;
- регистрации и визуализации регистрируемых данных в реальном режиме времени;
- редактирования, математической обработке и анализа экспериментальных данных;
- хранения, импорта и экспорта экспериментальных данных» [32].

На рисунке 3.9 показаны осциллограммы регистрируемых параметров.

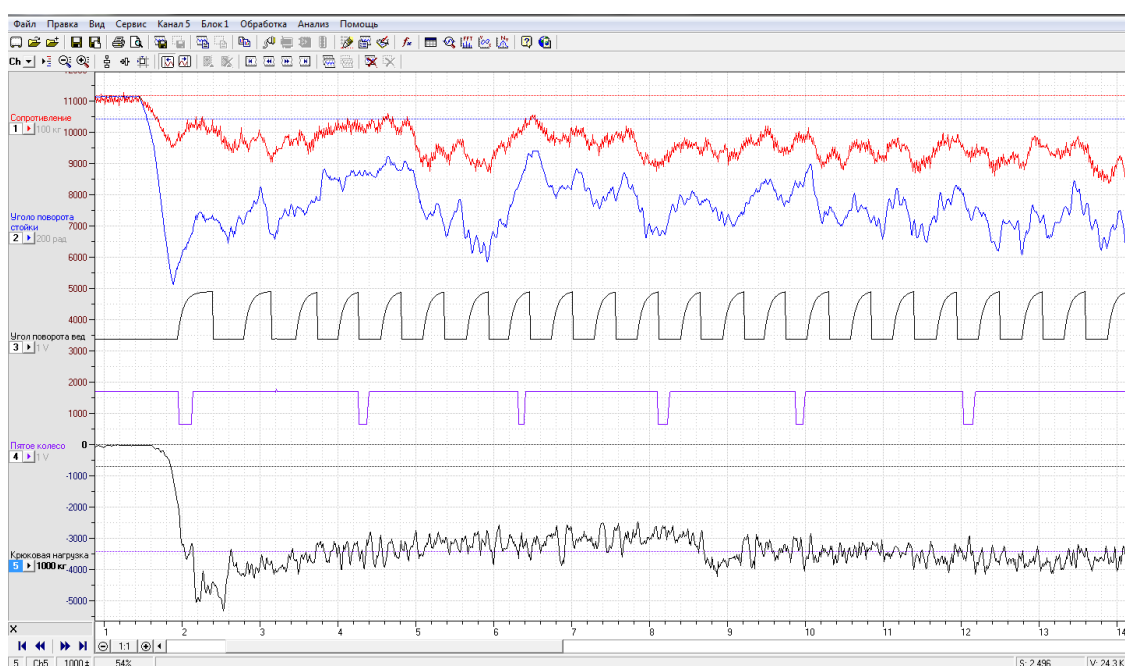


Рисунок 3.9– Регистрируемые параметры в виде осциллограмм

Измерение тягового сопротивления чизельно-дискового орудия

Измерение тягового сопротивления чизельно-дискового орудия осуществлялось с помощью резисторов, способных осуществлять контроль и преобразовывать величину деформации в удобный для измерения сигнал. Датчики были смонтированы на круговые поверхности производящие импульс (рисунок 3.10).



Рисунок 3.10 - Конфигурация прикрепленного к трактору тензометрического звена

Градуировка измерительного звена осуществлялась лабораторными методами исследования в Волгоградском ГАУ, на машине, исследующей металл на разрыв УНИМ-50 (рисунок 3.11) [32].



Рисунок 3.11 –Лабораторные испытания измерительного звена

**Измерение горизонтальной составляющей тягового сопротивления
культиваторной стойки**

«Измерение горизонтальной составляющей тягового сопротивления культиваторной стойки осуществлялось с помощью наклеенных на внутреннюю и внешнюю поверхность стойки тензометрических датчиков.



Рисунок 3.12 – Общий вид тензометрической стойки

Тарирование датчиков осуществлялось следующим образом: на стационарной установке монтировалась рабочая секция чизеля. Между опорой и стойкой устанавливались пружинный динамометр, регулировочный винт и захват для рабочего органа. Перед началом нагружения выбирались зазоры регулировочным винтом. В этот момент фиксировались на осциллограмме нулевые значения. Затем последовательно нагружали рабочий орган до 1000 Н, с шагом 100 Н, регулировочным винтом. Процесс нагружения непрерывно фиксировался на осциллограмме, горизонтальные отметки на которой служили исходными данными для определения поправочных коэффициентов масштабирования.

Измерение угла поворота чизельной секции относительно вертикальной оси

Для измерения угла поворота чизельной секции относительно шарнира использовалась тензометрическая балка (9), смонтированная на узле крепления стойки к раме орудия (рисунок 3.9). Тензометрическая балка была изготовлена из высоколегированной стали, на нее с обеих сторон наклеивались по два тензометрических датчика. Тарировка осуществлялась следующим образом: перед началом нагружения выбирались зазоры регулировочным винтом. В этот момент фиксировались на осциллограмме нулевые значения. Затем последовательно нагружали стойку до 1000 Н, регулировочным винтом, которая при нагрузке отклонялась назад, действуя на балку. Через каждый 100 Н замерялась деформация пружин (8) и угол отклонения стойки, данные показатели являлись исходными данными для определения поправочных коэффициентов масштабирования осциллограммы» [32].



Рисунок 3.11 – Экспериментальная проверка работоспособности тензометрических датчиков

Определение действительной скорости МТА

Фиксирование данных о действительной скорости МТА производилось с помощью цифровой обработки сигналов, поступающих от отдельного элемента конструкции («пятого колеса»), прикреплённого к раме культиватора (рисунок 3.12).



Рисунок 3.12 – Фиксирование данных о действительной скорости МТА

«Пятое колесо состоит из мотоциклетного колеса, на спицах которого с определенным шагом расположены магниты, а на вилке колеса размещен геркон. При вращении колеса магниты замыкают контакт геркона и сигнал высвечивается на осциллограмме в виде единичного импульса» [32].

Измерение глубины обработанного слоя

«Глубину обработанного слоя почвы определяли линейкой по ГОСТ 26244-84. В 15 местах, на контролируемом участке, через равные расстояния друг от друга, на поверхность поля поперек направления обработки почвы накладывали деревянную рейку длиной 1 м и линейкой измеряли глубину обработанного слоя почвы от основания обработанного слоя до рейки (рисунок 3.13)» [32].



Рисунок 3.13 – Измерение глубины обрабатываемой поверхности

По окончании исследовательских замеров глубины обрабатываемой поверхности определили среднее арифметическое значение результатов с точностью до сотых долей и округлением результата вычисления до десятых долей сантиметра.

Измерение производственных показателей работы чизельно-дискового агрегата

Производственные показатели чизельно-дискового агрегата, такие как часовой и погектарный расход топлива, производительность, фиксировались непосредственно во время его работы штатной системой GPS мониторинга.

Общий вид информационного экрана системы GPS мониторинга представлен на рисунке 3.14.



Рисунок 3.14 - Общий вид информационного экрана системы GPS мониторинга трактора

ВЫВОДЫ

1. Разработана программа экспериментальных исследований чизельно-дискового агрегата, обоснованы объект испытаний, тягово-энергетическое средство, почвенные условия проведения эксперимента.
2. Предложена адаптивная система регулирования значения давления в гидравлическом контуре защиты стоек, позволяющая производить автоматическую настройку секций чизеля на резонансный режим работы.
3. Проведены поисковые испытания элементов адаптивной системы регулировки жесткости, позволяющие оптимизировать её управляющие сигналы.
4. В процессе проведения натурных испытаний регистрировались силовые, эксплуатационные и кинематические параметры работы чизельно-дискового агрегата.
5. Для регистрации и обработки силовых и кинематических величин, в процессе выполнения технологической операции применялась измерительная система, состоящая из переносного компьютера; аналого-цифрового преобразователя Е 14-440М; многоканального усилителя сигнала ТОПАЗ -3-01.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЧИЗЕЛЬНО – ДИСКОВОГО АГРЕГАТА ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ВЕЛИЧИНЕ ДАВЛЕНИЯ В КОНТУРЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ СТОЕК

Результаты экспериментальных исследований представлены по следующей иерархической схеме:

на первом этапе проведен анализ входного возмущающего воздействия реакции почвенного фона на рабочую секцию чизельного орудия, получены спектральные плотности данного параметра, определены господствующие частоты;

на втором этапе изучены зависимости величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на значение тягового сопротивления отдельной секции;

на третьем этапе оценена динамическая нагруженность чизельной секции, и всего агрегата в целом;

на четвертом этапе оценена устойчивость работы чизельной секции на;

на пятом этапе оценена производительность исследуемого машинно-тракторного агрегата на различных динамических режимах работы секций.

4.1 Спектральная характеристика возмущающего воздействия на чизельную секцию со стороны почвенного фона

При рассмотрении количественных характеристик случайных процессов (раздел 2.4 диссертации) было отмечено, что для стационарного случайного процесса основной характеристикой является спектральная плотность $S(\lambda)$, связанная с корреляционной функцией $R(\tau)$ соотношениями 2.14. По своей сути спектральная плотность представляет собой спектральное разложение корреляционной функции, при этом отражая частотный состав самого

случайного процесса. В некоторых случаях спектральную плотность называют энергетическим спектром случайного процесса, или спектром мощности.

Параметры спектральной плотности. Первое, что необходимо отметить - спектральная плотность реализации спектрального процесса является всегда положительной функции аргумента ω и не может иметь отрицательных значений, т.е. $S(\lambda) > 0$. Спектральная плотность является четной функцией, т.е. $S(\lambda) = S(-\lambda)$. Так как спектральная плотность и корреляционная функция связаны преобразованием Фурье, то, чем шире спектр дисперсии, тем меньше время корреляционной связи τ_0 , и наоборот.

Рассмотрим физический смысл и оценки перечисленных параметров на двух расчетных кривых спектральных плотностей реакции почвенного фона на рабочую секцию чизельно-дискового орудия, полученных в результате математической обработки э осциллограмм горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочей секции, рисунок 4.1. Такие формы спектральных плотностей наблюдались и у других исследователей [21,32,61,69]. Представленные кривые соответствуют узкополосному процессу.

Частота среза λ_c – определяет верхнюю границу спектра частот процесса и ширину полосы частот, характерных для данного процесса. Можно отметить, что частоты спектра, соответствующие максимуму спектральной плотности составляют: для почвенного фона «залежь многолетних трав» - 4,5 Гц; для почвенного фона «дернина» - 6 Гц.

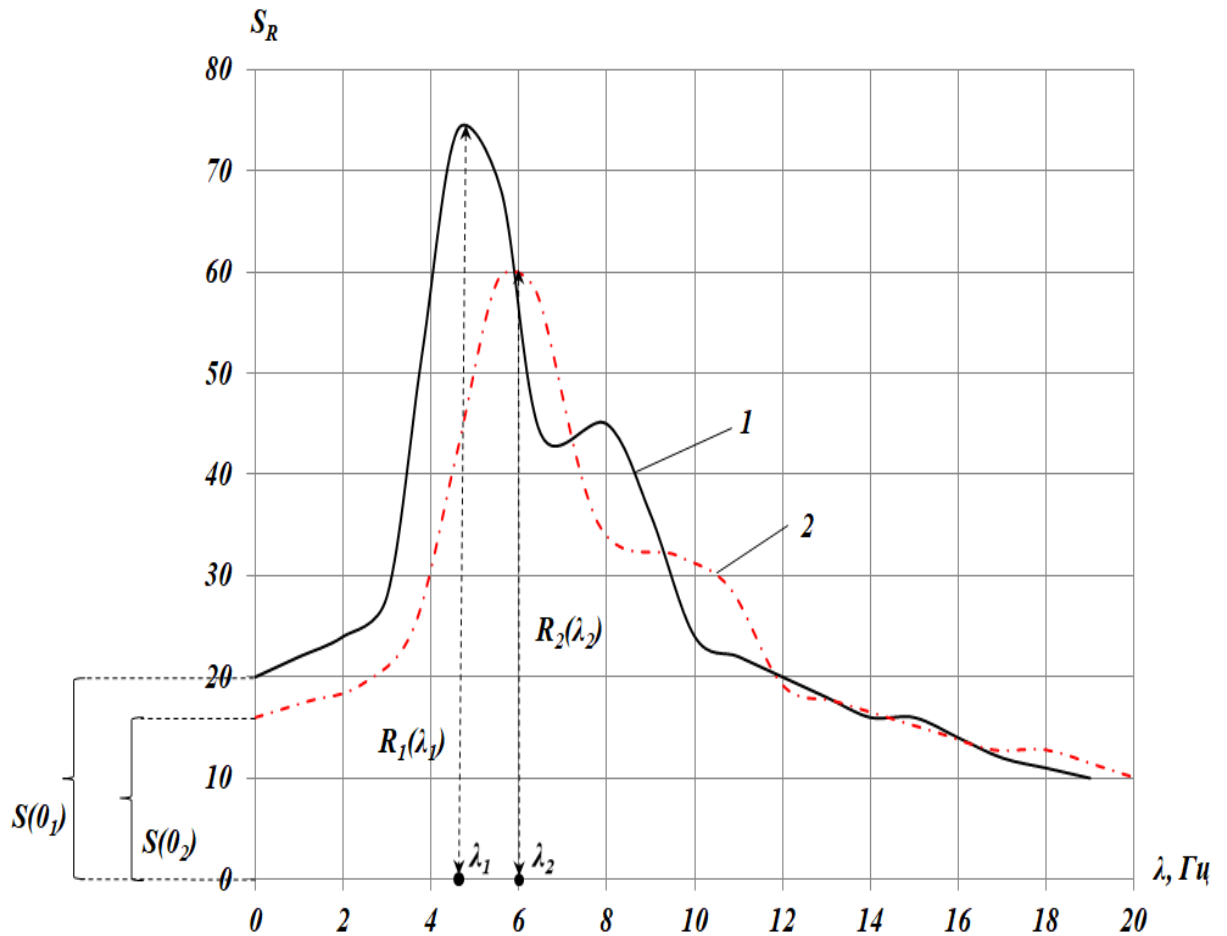


Рисунок 4.1 – Спектральная плотность реакции почвенного фона на рабочую секцию чизельно-дискового орудия

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина»

Отношение площади под кривой спектральной плотности $S(\lambda) = D$ (площадь под кривой спектральной плотности представляет значение дисперсии случайного процесса) к спектральной плотности к частоте, соответствующей максимуму спектральной плотности, называется шириной спектра, т.е.

$$\Delta\omega = \frac{D}{S(\lambda)}$$

(4.1)

В соответствии со значением $\Delta\omega$ устанавливается узкополосность или широкополосность случайного процесса. Процесс считается узкополосным, если его спектральная плотность сосредоточена в относительно узком диапазоне частот около некоторой (господствующей) частоты λ_0 . В нашем случае оба процесса можно считать узкополосными. Максимальные амплитудные всплески наблюдаются на частотах $\lambda_1=4,5$ Гц и $\lambda_2=6$ Гц. Полученные расчетные значения следует принимать при аналитическом определении приведенной жесткости контура гидравлической защиты стоек, обеспечивающие настройки системы на резонансный режим работы.

4.2. Спектральный анализ тягового сопротивления чизельно-дискового орудия

Спектральный анализ тягового сопротивления чизельно-дискового орудия проводится с целью сравнительной оценки динамичности процесса нагружения трактора на двух характерных режимах чизельных секций: 1 – режим работы, при котором давление в контуре защиты стоек обеспечивает отсутствие их перемещения относительно рамы чизеля, такой режим работы далее по тексту будем называть «статическим»; 2 – режим работы, при котором давление в контуре защиты стоек обеспечивает колебательное движение секции – «резонансный режим». Такая сравнительная оценка позволит выявить негативные факторы, возникающие при использовании явления резонанса в системе «рабочая секция-почва», т.к. уровень динамической нагруженности трактора, согласно [21,22], оказывает влияние на процесс взаимодействия движителей трактора с почвой, что приводит к росту сопротивления перекатывания и коэффициента буксования.

На рисунках 4.2 и 4.3 представлены спектральные плотности тягового сопротивления чизельно-дискового орудия. Данные приведены для различных почвенных фонов и различных режимов работы секций.

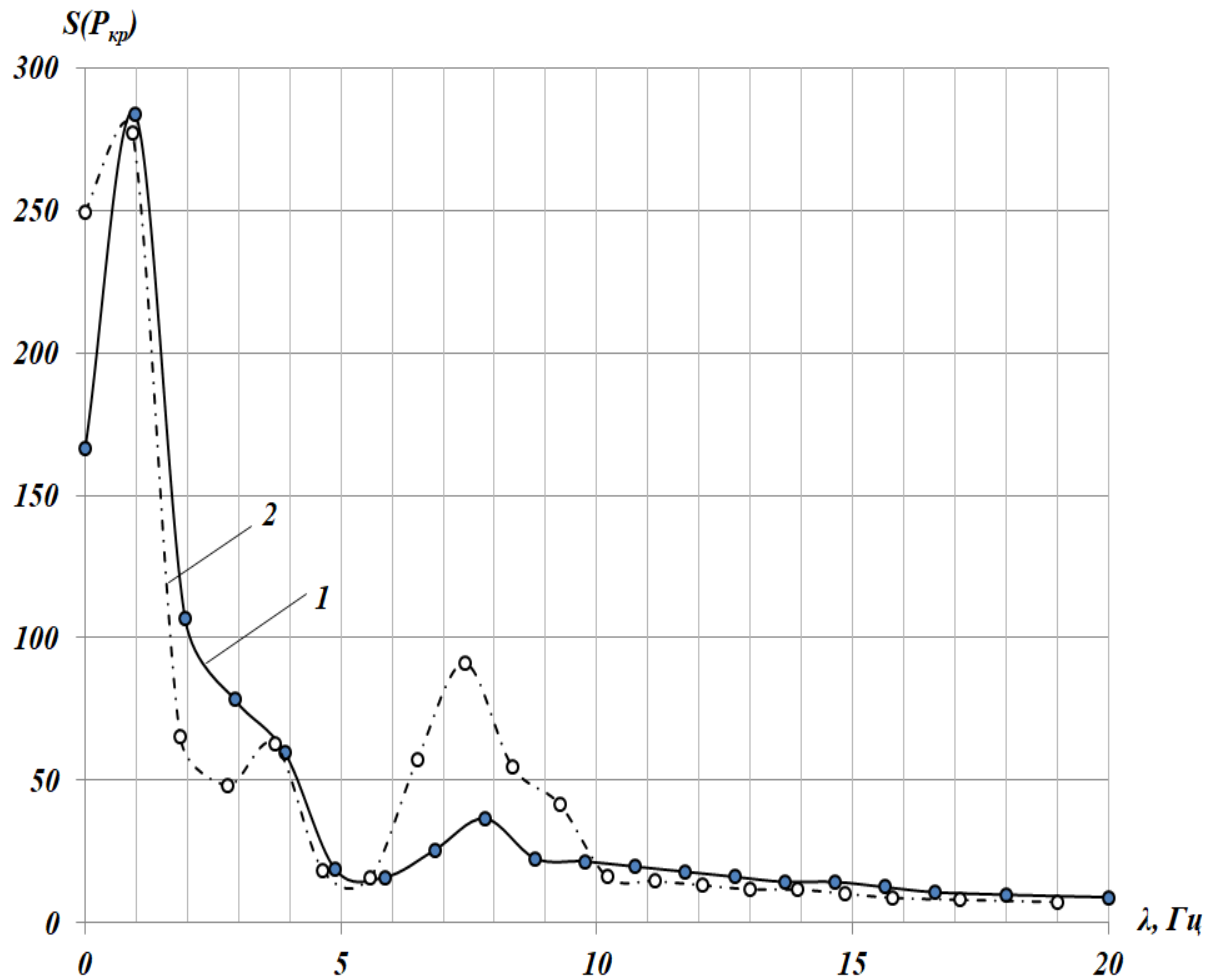


Рисунок 4.2 – Спектральная плотность тягового сопротивления чизельно-дискового орудия

1 – статический режим работы чизельных секций

2 – резонансный режим работы чизельных секций

Почвенный фон «залежь многолетних трав»

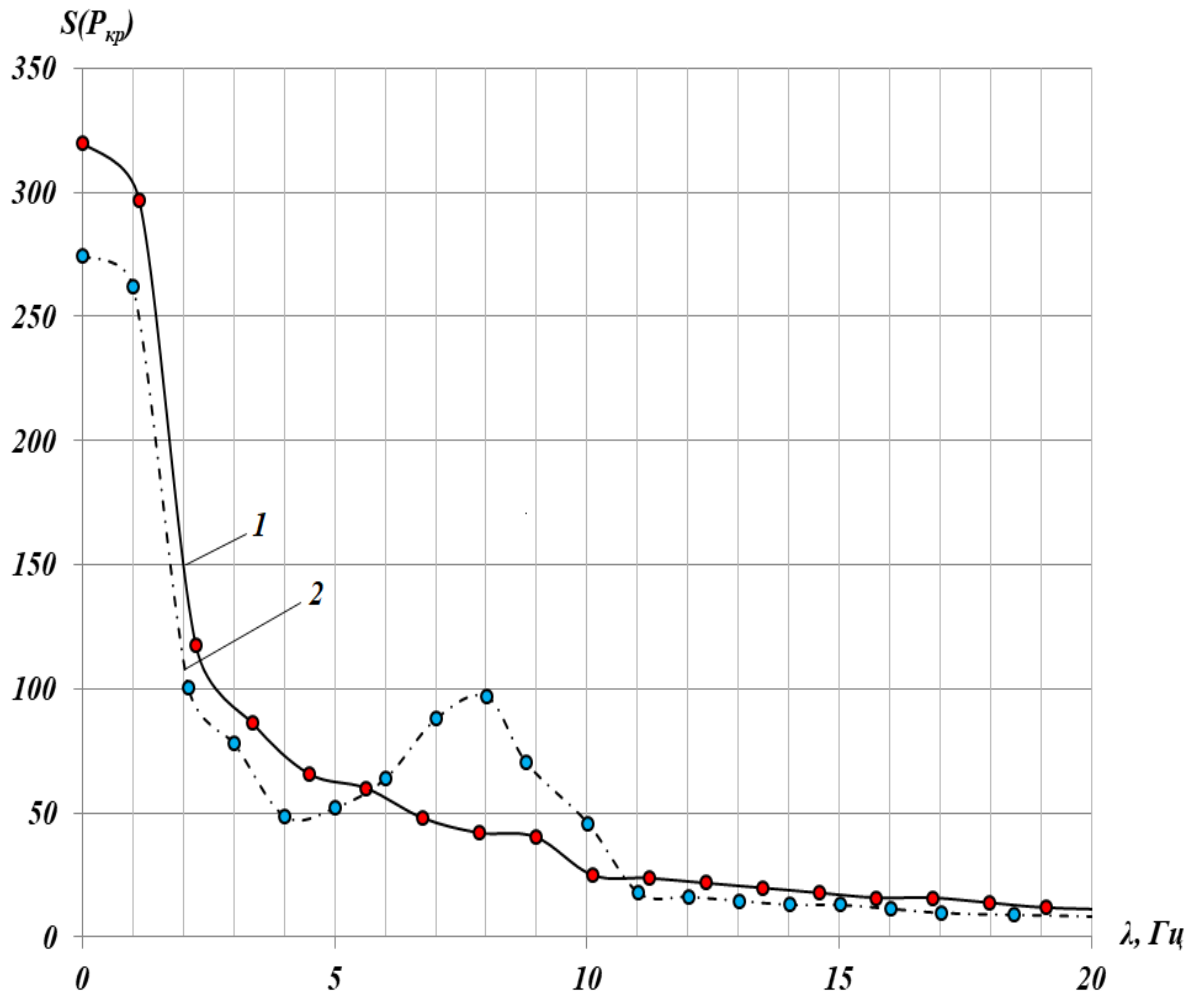


Рисунок 4.3 – Спектральная плотность тягового сопротивления чизельно-дискового орудия

1 – статический режим работы чизельных секций

2 – резонансный режим работы чизельных секций

Почвенный фон «дернина»

Кривая 1 на представленных графических зависимостях соответствует статическому режиму работы секций. Её анализ показывает, что наиболее узкий спектр дисперсии исследуемого процесса наблюдается в диапазоне от 0 до 5 Гц. Ярko выраженный максимум находится в узком диапазоне 1-2 Гц.

На более высоких частотах отсутствуют ярko выраженные всплески дисперсии, спектр более растянут; в процессе фиксируются частоты 7-9 Гц. Так как исследуемый процесс является выходным и по своей сути представ-

ляет интегральное значение всех составляющих сопротивления чизельно-дискового орудия, то здесь могут сказаться диссипативные характеристики почвенной среды, которая является демпфером высокочастотных составляющих входного воздействия.

Что касается использования резонансного режима, то в их спектрах (кривые 2) наблюдаются примерно одинаковые диапазоны частот, причем явно видно, что спектры растягиваются и максимумы спектров смещаются в сторону больших значений частот. Кривые спектральных плотностей имеют максимумы в диапазонах 6-7 Гц, т. е. процесс становится более высокочастотным. Данный частотный диапазон хорошо коррелируется с данными рисунка 4.1. Можно утверждать, что генерируемые частоты обусловлены именно колебательными процессами секций. Таким образом, при использовании резонансного режима работы процесс нагружения трактора становится более динамичным. Данный вывод требует дополнительных исследований, т.к., несмотря на рост динамичности процесса нагружения, общий уровень нагрузок может быть снижен за счет применения вибрации, что в конечном счете может благоприятно сказаться на тяговом к.п.д. трактора или сохранить его значение на постоянном уровне.

4.3 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на среднее значение тягового сопротивления секции и агрегата в целом

Результаты экспериментальных исследований, позволяющие оценить влияние давления в контуре гидравлической защиты секций на величину тягового сопротивления, показаны на рисунке 4.4. Анализ представленных графических зависимостей показывает, что с уменьшением величины давления в контуре гидравлической защиты секций, в некотором диапазоне, наблюдается снижение величины тягового сопротивления секций. Так, на почвенном фоне «залежь многолетних трав», при изменении величины дав-

ления с номинального значения (100 бар) до 60 бар значение тягового сопротивления изменилось от 2,5 до 2,1 кН. На почвенном фоне «дернина» тяговое сопротивление секции изменилось от 2,2 до 1,8 кН при снижении давления от номинального значения до 50 бар. Дальнейшее снижение рабочего давления в контуре гидравлической защиты секций приводит к увеличению тягового сопротивления секций. Данный эффект наблюдается на всех рассматриваемых почвенных фонах. Можно сделать вывод, что значение величины давления, соответствующее минимальным значениям тягового сопротивления, формирует собственную частоту чизельного орудия равную господствующей частоте возмущающего воздействия, т.е. рассматриваемая механическая система входит в резонансный режим работы. Общее снижение тягового сопротивления секции чизельно-дискового орудия при таком режиме работы составило: на почвенном фоне «залежь многолетних трав» - 18,2 %; на почвенном фоне «дернина» - 16%.

Данный эффект получен при работе чизельно-дискового орудия при средней рабочей скорости движения равной 7,8 км/ч, что соответствует значению скорости, рекомендуемой заводом-изготовителем.

На скоростях до 6 км/ч эффект снижения тягового сопротивления рабочей секции менее значителен или отсутствует вовсе. Вероятно, в этом случае следует снижать давление в контуре защиты стоек до более низких значений, что влечет за собой изменение первоначального давления в воздушной камере пневмогидроаккумулятора. Это требует дополнительной серии экспериментов, не входящих в программу данного исследования. Поэтому экспериментальные данные по оценке влияния скорости движения машинно-тракторного агрегата на величину тягового сопротивления чизельной секции чизельно-дискового орудия, при различной величине давления жидкости в гидравлическом контуре защиты стоек, в данной работе не приведены.

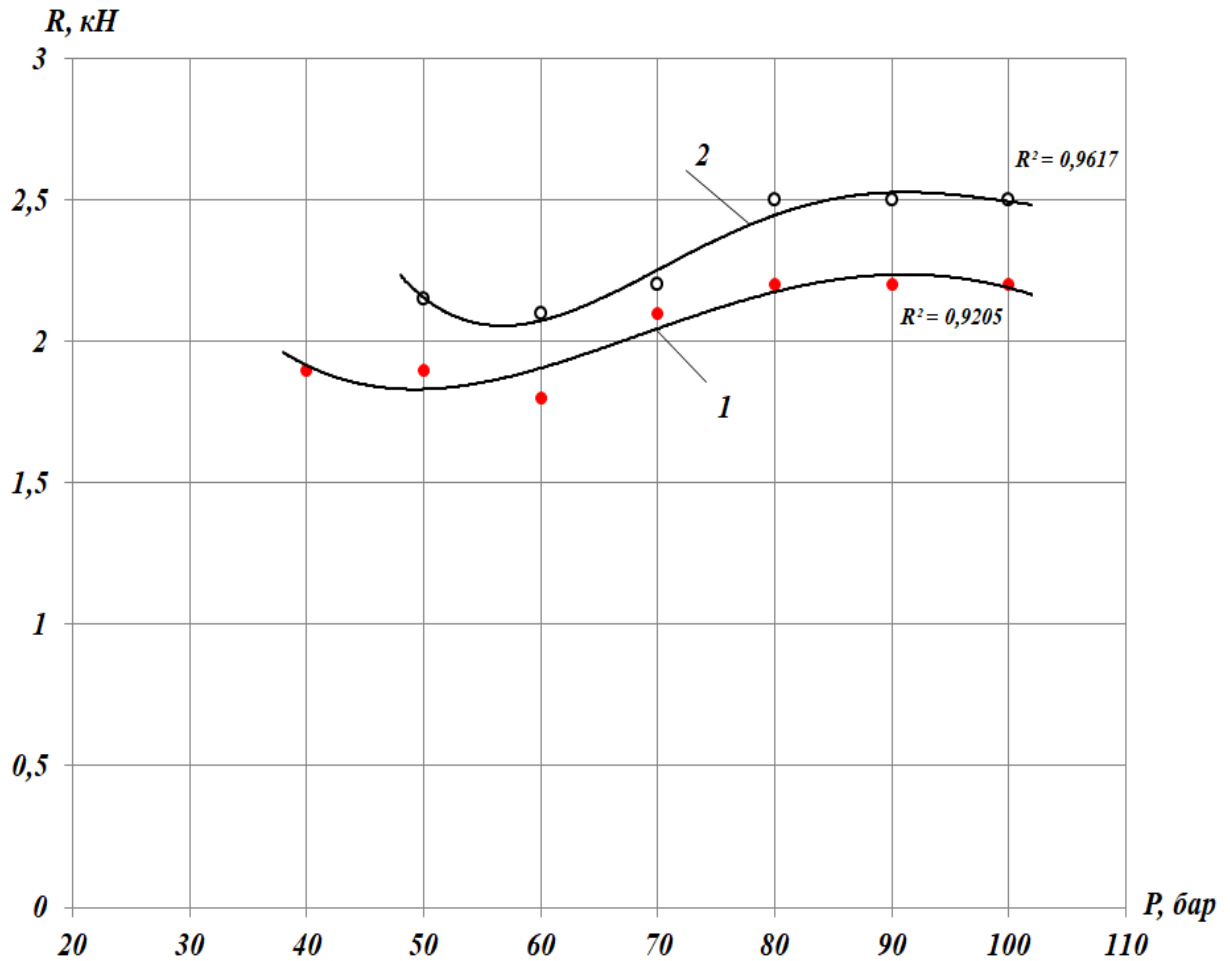


Рисунок 4.4 – Экспериментальная зависимость тягового сопротивления секции чизельно-дискового орудия от величины давления в контуре гидравлической защиты стоек

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина».

Для оценки общего снижения тягового сопротивления чизельно-дискового орудия на рисунке 4.5 приведены экспериментальные зависимости сопротивления ЧДА от величины давления в контуре защиты.

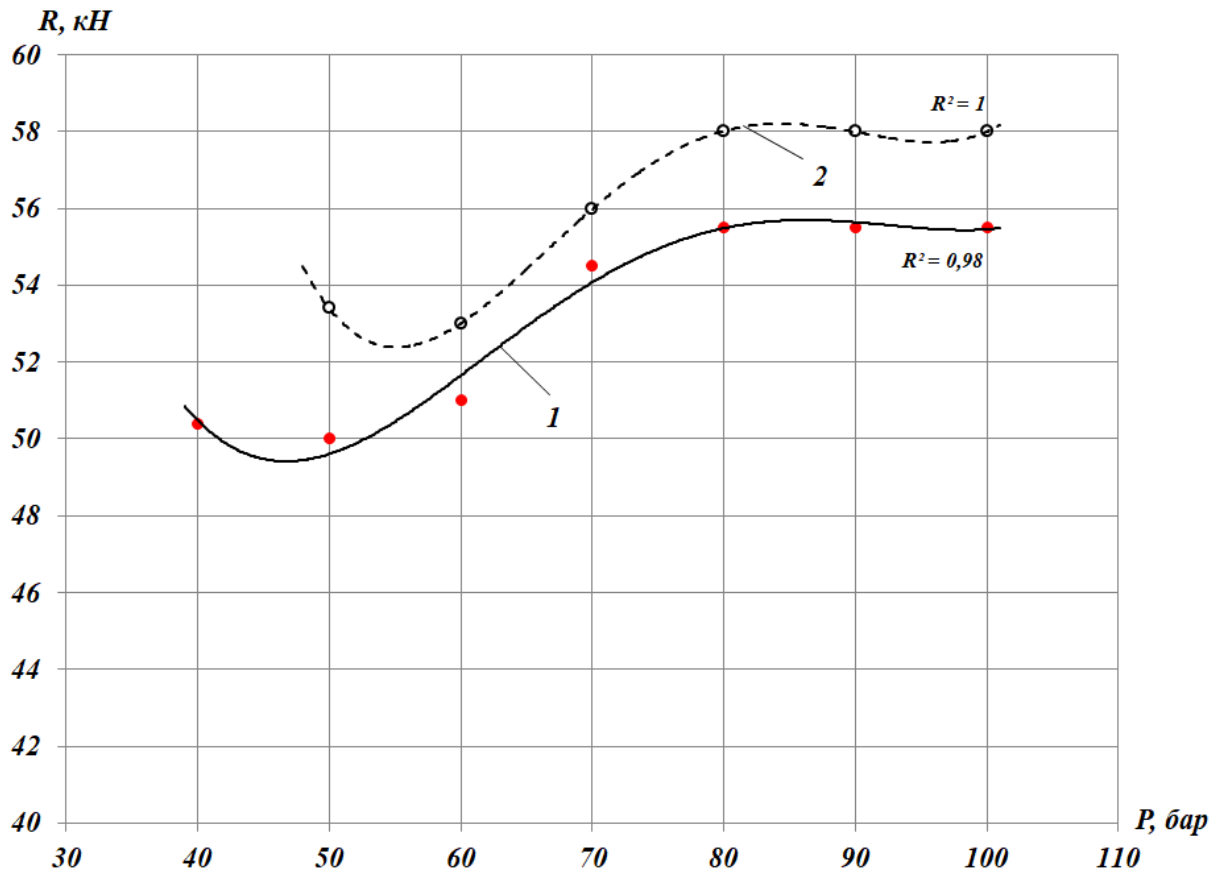


Рисунок 4.5 – Экспериментальная зависимость тягового сопротивления чизельно-дискового орудия от величины давления в контуре гидравлической защиты стоек

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина»

Анализ данных графических зависимостей показывает, что энергетический эффект от применения резонансного режима работы чизельных секций ниже для агрегата в целом, по сравнению с работой отдельной секции. Это можно объяснить тем, что общее сопротивление чизельно-дискового определяется как сопротивлением чизельной секции, так и секций дисковых борон, входящих в состав агрегата. Дополнительно следует учесть ещё силовые затраты на перекачивание всего агрегата по поверхности поля, величина данного сопротивления может составлять до 30% от общего сопротивления агре-

гата [21]. Поэтому величина энергетического эффекта от применения вибрации в рамках всего агрегата снижается.

Так, на почвенном фоне «залежь многолетних трав» при изменении величины давления с номинального значения (100 бар) до 60 бар значение тягового сопротивления изменилось от 55,5 до 50 кН. На почвенном фоне «дернина» тяговое сопротивление секции изменилось от 58 до 53 кН при снижении давления от номинального значения до 50 бар. Дальнейшее снижение рабочего давления в контуре гидравлической защиты секций приводит к увеличению тягового сопротивления орудия. Данный эффект наблюдается на всех рассматриваемых почвенных фонах. Это подтверждает наш вывод о том, что «значение величины давления, соответствующее минимальным значениям тягового сопротивления, формирует собственную частоту чизельного орудия равную господствующей частоте возмущающего воздействия, т.е. рассматриваемая механическая система входит в резонансный режим работы». Общее снижение тягового сопротивления чизельно-дискового орудия, при таком режиме работы, составило: на почвенном фоне «залежь многолетних трав» - 9,9 %; на почвенном фоне «дернина» - 8,6%.

4.4 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на значение горизонтального ускорения носка рабочего органа чизельной стойки

Появление вибрации чизельной секции при изменении давления в контуре защиты стоек позволяет генерировать горизонтальные ускорения носка рабочего органа секции, что приводит к снижению величины напряжения, необходимого для разрушения почвенного пласта.

Уменьшение напряжения разрушения связано с изменением одного из слагаемых, входящего в общую аналитическую зависимость Кулона-Мора [61], а именно, тангенса угла внутреннего трения почвы $tg\varphi$. Экспериментальная зависимость изменения величины тангенса угла внутреннего трения

почвы от ускорения деформатора показана на рисунке 4.6. По оси абсцисс здесь отложено значение величины ускорения деформатора в относительных единицах (отношение величины ускорения к величине ускорения свободного падения), по оси ординат отношение тангенса угла внутреннего трения полученного при отсутствии ускорения деформатора к значению тангенса угла внутреннего трения при текущем значении ускорения деформатора [61].

Такое представление экспериментальных данных в относительных единицах, позволяет представленную зависимость распространять на почвы с разными физико-механическими характеристиками и считать её общим свойством снижения тангенциальной несущей способности почвы при изменении режимов ее деформации.

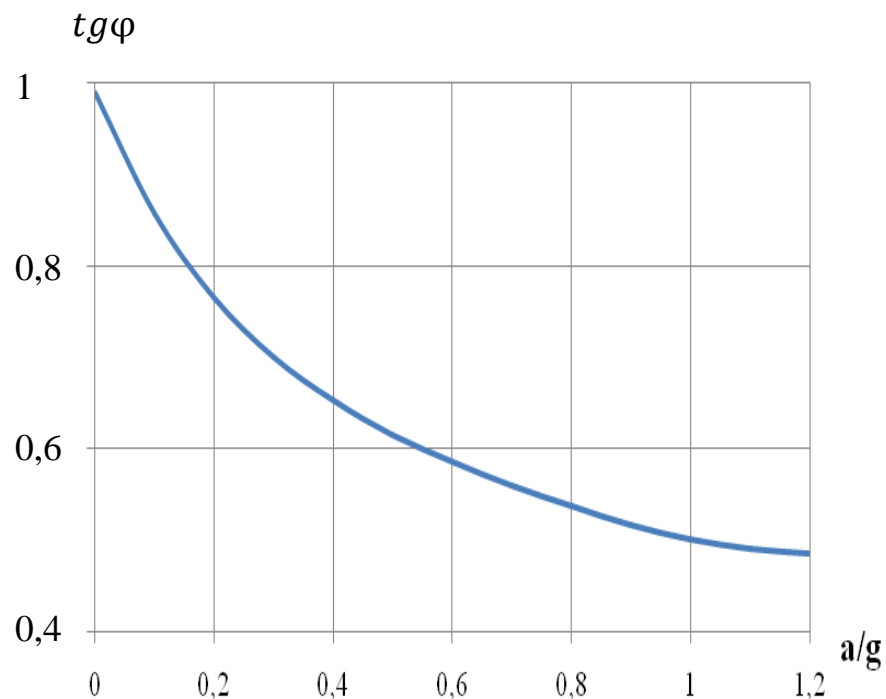


Рисунок 4.6 – Влияние ускорения горизонтальной деформации почвы на тангенс угла внутреннего трения [61,стр. 43]

Использование данной зависимости объясняет физическую картину снижения тягового сопротивления чизельно-дискового орудия при использовании резонансного режима работы чизельных секций.

Экспериментальные зависимости величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки от величины давления в контуре защиты стоек представлены на рисунке 4.7.

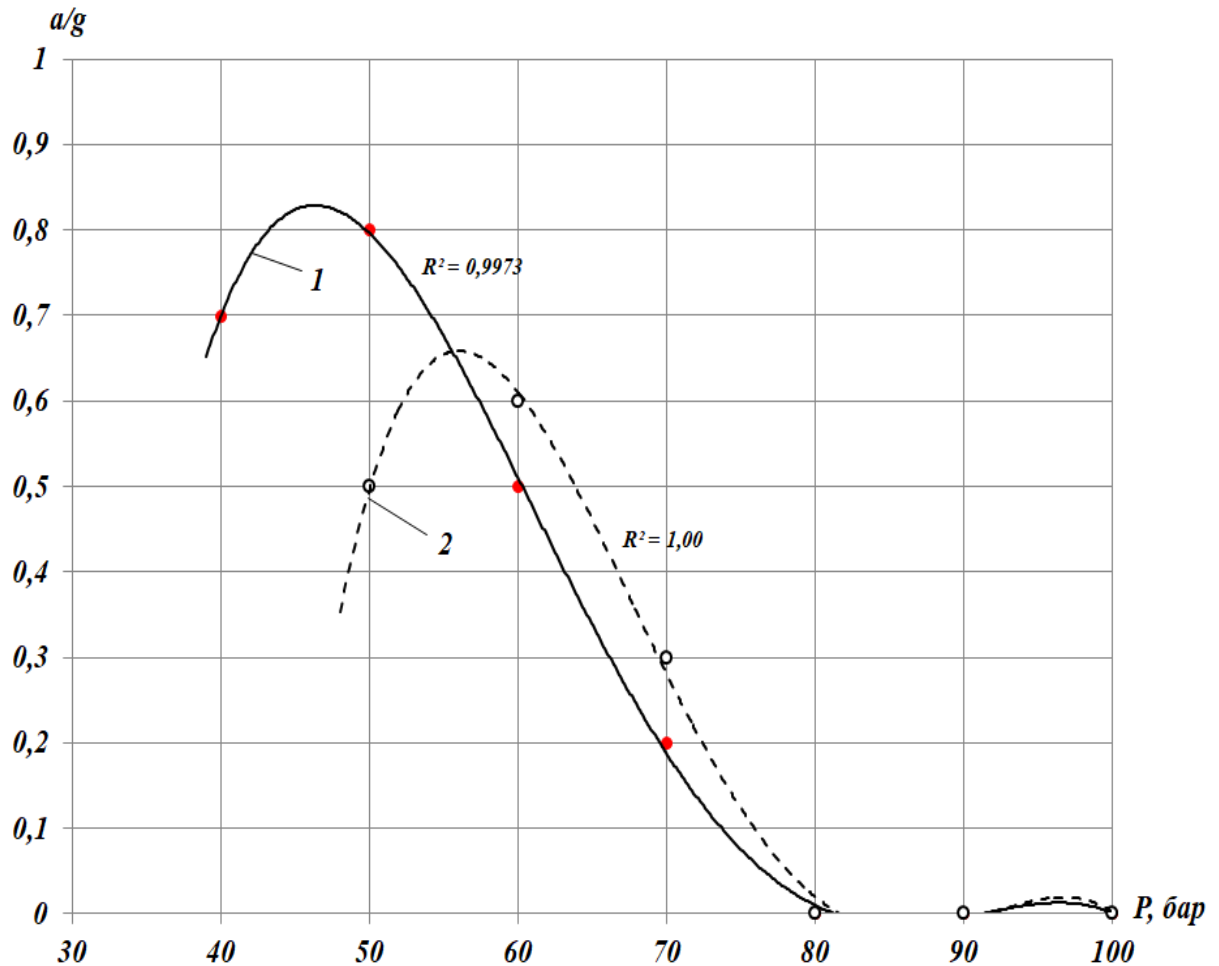


Рисунок 4.7 – Экспериментальная зависимость величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки (в относительных единицах) от величины давления в контуре гидравлической защиты стоек

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина»

Анализ представленных графических зависимостей показывает, что с уменьшением величины давления в контуре гидравлической защиты секций, в некотором диапазоне, наблюдается увеличение величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки. Так, на почвенном фоне «залежь многолетних трав» при изменении величины давления с номинального значения

(100 бар) до 60 бар значение величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки (в относительных единицах) изменялось от 0 до 0,8. На почвенном фоне «дернина» значение величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки изменилось от 0 до 0,6 при снижении давления от номинального значения до 50 бар. Дальнейшее снижение рабочего давления в контуре гидравлической защиты секций приводит к увеличению значения величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки. Данный эффект наблюдается на всех рассматриваемых почвенных фонах. Можно сделать вывод, что значение величины давления, соответствующее максимальным значениям величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки, формирует собственную частоту чизельного орудия, равную господствующей частоте возмущающего воздействия, т.е. рассматриваемая механическая система входит в резонансный режим работы.

Полученные значения величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки 0,8 на почвенном фоне «залежь многолетних трав» и 0,6 на почвенном фоне «дернина» способствуют снижению значения тангенса угла внутреннего трения на 55 и 60% соответственно. Конечно, данная величина не будет определять общее снижение тягового сопротивления секции, она является только его отдельной составляющей, т.к. величина касательного напряжения почвенного пласта определяется еще и величиной нормального давления на поверхности среза, и коэффициентом сцепления почвы. Но можно утверждать, что снижение значения тангенса угла внутреннего трения почвы будет благоприятно сказываться на энергетических затратах трактора на данной операции.

4.5 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на глубину обработки

В разделе 3.6 дано описание регистрации параметра угла поворота чизельной секции относительно оси вращения. Данный параметр фиксировался в виде осциллограммы. Глубина обработки фиксировалась во

время проведения эксперимента измерительной линейкой и деревянным бруском. В нашей работе целесообразным встает вопрос о колебании глубины обработки относительно среднего значения при использовании резонансного режима работы рабочего органа, так как данный параметр регламентируется агротехническими требованиями, предъявляемыми к сплошной обработке почвы. На рисунке 4.8 показана секция чизельной стойки в двух положениях: при статическом режиме работы (пунктирные линии контура); резонансный режим работы (основные линии контура), положение секции соответствует максимальному отклонению от положения статического равновесия.

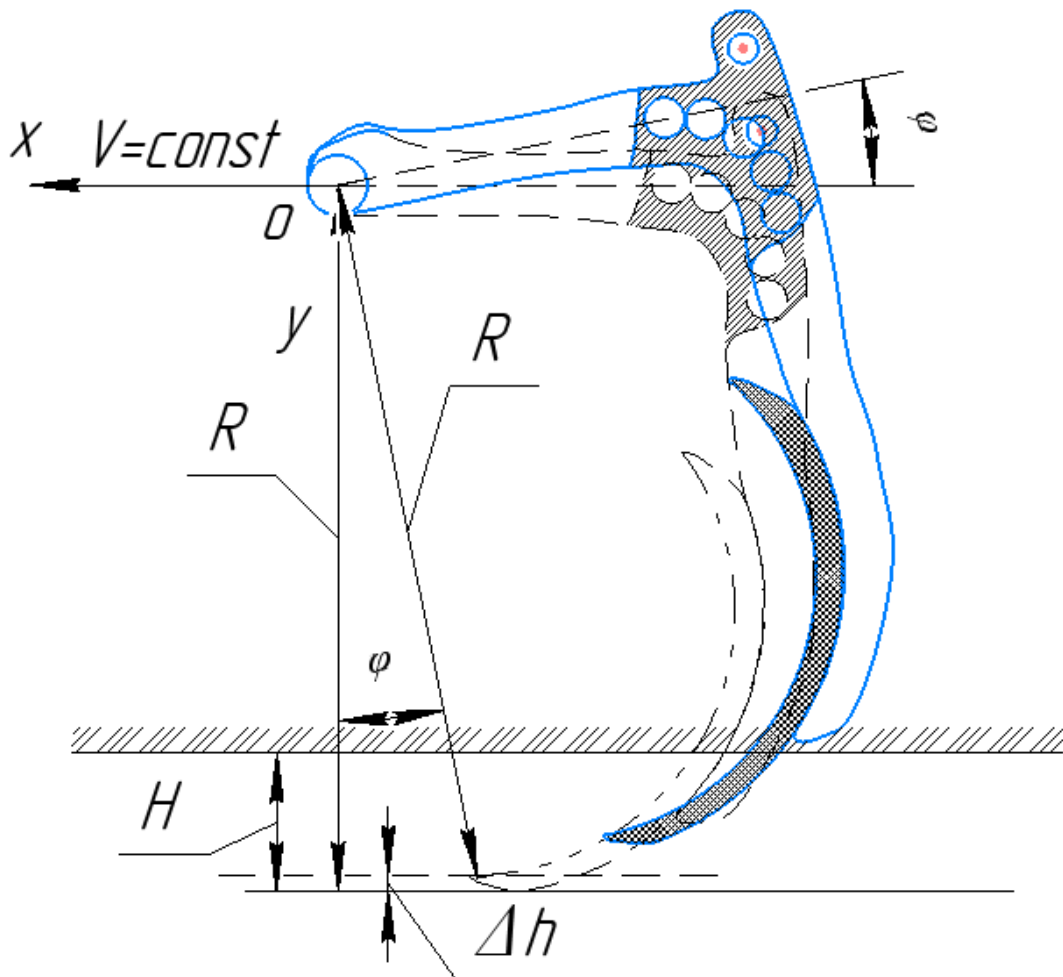


Рисунок 4.8 – К вопросу определения отклонения глубины обработки при колебаниях чизельной секции

Соответственно, интересующий нас параметр Δh определится следующей зависимостью:

$$\Delta h = R(1 - \cos\varphi). \quad (4.2).$$

где R – длина перпендикуляра, проведенного от центра вращения до нижней точки заданной глубины обработки, м.

Таким образом, регистрируемый нами параметр (угол поворота чизельной секции) по сути является параметром, способным характеризовать изменение глубины обработки при использовании резонансного режима работы секций. Данный параметр определялся по следующей последовательности:

1. По экспериментальным осциллограммам изменения угла поворота чизельной секции определялось среднее значение угла поворота при различном значении давления в гидравлическом контуре защиты секций.

2. Используя зависимость 4.2 определялся параметр изменений глубины обработки.

Результаты счета представлены графическими зависимостями рисунка 4.9.

Можно предположить, что на полях менее плотной структуры значение исследуемого показателя может приближаться к критическим значениям. Что в целом может негативно сказываться на структуре обрабатываемого пласта почвы; формирование пылевидных частиц и частиц почвы размерами менее ценными с точки зрения агрономической оценки [32].

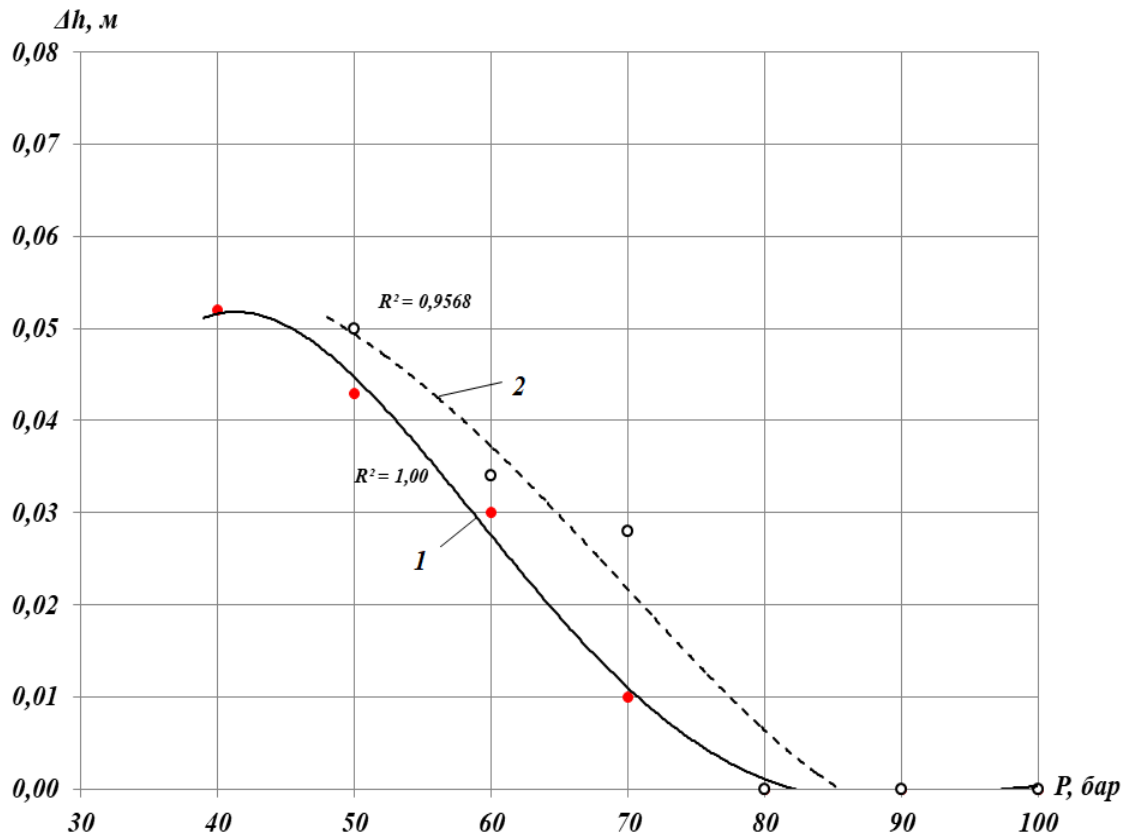


Рисунок 4.9 – Отклонение глубины обработки от среднего значения в функции давления в контуре гидравлической защиты чизельных стоек

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина»

Результаты рисунка 4.9, полученные по экспериментальной осциллограмме изменения угла поворота чизельной секции, хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными непосредственно путем измерения глубины обработки, рисунок 4.10.

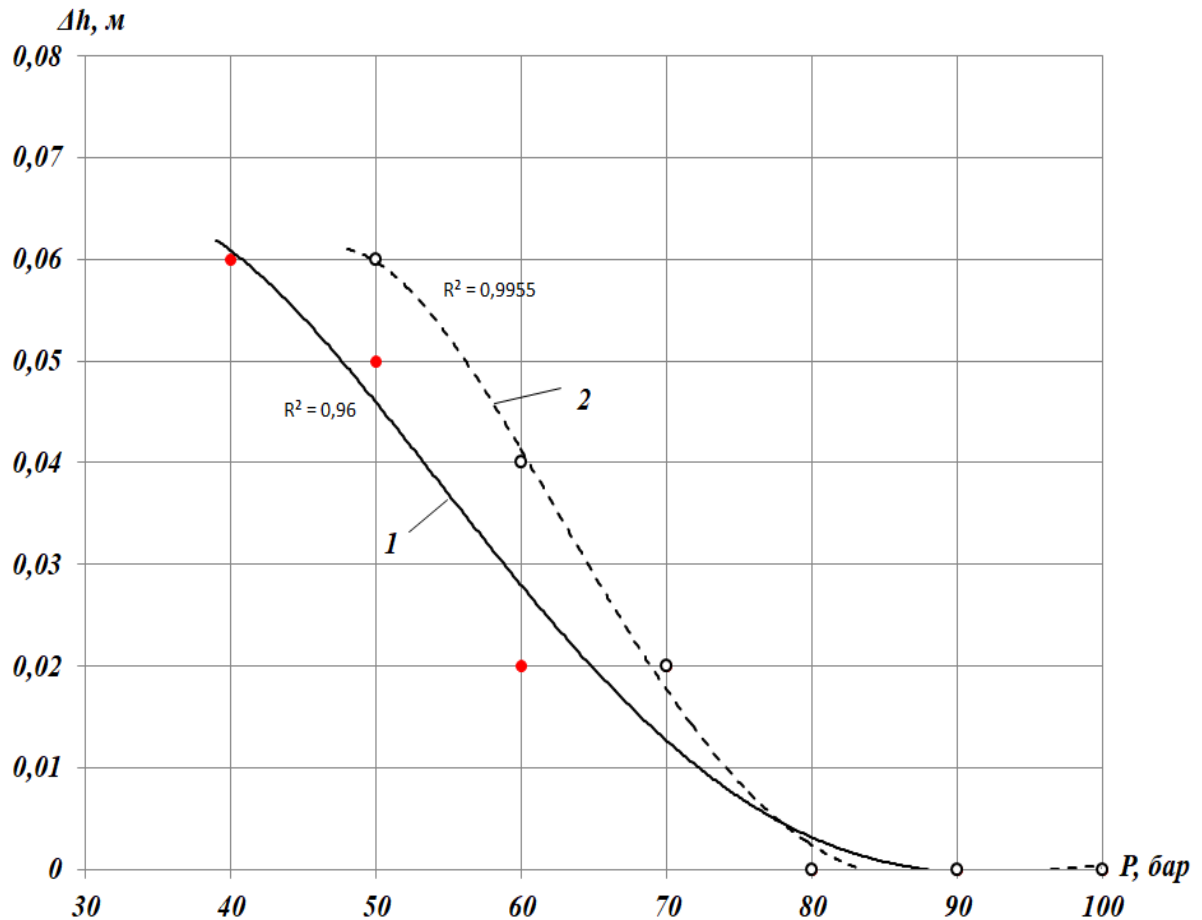


Рисунок 4.10 – Отклонение глубины обработки от среднего значения в функции давления в контуре гидравлической защиты чизельных стоек

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина»

В целом рассматриваемый диапазон величин давлений в гидравлическом контуре защиты секций обеспечивает устойчивое движение рабочего органа чизеля в вертикальной плоскости. Поэтому можно отметить, что снижение силовой нагруженности чизельно-дискового орудия вызвано не выглублением рабочих секций, т.е. не уменьшением заданной глубины обработки, а за счет изменения прочностных характеристик почвы под воздействием вибрации.

4.6 Влияние величины рабочего давления в гидравлическом контуре защиты стоек на буксование трактора

Оценка кинематических потерь трактора является важной задачей. Связано это с тем, что колебания рабочих секций, усиливая общую динамическую нагруженность трактора, могут существенно влиять на процесс взаимодействия ведущих колес трактора с почвой, повышая коэффициент буксования и сопротивление движению. На рисунке 4.11 приведены экспериментальные данные изменения коэффициента буксования экспериментального трактора Versatile 2375 от величины давления в гидравлическом контуре защиты секций.

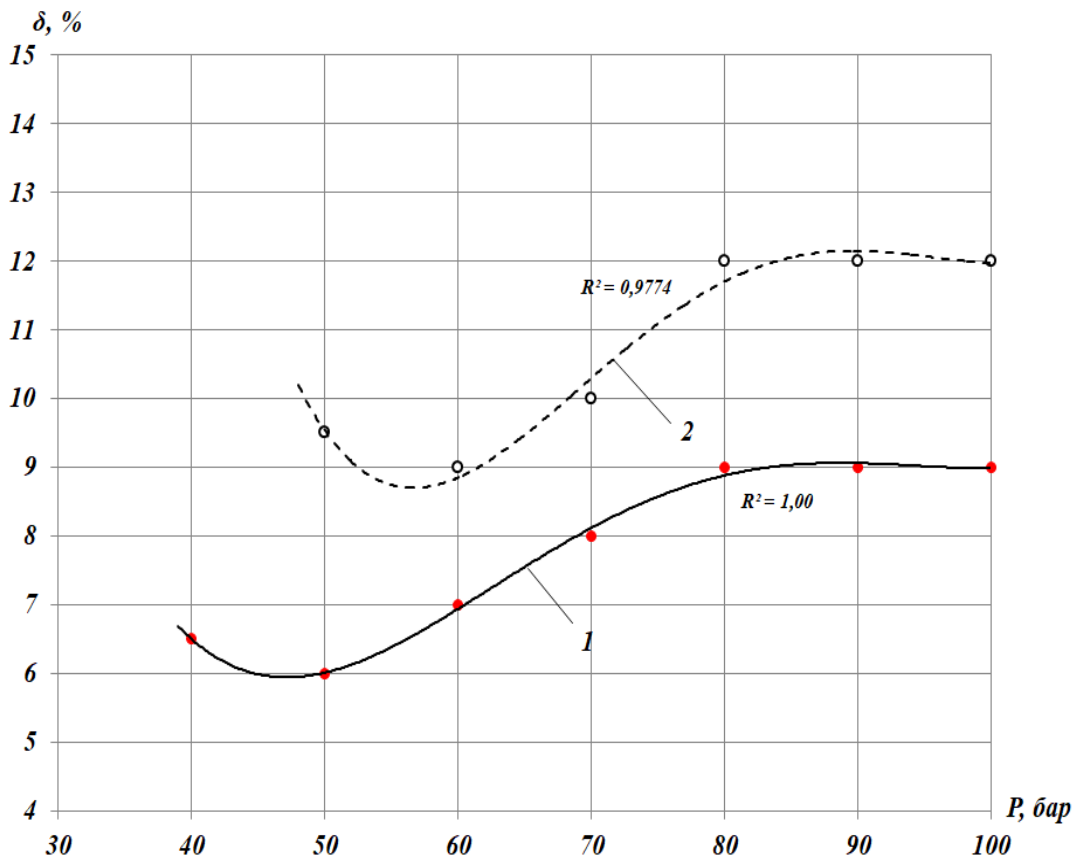


Рисунок 4.11 - Зависимость коэффициента буксования трактора Versatile 2375 от величины давления в гидравлическом контуре защиты секций

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина».

Анализ экспериментальных кривых показывает, что снижение давления в гидравлическом контуре защиты стоек положительно сказывается на кинематических потерях трактора, что, на первый взгляд, противоречит экспериментальным данным по изменению динамической нагруженности трактора. Данный факт можно объяснить тем, что приближение к резонансному режиму работы, усиливая динамическую нагруженность трактора, снижает общую силовую нагруженность, что положительно сказывается на тяговом к.п.д. трактора.

При движении трактора со скоростью равной 7,8 км/ч значение коэффициента буксования изменилось от 9 до 6% при изменении величины давления с номинального значения (100 бар) до 50 бар на почвенном фоне «залежь многолетних трав» и от 12 до 9% на почвенном фоне «дернина». Дальнейшее снижение давления в гидравлическом контуре защиты стоек приводит к росту коэффициента буксования. Общее снижение коэффициента буксования трактора при использовании резонансного режима работы составило: на почвенном фоне «залежь многолетних трав» - 3%; на почвенном фоне «дернина» - 3%.

4.7 Производственные показатели чизельно-дискового агрегата при различном давлении в гидравлическом контуре защиты секций

Использование резонансного режима работы чизельных секций приводит к снижению среднего значения тягового сопротивления чизельно-дискового орудия и повышению скорости движения агрегата, что позволяет увеличить производительность агрегата в целом. На рисунке 4.12 показано изменение производительности чизельно-дискового агрегата в функции величины давления в гидравлическом контуре защиты стоек. Анализ данных кривых свидетельствует о том, что при приближении к резонансному режиму работы наблюдается рост производительности агрегата. Увеличение произ-

водительности чизельно-дискового агрегата составило: на почвенном фоне «залежь многолетних трав» - 12,8%; на почвенном фоне «дернина» - 9,5%.

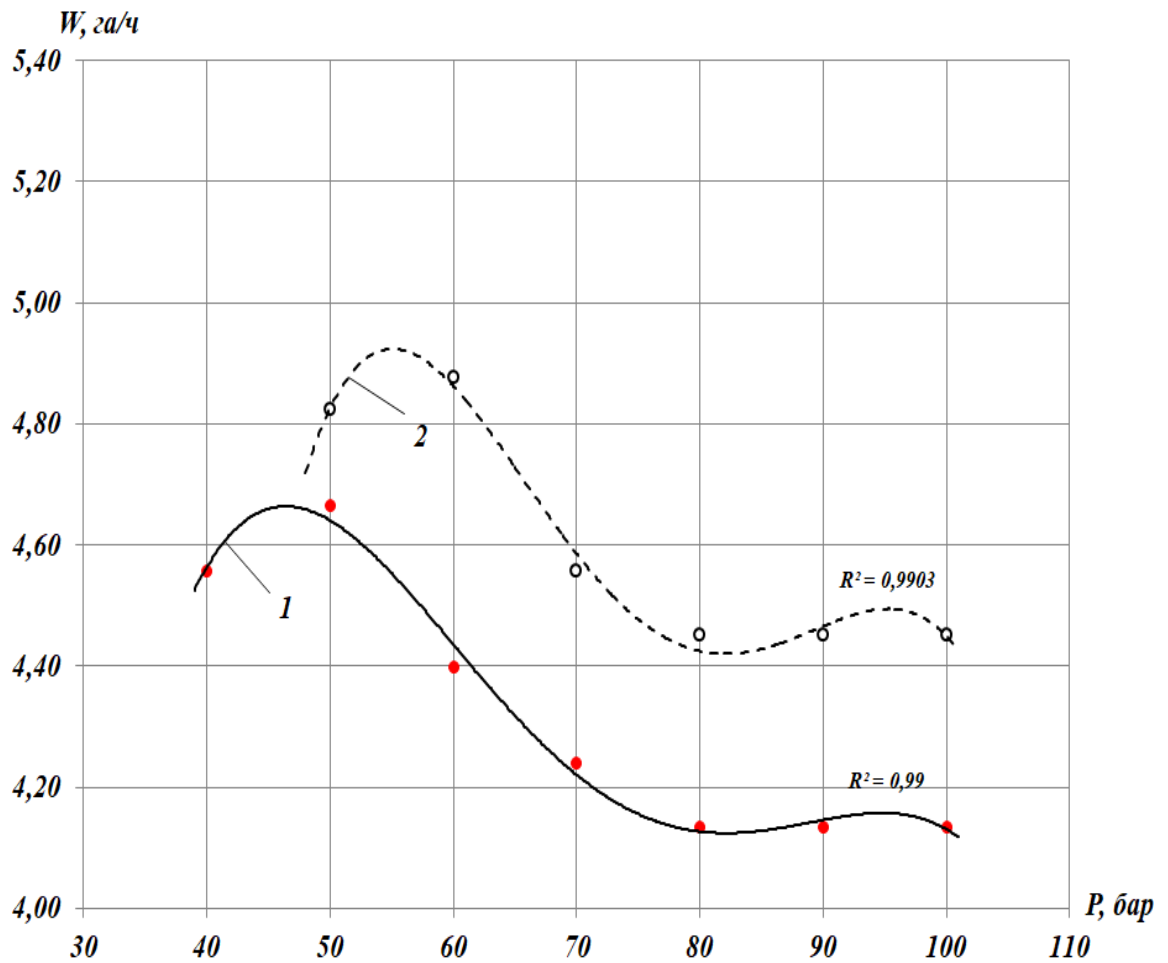


Рисунок 4.12 - Зависимость производительности чизельно-дискового агрегата от величины давления в гидравлическом контуре защиты секций

1 – почвенный фон «залежь многолетних трав»

2 – почвенный фон «дернина»

ВЫВОДЫ

1. Процесс нагружения чизельной секции во время ее работы можно считать узкополосным. Максимальные амплитудные всплески наблюдаются на частотах $\lambda_1=4,5$ Гц и $\lambda_2=6$ Гц. Полученные значения следует принимать при аналитическом определении приведенной жесткости контура гидравлической защиты стоек, обеспечивающие настройки системы на резонансный режим работы.

2. Анализ спектральных плотностей тягового сопротивления чизельно-дискового орудия показал, что наиболее узкий спектр дисперсии исследуемого процесса наблюдается в диапазоне от 0 до 5 Гц. Ярко выраженный максимум находится в узком диапазоне 1-2 Гц. На более высоких частотах отсутствуют ярко выраженные всплески дисперсии, спектр более растянут; в процессе фиксируются частоты 7-9 Гц. При настройке системы на резонансный режим работы спектры растягиваются и максимумы спектров смещаются в сторону больших значений частот. Кривые спектральных плотностей имеют максимумы в диапазонах 6-7 Гц, т. е. процесс становится более высокочастотным, процесс нагружения трактора становится более динамичным.

3. С уменьшением величины давления в контуре гидравлической защиты секций, в некотором диапазоне, наблюдается увеличение величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки. На почвенном фоне «за лежь многолетних трав» при изменении величины давления с номинального значения (100 бар) до 60 бар значение величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки (в относительных единицах) изменилось от 0 до 0,8. На почвенном фоне «дернина» значение величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки изменилось от 0 до 0,6 при снижении давления от номинального значения до 50 бар. Значение величины давления, соответствующее максимальным значениям величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки, формирует собственную частоту чизельного орудия

равную господствующей частоте возмущающего воздействия, т.е. рассматриваемая механическая система входит в резонансный режим работы.

4. Полученные значения величины горизонтального ускорения носка чизельной стойки 0,8 на почвенном фоне «залежь многолетних трав» и 0,6 на почвенном фоне «дернина» способствуют снижению значения тангенса угла внутреннего трения на 55 и 60% соответственно.

5. Рассматриваемый диапазон величин давлений в гидравлическом контуре защиты секций обеспечивает устойчивое движение рабочего органа чизеля в вертикальной плоскости. Снижение силовой нагруженности чизельно-дискового орудия вызвано не выглублением рабочих секций, т.е. не уменьшением заданной глубины обработки, а изменением прочностных характеристик почвы под воздействием вибрации.

6. Использование резонансного режима работы чизельных секций чизельно-дискового орудия позволяет:

— снизить тяговое сопротивление секции на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 18,2 %, на почвенном фоне «дернина» на 16%;

— снизить тяговое сопротивление чизельно-дискового орудия на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 9,9 %, на почвенном фоне «дернина» на 8,6%;

— снизить коэффициент буксования трактора на 3%;

— увеличить производительность чизельно-дискового агрегата на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 12,8%, на почвенном фоне «дернина» на 9,5%.

5 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ РАБОЧИХ СЕКЦИЙ ЧИЗЕЛЬНО-ДИСКОВОГО АГРЕГАТА

Для принятия решения о целесообразности применения резонансного режима работы чизельных секций чизельно-дискового орудия необходимо провести анализ экономических показателей, оценивающих эффективность работы чизельно-дискового агрегата, и сравнить их с показателями серийного агрегата.

Исходные и расчетные данные представлены в таблице 5.1

Таблица 5.1

«Исходные и расчетные данные, в ценах 2023 года»

№	Показатели	Усл. об.	Ед. изм.	МТА	
				Versatile 2375 + ЧДА 5	Versatile 2375 + ЧДА 5 (эксп.)
1	Балансовая стоимость агрегата	$C_{бэ}$	руб.	21852873	21855873
2	Амортизационные отчисления	$a_{ар.о}$	%	15	15
3	Годовой объем работ на 1 агрегат	$T_{гэ}$	час	400	400
4	Тарифные ставки рабочего персонала	$f_{мех}$	руб/ч	195	195
5	Надбавка к заработной плате	$\mu_{мех}$	-	1,38	1,38
6	Почасовая потребность агрегата в диз. топливе	G_T	кг/ч	67,18	67,18
7	Стоимость ТСМ	C_k	руб/кг	49,2	49,2
8	Производительность	W_0	га/ч	4,15	4,6
9	Скоростные режимы работы МТА	V	км/ч	7,8	8,6
10	Коэффициент использования времени смены	τ	-	0,75	0,75
11	Параметр, учитывающий транспортно-заготовительные расходы	m	-	1,1	1,1
12	Общие затраты на обработку 1 га	$C_з$	руб/га	6799,08	6167,35

13	Снижение экспл. расходов	ΔC	руб/га	-	631,73
14	Удельные капитальные вложения	$K_{уд}$	руб/га	14482,22	13136,84
15	Приведенные затраты	P_3	руб.	8971,4	8137,8
16	Год. эконом. эффект	\mathcal{E}	руб.	-	1553719,24
17	Экономический эффект на 100 га» [32]	\mathcal{E}_{100}	руб.	-	63173,34

«Общие финансовые издержки произведённой работы (в расчёте на единицу объёма) рассчитываются по следующему выражению:

$$C_3 = C_T + C_{3П} + C_{AO} + C_{КР} + C_{ТР}; \quad (5.1)$$

где C_3 – совокупность финансовых затрат на 1 га; C_T – затраты на ТСМ; $C_{3п}$ – денежные расходы на з/п; C_{ao} – затраты на амортизацию (ТО, ремонт); $C_{кр}$ – отчисления на кап. рем.; $C_{тр}$ – отчисления на тек. рем.;

Затраты на ТСМ:

$$C_T = \frac{G_T}{W_0} C_K \quad (5.2)$$

Финансовые расходы на з/п сотрудникам:

$$C_{3П} = \frac{m_{мех} f_{мех} \mu_{мех}}{W_0} \quad (5.3)$$

Финансовые расходы на амортизацию – ТО и ремонт:

$$C_{AO} + C_{КР} + C_{ТР} = \frac{C_{бэ} m (a_{ap.o} + r + h)}{W_0 T_{гэ}} \quad (5.4)$$

где $r=0,05$, $h=0,11$ нормативы покрытия расходов на ремонты (КР, ТР)

Часовая производительность МТА:

$$W_0 = 0.1BV\tau \quad (5.5)$$

Приведенные затраты для МТА:

$$C_{ПР} = C_3 + E_H K_{уд} \quad (5.6)$$

где $E_H = 0,15$ коэффициент эффективности капиталовложений;

Удельные капиталовложения вычисляем по выражению:

$$K_{уд} = \frac{m C_{бэ}}{T_{гэ} W_0} \quad (5.7)$$

Ежегодную экономическую эффективность, при проведении технологической адаптации, определили по выражению» [32];

$$\mathcal{E}_r = (C_{\text{пр}}^{m.б} - C_{\text{пр}}^m) W_0 T_{r\mathcal{E}} \quad (5.8)$$

Расчеты по данным зависимостям показали, что экономический эффект от применения резонансного режима работы чизельных секций чизельно-дискового орудия составляет 63173,34 рублей на 100 гектар при обработке почвенного фона «залежь многолетних трав».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ конструктивных особенностей комбинированных почвообрабатывающих орудий показал, что в их конструкциях сохранены общие, принятые для отдельных почвообрабатывающих агрегатов принципы защиты механизмов и устройств, которые, в свою очередь, при определенных условиях могут рассматриваться как колебательные контуры, способные совершать вынужденные колебания при воздействии внешних нагрузок, изменяющихся во времени.

2. Полученные аналитические зависимости могут использоваться при оптимизации конструкторских параметров отдельных элементов гидравлической системы защиты чизельных стоек, при условии, что задана величина реакции почвенного фона на рабочий орган. На основании разработанных математических выражений получена общая теоретическая характеристика применяемой модели пневмогидроаккумулятора в диапазоне действующих усилий и заданных величин давления; получено аналитическое выражение, позволяющее определить величину давления в контуре гидравлической защиты секций, при котором может возникать резонанс системы.

3. На основании дифференциального уравнения движения отдельной секции чизельно-дискового орудия разработана математическая модель, описывающая движения секции в обрабатываемой среде. Используя метод представления колебаний на фазовой плоскости, доказано, что в окрестностях особой точки, отвечающей минимуму потенциальной энергии, происходят периодические движения с эллиптическими фазовыми траекториями, соответствующими гармоническими колебаниями, что доказывает возможность рассматриваемой системы совершать близкие к гармоническому виду колебания.

4. Предложена адаптивная система регулирования значения давления в гидравлическом контуре защиты стоек, позволяющая производить автоматическую настройку секций чизеля на резонансный режим работы.

5. Использование резонансного режима работы чизельных секций чизельно-дискового орудия позволяет:

- снизить тяговое сопротивление секции на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 18,2 %, на почвенном фоне «дернина» на 16%;
- снизить тяговое сопротивление чизельно-дискового орудия на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 9,9 %, на почвенном фоне «дернина» на 8,6%;
- снизить коэффициент буксования трактора на 3%;
- увеличить производительность чизельно-дискового агрегата на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 12,8%, на почвенном фоне «дернина» на 9,5%.

6. Экономический эффект от применения резонансного режима работы чизельных секций чизельно-дискового орудия составляет 63173,34 рублей на 100 гектар при обработке почвенного фона «залежь многолетних трав».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агапов, А.Н. Динамика перераспределения тяговых нагрузок в комбинированном агрегате / А.Н. Агапов, А.А. Ногтиков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 11. – С. 22-23.
2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Макарова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 278 с.
3. Артюшин, А.А. Отечественная конкурентно-способная технология предпосевной обработки почвы / А.А. Артюшин, Н.К. Мазитов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – №8. – С. 20-23.
4. Базров, А.А. Рациональные параметры предохранительного устройства чизельных плугов, повышающие эффективность их работы : дисс. ... канд. техн. наук : 05.20.01/ Базров Азгери Алиханович. – Л., 1987. – 135 с.
5. Барабашюк, В.И. Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашюк, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко. – К.: Техника, 1984. – 200 с.
6. Бать, М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах / М.И. Бать, Г.Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзон; под. общ. ред. Д.Р. Меркина. Т. II. Динамика. – 7-е изд. перераб. – М.: Наука, 1985. – 560 с.
7. Бережнов, Н.Н. Обоснование рациональной компоновки и режимов работы энергонасыщенных почвообрабатывающих посевных комплексов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Бережнов Николай Николаевич. – Барнаул, 2007. – 24 с.
8. Блехман, И.И. Вибрации в технике : Справочник в 6-ти томах / И.И. Блехман; под. общ. ред. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. – 351 с., ил.
9. Бойкова, Е.В. Разработка энергосберегающего технологического процесса основной обработки почвы и плуга общего назначения : дисс. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Бойкова Елена Васильевна. – Саратов, 2010. – 163 с.

10. Браткеев, Р.В. Разработка конструкции и исследование динамики комбинированного почвообрабатывающего агрегата : дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Браткеев Руслан Владимирович. – Курск, 2006. – 127 с.

11. Булатов, Ф.Р. Обзор активных рабочих органов культиваторов / Ф.Р. Булатов, А.А. Маратканов, А.Н. Верещагин // Материалы Всероссийской научно–практической конференции. – Екатеринбург: Уральский ГАУ. – 2014. – С. 120-124.

12. Васильев, С.А. Обоснование и выбор конструктивно-технологических параметров активной борона для контурной обработки почвы склоновых земель / С.А. Васильев, А.М. Лопоткин, А.А. Васильев // Вестник НГИЭИ. – 2019. – № 6 (97). – С. 106-116.

13. Васильев, С.А. Противоэрозионная контурная обработка почвы машинно-тракторными агрегатами на агроландшафтах склоновых земель / С.А. Васильев, А.А. Васильев, Н.И. Затылков // Вестник НГИЭИ. – 2018. – № 5 (84). – С. 43-54.

14. Васильев, С.А. Разработка математической модели технологического процесса обработки склоновых земель противоэрозионным орудием / С.А. Васильев, А.М. Лопоткин, А.А. Васильев // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2021. – № 4 (64). – С. 334-344.

15. Веденяпин Г.Е. Общая методика экспериментального исследования и обработка опытных данных/Г.В. Веденяпин.-М.:Колос,1973.-199с.

16. Василенко, С.В. Силовой анализ механизма навески пахотного агрегата / С.В. Василенко, В.В. Василенко, А.Н. Кузнецов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета, –2022. – №1 (72). – С. 40-47.

17. Ветохин, В.И. Системные и физико-механические основы проектирования рыхлителей почвы : дис. ...д-ра. техн. наук : 05.05.11 / Ветохин Владимир Иванович. – Киев-Москва, 2010. – 284 с.

18. Вилде, А.А. Влияние влажности почвы на тяговое сопротивление корпуса плуга / А.А. Вилде, А.А. Рудиный, Е.А. Пирс // Энергоснабжение и

энергообеспечение в сельском хозяйстве: труды Международной научно-практической конференции. – М., 2010. – Т. 2. – С. 69-75.

19. Волков, А.Е. Повышение эффективности работы чизельного плуга для засоренных камнями почв путем обоснования его конструктивных параметров и режимов работы : дисс. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Волков Александр Евгеньевич. – СПб, 2007. – 140 с.

20. Гальцов, В.В. Вибрационный рабочий орган для культиваторов / В.В. Гальцов, А.А. Кувшинов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – №3. – С. 13.

21. Гапич, Д.С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дис. ... д-ра. техн. наук : 05.20.01 / Гапич Дмитрий Сергеевич. – Волгоград, 2014. – 342 с.

22. Гапич, Д.С. Фурье-анализ экспериментальных осциллограмм тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА / Д.С. Гапич, Е.В. Ширяева, О.А. Денисова // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2015. – № 3 (39). – С. 151-154.

23. Гапич, Д.С. Экологические особенности использования резонансных режимов работы рабочих органов культиваторного машинно-тракторного агрегата / Д.С. Гапич, О.А. Денисова // Научное обозрение. – 2015. – № 10-1. – С. 40-44.

24. Гапич, Д.С. Энергетические и качественные показатели работы культиваторного МТА в режиме автоколебаний рабочих органов / Д.С. Гапич, С.Д. Фомин, О.А. Денисова // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2015. – Т. 1. – № 4 (26). – С. 17-20.

25. Гильштейн, П.М. Семейство плугов с гидропневматическими предохранителями для обработки почв, засоренных камнями / П.М. Гильштейн // Тракторы и сельхозмашины. – 1982. – №6. – С. 31-32.

26. ГОСТ Р 53056-2008. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. – М.: Стандартинформ, 2009. – 23 с.

27. ГОСТ 34631-2019. Техника сельскохозяйственная. Методы энергетической оценки. – М.: Стандартиформ, 2020. – 23 с.
28. ГОСТ 20915-2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний. – М.: Стандартиформ, 2013. – 23 с.
29. Губайдулин, Д.С. Адаптивная система управления жесткостью крепления рабочих секций чизельно-дискового орудия / Д.С. Губайдулин // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета имени П.А. Костычева. – 2024. – Т. 16. – № 1. – С. 87-95.
30. Губайдулин, Д.С. Результаты экспериментальных исследований силовой нагруженности чизельного агрегата / Д.С. Губайдулин, Ю.А. Швабауэр, Д.С. Гапич // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее проф. образование. – 2024. – № 1 (57). – С. 357-365.
31. Денисова, О.А. Машинно-тракторный агрегат как измерительное устройство прочностных свойств почвы / О.А. Денисова, Д.С. Гапич // Наука в современном информационном обществе: материалы VI Международной научно-практической конференции. – North Charleston: CreateSpace, 2015. – С. 101-103.
32. Денисова, О.А. Повышение эффективности работы культиваторного МТА с упругими связями за счет оптимизации режимов его работы: диссертация: дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Денисова Ольга Александровна. — Волгоград, 2017. – 138 с.
33. Денисова, О.А. Повышение эффективности работы культиваторного МТА с упругими связями за счёт оптимизации режимов его работы : авт. реф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Денисова Ольга Александровна. – Волгоград, 2017. – 20 с.
34. Динамика стойки культиватора с пружинными предохранителями / Д.С. Гапич, Е.В. Капля, П.С. Черноусов, Д.С. Губайдулин // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2024. – № 3 (75). – С. 393-397.

35. Дмитриев, С.Ю. Разработка автоматического регулятора жесткости упругой стойки культиватора : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Дмитриев Сергей Юрьевич. – Чебоксары, 2008. – 199 с.

36. Донченко, М. А. Влияние автоколебаний и релаксаций колебаний на эффективность применения упругих стоек при культивации почвы : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Донченко Михаил Александрович. – СПб, 2004. – 136 с.

37. Донченко, М.А. Влияние автоколебаний и релаксационных колебаний на эффективность применения упругих стоек при культивации почвы : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Донченко Михаил Александрович. – СПб, 2004. – 20 с.

38. Дроздов, С.Н. Обоснование конструктивно–режимных параметров вибровозбудителя комбинированного почвообрабатывающего орудия : дисс. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Дроздов Сергей Николаевич. – Оренбург, 2013. – 180 с.

39. Дроздов, С.Н. Роль вынужденных гармонических колебаний в совершенствовании современных почвообрабатывающих машин / С.Н. Дроздов, Д.П. Юхин // Совершенствование инженерно-технического обеспечения технологических процессов в АПК: материалы Международной научно-технической конференции. – Оренбург, 2009. – Выпуск № 9. – С. 116– 119.

40. Завражнов, А.А. Обоснование методов оценки и расчёта параметров пружинных стоек чизельных культиваторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Завражнов Андрей Анатольевич. – М., 1988. – 16 с.

41. Зеленин, А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А.Н. Зеленин. – М.: Машиностроение, 1968. – 375 с.

42. Зеликов, В.А. Обоснование конструкции и параметров пневматического предохранительного механизма лесного дискового культиватора : автореф. диссер. ... канд. техн. наук : 05.21.01/ Зеликов Владимир Анатольевич. – Воронеж, 2000. – 20 с.

43. Зимагулов, А.Х. Комплексное снижение динамических нагрузок в рабочих процессах машинно-тракторных агрегатов : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.20.01 / Зимагулов Анас Хафизович. — Казань, 2003. — 366 с.

44. Игнатенко, И.В. Методы снижения энергозатрат почвообрабатывающих машин с упруго закреплёнными рабочими органами: дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01 / Игнатенко Иван Васильевич. – Ростов-на-Дону, 2003. – 375 с.

45. Игнатенко, И.В. Методы снижения энергозатрат почвообрабатывающих машин с упругозакрепленными рабочими органами : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01 / Игнатенко Иван Васильевич. – Ростов-на-Дону, 2003. – 40 с.

46. Иншаков, А.П. Повышение энергетической эффективности машинно-тракторных агрегатов в сельском хозяйстве: дис. ... д-ра. техн. наук : 05.20.01 / Иншаков Александр Павлович. – Саранск, 2003. – 472 с.

47. Исследование тягового сопротивления почвообрабатывающего орудия с вибрирующими рабочими секциями / Р. А. Косульников, П.С. Черноусов, Д.С. Губайдулин, Д.С. Гапич // Сельский механизатор. – 2024. – № 6. – С. 13-17.

48. Камбулов, С.И. Влияние параметров рабочего органа культиватора на качество крошения пласта / Г.Г. Пархоменко, О.С. Бабенко, И.В. Божко // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2022. Т.16. №1. – С. 41-46.

49. Камбулов, С.И. Агротехнические и энергетические показатели почвообрабатывающих рабочих органов / Г.Г. Пархоменко, И.В. Божко, В.И. Пахомов // Инженерные технологии и системы. 2021. Т.31. №1. С. 109-126.

50. Кляровский, В.А. Параметры и режимы работы чизельного плуга для засоренных камнями почв, повышающие его эффективность: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ Кляровский Виталий Аркадьевич. – Л., 1988. – 193 с.

51. Ковриков, И.Т. Определение тягового сопротивления асимметричного разуплотнителя / И.Т. Ковриков, И.В. Попов, А.А. Митин // Труды сотрудников и преподавателей факультета механизации сельского хозяйства.

Труды Оренбургского государственного аграрного университета. – Оренбург: Изд. центр ОГАУ, 1998. – Том 2. – С. 49-52.

52. Кокошин, С.Н. Обоснование параметров культиваторной стойки с изменяемой жесткостью : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Кокошин Сергей Николаевич. – Новосибирск, 2013. – 158 с.

53. Кондратьев, Е.Л. Исследование устойчивости движения рабочих органов культиватора на упругой подвеске на повышенных скоростях: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Кондратьев Евгений Леонидович. – Ростов-на-Дону, 1974. – 25 с.

54. Константинов, М. М. Вибрационное взаимодействие рабочего органа с почвой / М.М. Константинов, С.Н. Дроздов, И.В. Трофимов // Научное обозрение. – 2017. – №20. – С. 58-64.

55. Константинов, М.М. Обоснование параметров вибрационных почвообрабатывающих машин / М.М. Константинов, С.Н. Дроздов, Д.П. Юхин // Известия ОГАУ. – 2012. – № 5. – С. 77-80.

56. Константинов, М.М. Снижение тягового сопротивления почвообрабатывающих машин с использованием вибрации / М.М. Константинов, С.Н. Дроздов // Агроинженерная наука – сельскохозяйственному производству: сборник докладов Международной научно-практической конференции. – Костанай, 2012. – Ч. II. – С. 41–46.

57. Концептуальная модель секции почвообрабатывающего орудия адаптивного принципа действия / Д.С. Гапич, Д.С. Губайдулин, Ю.А. Швабауэр, С.И. Субботин // Перспективные тенденции развития научных исследований по приоритетным направлениям модернизации АПК и сельских территорий в современных социально-экономических условиях: материалы Национальной научно-практической конференции. – Волгоград, 2021. – С. 404-409.

58. Коробейник, И.А. Совершенствование конструкции пропашного культиватора для обработки почв засоренных камнями : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Коробейник Иван Анатольевич. – Владикавказ, 2014. – 225 с.

59. Кудзаев, А.Б. Исследование влияния вынужденных колебаний рабочего органа секции культиватора с автоматическим устройством поддержания заданной глубины обработки на качество работы/ А.Б. Кудзаев, Т.А. Уртаев // Известия Горского государственного аграрного университета. – 2013. – Т. 50. – Ч. 3. – С. 202-208.

60. Кудзаев, А.Б. Плуг с пневматической предохранительной системой / А.Б. Кудзаев, Д.В. Цгоев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2015. – №11. – С. 4-7.

61. Кузнецов, Н. Г. Стабилизация режимов работы скоростных машинно-тракторных агрегатов: учебное пособие / Н.Г. Кузнецов. – Волгоград : ВГСХА «Нива», 2006. – 424 с.

62. Кушнарев, А.С. Механико-технологические основы процесса воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий на почву: автореф. дис. ... д-ра. техн. наук / Кушнарев Артур Сергеевич. – Челябинск, 1981. – 50 с.

63. Лиференко, А.В. Обоснование и оптимизация параметров лесного культиватора с пневмогидравлическим предохранителем и вибрационными рабочими органами: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Лиференко Андрей Владимирович. – Воронеж, 2010. – 16 с.

64. Лурье, А. Б. Модели сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления / А. Б. Лурье. – Л.: Колос, 1979. – 312 с.

65. Машина для исследования тягового сопротивления почвообрабатывающих рабочих органов / А.Б. Кудзаев, Т.А. Уртаев, А.Э. Цгоев, И.А. Коробейник, Д.В. Цгоев // Известия Горского государственного аграрного университета. – 2010. – Т. 47. – Ч. 1. – С. 172-178.

66. Медведев, А. А. Оптимизация эксплуатационных показателей пахотных агрегатов на базе современных энергонасыщенных тракторов: дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Медведев Александр Алексеевич. – Саратов, 2005. – 222 с.

67. Модернизация узкорядной сеялки / Я.И. Егоров, А.В. Пасин, П.А. Пасин, М. Буграев // Сельский механизатор. – 2023. – №5. – С. 16-17.

68. Мударисов, С. Г. Повышение качества обработки почвы путём совершенствования рабочих органов на основе моделирования технологического процесса: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.20.01 / Мударисов Салават Гумерович. – Челябинск, 2007. – 351 с.

69. Назаров, Е.А. Оптимизация упругих связей культиваторного МТА с тракторами класса 5 : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Назаров Евгений Александрович. – Волгоград, 2010. – 174 с.

70. Несмиян, А.Ю. Обзор культиваторов для сплошной обработки почвы и тенденции их производства. / А.Ю. Несмиян, В.В. Должиков // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 4. – С. 6-9.

71. Оптимизация геометрии рабочего органа почвообрабатывающего орудия / Д.С. Гапич, Д.С. Губайдулин, Ю.А. Швабауэр, С.И. Субботин // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе в условиях цифровой трансформации: материалы Международной научно-практической конференции / Волгоградский государственный аграрный университет. – Волгоград, 2023. – С. 164-170.

72. Основы теории колебаний / В.В. Мигулин, В.И. Медведев, Е.Р. Мустель, В.Н. Парыгин. – М.: Наука, 1978. – 391 с.

73. Патент РФ № 146230 Российская Федерация: МПК А01В 35/06. Рабочий орган почвообрабатывающего орудия с изменяемой частотой собственных колебаний / Гапич Д.С., Денисова, О.А. – Заявл. 30.05.2014. – Оpubл. 10.10.2014. – Бюл. № 28.

74. Патент № 2823649 Российская Федерация, СПК А01В 61/046 (2024.01); А01В 63/32 (2024.01); А01В 49/02 (2024.01). Адаптивная система управления жесткостью крепления рабочих секций чизельно-дискового орудия: № 2024104049 / Гапич Д.С., Моторин В.А., Губайдулин Д.С.; заявитель ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ. – Заявл. 16.02.2024. – Оpubл. 26.07.2024.

75. Патент № 2823650 Российская Федерация, СПК А01В 61/046 (2024.01); А01В 63/32 (2024.01); А01В 49/02 (2024.01). Система регулирования жесткости крепления рабочих секций чизельно-дискового орудия: № 2024104053 / Гапич Д.С., Моторин В.А., Губайдулин Д.С.; заявитель ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ. – Заявл. 16.02.2024. – Опубл. 26.07.2024.

76. Пикмуллин, Г.В. Разработка и обоснование параметров рабочих органов культиватора для предпосевной обработки почвы : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01/ Пикмуллин Геннадий Васильевич. – Чебоксары, 2011. – 20 с.

77. Повышение эффективности культиваторов для предпосевной обработки почвы / И.М. Панов, С.А. Инакян, В.И. Гасилин, В.В. Коломиец // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1992. – №2. – С. 15–17.

78. Поиск схемы компоновки сошников зернотуковой сеялки для узкорядного посева / Я.И. Егоров, А.В. Пасин, П.А. Пасин, А.С. Якимов // Сельский механизатор. – 2023. – №8. – С. 16-17.

79. Посев льна с использованием узкорядных широкострочных сошников / Я.И. Егоров, П.А. Пасин, Е.И. Кистанов, А.В. Пасин // Сельский механизатор. – 2021. – №8. – С. 12-13.

80. Проблемные вопросы повышения энергоэффективности МТА с упруго закрепленными рабочими органами / Д.С. Гапич, В.А. Эвиев, Р.А. Косильников, С.А. Чумаков // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2018. – № 1 (49). – С. 318-318.

81. Прошкин, Е.Н. Разработка рабочего органа для междурядной обработки пропашных культур с обоснованием его параметров : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Прошкин Евгений Николаевич. – Ульяновск, 2009. – 18 с.

82. Радченко, Ю. Г. Способ определения тягового сопротивления сельскохозяйственных машин и орудий в условиях эксплуатации: дис. ...

канд. техн. наук: 05.20.03 / Радченко Юрий Григорьевич. – Новосибирск, 1984. – 214 с.

83. Садриев, Ф.М. Совершенствование технологии и технических средств для предпосевной обработки почвы: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Садриев Фарит Миргасимович. – Зеленоград, 2002. – 20 с.

84. Сахапов, Р.Л. Теоретические основы колебательных рабочих органов культиваторов / Р.Л. Сахапов. – Казань: Изд-во КФЭИ, 2001. – 194 с.

85. Седашкин, А. Н. Влияние вынужденных колебаний на разрушение почвы / А. Н. Седашкин, С. Е. Федоров, С. Ю. Городсков // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2010. – С. 51–54.

86. Снижение силовой нагруженности почвообрабатывающего МТА за счет активации рабочих органов / Р.А. Косульников, Д.С. Гапич, П.С. Черноусов, Д.С. Губайдулин // Сельский механизатор. – 2024. – № 5. – С. 14-16.

87. Снижение тягового сопротивления чизельных орудий / Д. С. Гапич, Ю. А. Швабауэр, С. И. Субботин, Д. С. Губайдулин // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2023. – № 4 (56). – С. 398-409.

88. Тяговое сопротивление глубокорыхлителя esolo-tiger 870 на различных кинематических режимах / Д.С. Гапич, Д.С. Губайдулин, Ю.А. Швабауэр, С.И. Субботин. Инновационные технологии в агропромышленном комплексе в условиях цифровой трансформации: материалы Международной научнопрактической конференции, посвященной 80-летию победы в Сталинградской битве, г. Волгоград, 16-17 февраля 2023 г. – Волгоград: ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ, 2024. – Том IV. – 364 с.

89. Уртаев, Т.А. Разработка и исследование пропашного культиватора с одновременной регулировкой секций для обработки почв, засоренных камнями: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Уртаев Таймураз Асланбекович. – Владикавказ, 2015. – 202 с.

90. Устинов, Н.Н. Экспериментальное определение характеристик активного рабочего органа со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента / Н.Н. Устинов, А.А. Маратканов // Вестник АГАУ. Технологии и средства механизации сельского хозяйства. – 2015. – № 4 (126). – С. 102–105.

91. Фёдоров, С.Е. Повышение качества поверхностной обработки почвы регулированием жёсткости упругой стойки культиватора: дисс. канд. тех. наук: 05.20.01 / Фёдоров Сергей Евгеньевич. – Саранск, 2016. – 149 с.

92. Цгоев, Д. В. Совершенствование технологического процесса обработки почв, засоренных камнями, путем разработки пневматической предохранительной системы плуга общего назначения: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Цгоев Давид Валерианович. – Владикавказ, 2018. – 196 с.

93. Швец, А.В. Повышение эффективности безотвальной обработки почвы путём применения приставки-рыхлителя: дис.... канд. техн. наук: 05.20.01/ Швец Александр Валерьевич. – Белгород, 2005. – 180 с.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 823 649** ⁽¹³⁾ **C1**(51) МПК
[A01B 61/04 \(2006.01\)](#)
[A01B 63/32 \(2006.01\)](#)
[A01B 49/02 \(2006.01\)](#)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

Статус: действует (последнее изменение статуса: 27.07.2024)
 Пошлина: Установленный срок для уплаты пошлины за 3 год: с 17.02.2025 по 16.02.2026. При
 уплате пошлины за 3 год в дополнительный 6-месячный срок с 17.02.2026 по 16.08.2026
 размер пошлины увеличивается на 50%.

(52) СПК

A01B 61/046 (2024.01); A01B 63/32 (2024.01); A01B 49/02 (2024.01)(21)(22) Заявка: [2024104049](#), 16.02.2024(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
16.02.2024Дата регистрации:
26.07.2024

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 16.02.2024

(45) Опубликовано: [26.07.2024](#) Бюл. № 21(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: US 11191204 B2, 07.12.2021. EP
3135086 A1, 01.03.2017. RU 2720278 C2,
28.04.2020. RU 2654725 C2, 22.05.2018. SU
1702896 A1, 07.01.1992.

Адрес для переписки:

400002, г. Волгоград, пр. Университетский,
26, ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ,
Долговой А.И.

(72) Автор(ы):

Гапич Дмитрий Сергеевич (RU),
Моторин Вадим Андреевич (RU),
Губайдулин Данияр Саматович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования "Волгоградский
государственный аграрный университет"
(ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ) (RU)(54) Адаптивная система управления жесткостью крепления рабочих секций чизельно-
дискового орудия

(57) Реферат:

Изобретение относится к сельскому хозяйству. Адаптивная система управления жесткостью крепления рабочих секций чизельно-дискового орудия включает гидравлическую систему, состоящую из гидравлических рукавов с соединительными муфтами, выполненных в виде тройников, узел манометра, гидроаккумуляторы, гидравлические цилиндры, установленные на каждую стойку рабочей секции чизельно-дискового орудия. На стойке рабочей секции чизельно-дискового орудия

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ(19) **RU** **2 823 650** ⁽¹¹⁾ ⁽¹³⁾ **C1**

(51) МПК

[A01B 61/04 \(2006.01\)](#)[A01B 63/32 \(2006.01\)](#)[A01B 49/02 \(2006.01\)](#)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

Статус: действует (последнее изменение статуса: 27.07.2024)
 Пошлина: Установленный срок для уплаты пошлины за 3 год: с 17.02.2025 по 16.02.2026. При
 уплате пошлины за 3 год в дополнительный 6-месячный срок с 17.02.2026 по 16.08.2026
 размер пошлины увеличивается на 50%.

(52) СПК

[A01B 61/046 \(2024.01\)](#); [A01B 63/32 \(2024.01\)](#); [A01B 49/02 \(2024.01\)](#)(21)(22) Заявка: [2024104053](#), 16.02.2024(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
16.02.2024Дата регистрации:
26.07.2024

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 16.02.2024

(45) Опубликовано: [26.07.2024](#) Бюл. № [21](#)(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: US 11191204 B2, 07.12.2021. EP
3135086 A1, 01.03.2017. RU 2720278 C2,
28.04.2020. RU 2654725 C2, 22.05.2018. SU
1702896 A1, 07.01.1992.

Адрес для переписки:

400002, г. Волгоград, пр. Университетский,
26, ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ,
Долговой А.И.

(72) Автор(ы):

Гапич Дмитрий Сергеевич (RU),
Моторин Вадим Андреевич (RU),
Губайдулин Данияр Саматович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования "Волгоградский
государственный аграрный университет"
(ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ) (RU)

(54) Система регулирования жесткости крепления рабочих секций чизельно-дискового орудия

(57) Реферат:

Изобретение относится к сельскому хозяйству. Система регулирования жесткости крепления рабочих секций чизельно-дискового орудия включает гидравлическую систему, состоящую из гидравлических рукавов с соединительными муфтами, выполненных в виде тройников, узел манометра, гидроаккумуляторы, гидравлические цилиндры, установленные на каждую стойку рабочей секции чизельно-дискового орудия. На стойку рабочей секции чизельно-дискового орудия устанавливается

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящий акт составлен в том, что в КХ «Сомова Г.Л.» в конструкцию почвообрабатывающего агрегата ЧДА-5 внедрена адаптивная система регулирования жесткости крепления секций, позволяющая настраивать секции на резонансный режим работы. Данная система является результатом диссертационной работы аспиранта кафедры «Эксплуатация и технический сервис машин в АПК» ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ Губайдулина Данияра Саматовича на тему «Повышение производительности чизельно-дискового агрегата за счет активации рабочих секций», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Генеральный директор АО ТД Велес

М.С. Остапенко



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящий акт составлен в том, что в КХ «Сомова Г.Л.» внедрены результаты диссертационной работы аспиранта кафедры «Эксплуатация и технический сервис машин в АПК» ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ Губайдулина Данияра Саматовича на тему «Повышение производительности чизельно-дискового агрегата за счет активации рабочих секций» на соискание ученой степени кандидата технических наук, в виде рекомендаций по настройке почвообрабатывающего орудия ЧДА - 5, оборудованного гидравлической защитой рабочих секция, при выполнении почвообрабатывающих операций.

Генеральный директор АО «ГД Велес»

М.С. Остапенко



АКТ ИСПЫТАНИЙ

Комиссия в составе: директора ОП Даниловка ООО «Волгоградская Агропромышленная Компания» - Арчакова А.Н., главного инженера ОП Даниловка ООО «Волгоградская Агропромышленная Компания» - Кочетова С.В., заведующего кафедрой «Электроснабжение и энергетические системы» ФГБОУ Волгоградский ГАУ - Гапича Д.С., аспиранта кафедры «Эксплуатация технических систем в АПК» - Губайдулина Д.С. составила настоящий акт о том, что в августе 2023 года на полях ООО «Волгоградская Агропромышленная Компания» были проведены полевые испытания чизельно-дискового агрегата ЧДА -5, оборудованного гидравлической защитой рабочих секций. Целью испытаний являлась оценка энергетических и агротехнических показателей работы агрегата на резонансных режимах рабочих секций.

При использовании резонансного режима работы рабочих секций было зафиксировано:

- снижение тягового сопротивления секций на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 18,2 %, на почвенном фоне «дернина» на 16%;
- снижение тягового сопротивления чизельно-дискового орудия на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 9,9 %, на почвенном фоне «дернина» на 8,6%;
- снижение коэффициент буксования трактора на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 3%; на почвенном фоне «дернина» на 4%;
- увеличение производительности чизельно-дискового агрегата на почвенном фоне «залежь многолетних трав» на 12,8%, на почвенном фоне «дернина» на 9,5%;
- сохранение глубины обработки в пределах технологического допуска;
- повышение качества крошения почвенного пласта.

Директор

Главный инженер

Ответственный за внедрение, аспирант каф. «Э.Т.С. в АПК»

Д.С. Губайдулин.

Генеральный директор АО ТД Велес

М.С. Остапенко

