

На правах рукописи



МАРАТКАНОВ Артем Анатольевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА
КУЛЬТИВАТОРА СО СТОЙКОЙ В ВИДЕ ГИБКОГО ТРУБЧАТОГО
ЭЛЕМЕНТА**

Специальность 05.20.01 –
Технологии и средства механизации сельского хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Тюмень – 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Государственный аграрный университет Северного Зауралья»

Научный руководитель:

Устинов Николай Николаевич
кандидат технических наук, доцент
кафедры лесного хозяйства, деревообработки
и прикладной механики
ФГБОУ ВПО «Государственный аграрный
университет Северного Зауралья»

Официальные оппоненты:

Мударисов Салават Гумерович
доктор технических наук, профессор кафедры
строительно-дорожных, коммунальных и сель-
скохозяйственных машин, ФГБОУ ВПО
«Башкирский государственный аграрный уни-
верситет»

Ворокосов Игорь Владимирович,
кандидат технических наук, директор регио-
нального представительства ООО МТС «Аг-
ро-альянс» по Курганской области, г. Курган

Ведущая организация

Федеральное государственное бюджетное об-
разовательное учреждение высшего профес-
сионального образования "Казанский государ-
ственный аграрный университет"

Защита диссертации состоится «2 » декабря 2015 г. в 10 часов на заседании диссертационного совета Д 212.004.02 при ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова» по адресу: 656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46, тел/факс 8(3852) 367129, <http://www.altstu.ru>; elnis@inbox.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова и на сайте» http://www.altstu.ru/media/f/Dissertaciya_Maratkanov.pdf.

Автореферат разослан « » октября 2015 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета
д.т.н., профессор



Куликова Лидия Васильевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время особое внимание уделяется проблеме применения вибрации при обработке почвы, являющейся наиболее энергоемкой операцией сельскохозяйственного производства. Уменьшение тягового сопротивления почвообрабатывающих орудий, в основном, осуществляется за счет применения пружинных стоек, применения специальных материалов. Однако использование указанных подходов не позволяет при изменении глубины обработки почвы, физико-механических свойств почвы, добиться снижения тягового сопротивления и качественных показателей работы без конструктивного изменения параметров рабочих органов.

Применение принудительной вибрации при обработке почвы является наиболее перспективным направлением, это позволяет при изменении условий работы менять параметры вибрации, и тем самым снижать тяговое сопротивление и улучшать качественные показатели работы. Вместе с тем существующие решения виброприводов с использованием дебалансных вибраторов, кривошипно-шатунных приводов, не получили широкого применения ввиду значительной металлоемкости, невысокой надежности при эксплуатации. Применение гидравлических импульсных приводов ограничивается отсутствием рабочих органов, позволяющих работать в условиях значительного загрязнения и абразивной среды, поэтому разработка рабочих органов позволяющих передавать импульсное воздействие на почву, и не имеющих узлов, работающих в условиях внешнего трения, является актуальной задачей.

Цель работы — обоснование параметров рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента, обеспечивающего снижение тягового сопротивления и повышение качественных показателей обработки почвы.

Задачи исследования:

1. Разработать конструкцию рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента.
2. Разработать математическую модель рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента с учетом характера взаимодействия с почвой. Разработать механико-математическую модель культиватора с экспериментальным рабочим органом для определения тягового сопротивления при действии вибрации.
3. На основании результатов математического моделирования определить оптимальные конструктивные и эксплуатационные параметры рабочего органа, обеспечивающие снижение энергоемкости и повышение качества обработки почвы.
4. Провести экспериментальные исследования для проверки достоверности результатов теоретических исследований.
5. Рассчитать технико-экономические показатели работы культиватора с предложенным типом стоек.

Объект исследования — технологический процесс обработки почвы рабочим органом культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента.

Предмет исследования — закономерности процессов взаимодействия рабочего органа культиватора, со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента, с почвой.

Научную новизну работы представляют:

1. Конструкции рабочих органов культиваторов со стойкой в виде гибких трубчатых элементов (ГТЭ). Новизна технических решений подтверждена патентами на полезные модели.
2. Методика и алгоритм расчета рабочих органов культиваторов с использованием ГТЭ на основании разработанной математических моделей взаимодействия рабочих органов с почвой. Разработана и защищена свидетельством программа для ПК.
3. Механико-математическая модель культиватора с рабочим органом со стойкой в виде ГТЭ для определения тягового сопротивления при действии вибрации.
4. Выражения, определяющие характеристики рабочего органа: частоты и амплитуды собственных колебаний.
5. Аналитические зависимости тягового сопротивления рабочего органа от эксплуатационных параметров культиватора, и параметров пульсирующего давления во внутренней полости стойки.

Теоретическая значимость исследования заключается в установлении зависимости тягового сопротивления и качественных показателей нового рабочего органа от частоты, амплитуды колебаний, скорости движения агрегата, глубины обработки почвы.

Практическая значимость. Предложена новая конструкция рабочего органа культиватора, обеспечивающая снижение тягового сопротивления и улучшение качественных показателей работы. Разработаны прикладные программы для ПК, позволяющие производить расчеты динамических параметров предлагаемых рабочих органов. На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований определены конструктивные параметры и режимы работы рабочего органа культиватора, которые обеспечивают снижение тягового сопротивления и повышение качественных показателей работы.

Методика и методы исследования. Теоретические исследования выполнялись с использованием основных положений, законов и методов классической механики, планирования экспериментов, математики и статистики, математического моделирования. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях на основе общепринятых методик. Основные расчёты и обработка результатов экспериментов выполнялись с использованием программных продуктов «Matlab» », «RecurDyn» и Microsoft Office.

Положения, выносимые на защиту:

1. Конструктивная схема рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента.
2. Математическая модель взаимодействия рабочего органа культиватора с почвой, методика расчета и программа для ПК.

3. Механико-математическая модель культиватора с рабочим органом со стойкой в виде ГТЭ для определения тягового сопротивления при действии вибрации, результаты моделирования.

4. Результаты экспериментальных исследований, подтверждающие основные теоретические положения.

Достоверность полученных результатов обеспечивалась применением статистических методов оценки погрешности измерений экспериментальных данных, что обеспечило сходимость теоретических положений с результатами экспериментов.

Реализация результатов исследований. Результаты, полученные в ходе исследований, используются в ФГУП «Учхоз ГАУ Северного Зауралья», учебном процессе ФГБОУ ВПО «Курганская ГСХА».

Апробация результатов исследований. Основные материалы диссертационной работы доложены и обсуждены на Международной научно-практической конференции (Тюмень, Тюменская ГСХА, 8-11 ноября 2011 г.); Международной научно-практической конференции (Курган, 17-18 мая 2012 г.); Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 80-летию со дня рождения известного ученого, профессора А.П. Иофинова (Уфа, Башкирский ГАУ, 2012 г.); на Международной научно-практической конференции «Интеграция науки и бизнеса в агропромышленном комплексе» (Курган, 24-25 апреля 2014 г.); на Международной научно-практической конференции (Челябинск, ЧГАА, 2014 г.); на объединённом заседании кафедр Механико-технологического института «ФБГОУ ВПО «Государственный аграрный университет Северного Зауралья» (г. Тюмень, 2.11.2012).

Работа является призером (3 место) II этапа всероссийского конкурса на лучшую работу среди аспирантов и молодых ученых ВУЗов Министерства сельского хозяйства РФ в Уральском федеральном округе; призером (2 место) конкурса «Умник-2014» Фонда содействию развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере г. Тюмень.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 6 научных статей, в том числе 2 — в изданиях, указанных в «Перечне ведущих рецензируемых научных изданий и журналов», рекомендованном ВАК, получены патент РФ на полезную модель и свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы из 100 наименований и приложений. Работа содержит 140 страниц машинописного текста, 58 рисунков, 20 таблиц и 6 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении кратко изложено современное состояние проблемы, обоснована актуальность темы исследования, сформулированы цель работы и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе «Состояние вопроса и задачи исследования» приведён анализ научно-исследовательской и патентной литературы, обзор существующих подходов к снижению тягового сопротивления при обработке почвы.

Методам снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих и других сельскохозяйственных машин и орудий посвящены работы: В.П. Горячкина, А.Д. Аджиловского, В.В. Бледных, В.И. Виноградова, А.А. Дубровского, М.Н. Ерохина, А.И. Завражного, С.Н. Капова, А.Б. Когана, М.М. Константинова, В.Н. Ключенко, Н.К. Мазитова, О.М. Мацепуро, В.А. Милюткина, С.Г. Мударисова, Ю.Ф. Новикова, М.И. Панова, Н.А. Печерцева, И.В. Попова, А.С. Путрина, Р.С. Рахимова, Г.Н. Синеокова и других ученых.

На основании выполненного анализа работ сделан вывод, что использование принудительной вибрации при обработке почвы для снижения тягового сопротивления, имеет ряд преимуществ, к основным из которых можно отнести возможность изменения режимов работы при изменении физико-механических свойств почвы, глубины обработки, скорости движения. Вместе с тем, существующие типы механических, гидравлических виброприводов не нашли широкого применения ввиду большой металлоемкости, сложности конструкции.

Сформулирована научная гипотеза о возможности снижения тягового сопротивления и повышение качественных показателей работы при культивации почвы за счет применения рабочих органов со стойками в виде гибких трубчатых элементов, при подаче пульсирующего давления во внутреннюю полость стойки гидросистемой трактора, определены цели и задачи диссертационной работы.

Во второй главе приведены математические модели рабочего органа со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента, культиватора с экспериментальным рабочим органом, результаты математического моделирования.

На рисунке 1 приведена расчетная схема рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента. Рабочий орган представляет собой трубку постоянного плоскоовального либо эллиптического сечения, изогнутую по дуге окружности, один конец которой жестко закреплен, а другой свободен. На свободном конце закреплена рыхлительная лапа массой m_1 . Внутри трубки может

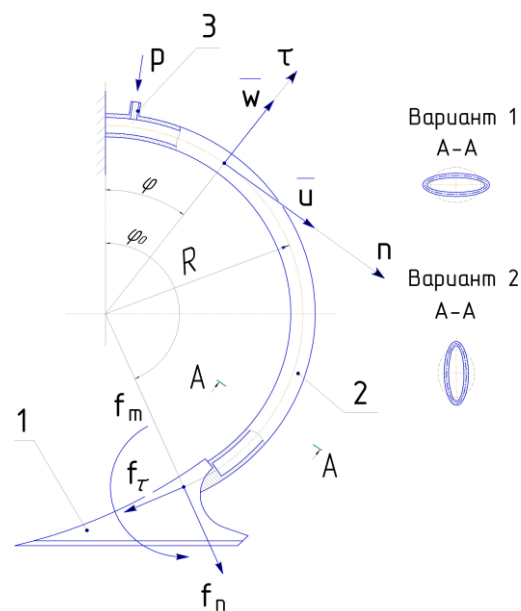


Рисунок 1 – Расчетная схема рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента

создаваться переменное давление $p(t)$. Кроме того, на лапу может действовать равнодействующая сил сопротивления почвы, составляющие которой осевая сила N и поперечная Q , направленные по касательной и по нормали к оси стержня, а также момент M , рис.1. Длина трубки во много раз превосходит размеры поперечного сечения, поэтому трубку будем рассматривать как стержень, изогнутый по дуге окружности радиуса R . Масса груза m_l значительно больше массы трубки m_0 .

На основе уравнения, описывающего напряженно-деформируемое состояние тонкостенной оболочки, была разработана статическая модель, позволяющая по задаваемым размерам органа и его поперечного сечения, внутреннему давлению жидкости определять величины перемещений и напряжений в любом сечении, тяговые усилия в радиальном и касательном направлении. Определенные значения тяговых усилий при разных давлениях жидкости были использованы в динамических моделях.

Для получения уравнений динамической модели рабочего органа было применено уравнение равновесия Новожилова

$$\begin{cases} \gamma(\varphi) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial N}{R \partial \varphi} - \frac{\partial M}{R^2 \partial \varphi} \\ \gamma(\varphi) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -\frac{N}{R} - \frac{\partial^2 M}{R^2 \partial \varphi^2} \end{cases} \quad (1)$$

$$N = \frac{D}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} + w \right), M = \frac{H}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} - \frac{\partial u}{\partial \varphi} \right), Q = -\frac{\partial M}{R \partial \varphi} \quad (2)$$

где $u(\varphi, t)$, $w(\varphi, t)$ – перемещения точки оси стержня с координатой φ ; $N(\varphi, t)$, $Q(\varphi, t)$ – осевая и поперечная (перерезывающая) сила; $M(\varphi, t)$ – изгибающий момент в сечении φ ; $D = E \cdot A$ – осевая жесткость трубки; $H = E \cdot I$ – изгибная жесткость трубки; E – модуль упругости материала трубки, $\gamma(\varphi)$ – погонная масса трубки; f_τ, f_n, f_M – силы, приложенные к рыхлительной лапе и действующие со стороны почвы, они также могут зависеть от $t, u, w, \dot{u}, \dot{w}, P$, и от физико-механических свойств почвы.

Для учета массы рабочего органа будем считать погонную массу трубки перемещенной по длине. Поэтому приближенно систему можно рассматривать как материальную точку, на которую действуют силы упругости со стороны стержня и внешние силы f_τ, f_n . Будем рассматривать движение точки только в плоскости кривизны трубчатого элемента, поэтому точка имеет две степени свободы u и w .

Полученная система дифференциальных уравнений движения лапы в системе координат с осями τ и n имеет вид:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 w}{dt^2} + C_{11} u_0 + C_{12} w_0 = f_\tau + C_{13} \cdot M_0, \\ m_2 \frac{d^2 w}{dt^2} + C_{21} u_0 + C_{22} w_0 = f_n + C_{23} \cdot M_0. \end{cases} \quad (3)$$

здесь, $C_{11}, C_{12} = C_{21}, C_{22}, C_{13}, C_{23}$ – постоянные, определяемые через геометрические параметры рабочего органа.

Уравнения движения (3) являются системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Общее решение для произвольной правой части получить невозможно, но для некоторых частных случаев аналитическое решение можно получить. Метод расчета на основании полученных уравнений апробирован на ряде тестовых задач и показал адекватность предложенного подхода.

Найдено точное решение задачи о свободных колебаниях рабочего органа в виде $u = A_1 e^{\lambda t}$, $w = A_2 e^{\lambda t}$ при равенстве нулю правых частей уравнений системы (3).

Уравнения движения лапы в случае свободных колебаний будут иметь вид:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 u}{dt^2} + C_{11} u + C_{12} w = 0, \\ m_2 \frac{d^2 w}{dt^2} + C_{21} u + C_{22} w = 0, C_{12} = C_{21}, \end{cases} \quad (4)$$

Характеристическое уравнение для системы (4) получено в виде:

$$m_1^2 \cdot \mu^2 + m_1(C_{11} + C_{22})\mu + (C_{11}C_{22} - C_{12}^2) = 0.$$

Были определены выражения для определения собственные частоты и амплитуды свободных колебаний. Расчетные значения собственных частот для разрабатываемого рабочего органа равны 85.63 и 415.12 с^{-1} , что соответствует 13,63 и 66,07 Гц. При лабораторных испытаниях экспериментального рабочего органа было получено значение резонансной частоты 12.5 Гц, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели.

Для оценки влияния параметров вибрации (частоты пульсации жидкости, давления) на величину тягового сопротивления рабочего органа культиватора при различных скоростях движения и глубинах обработки почвы с использованием библиотек программного пакета RecurDyn, была разработана механико–математическая модель культиватора КПЭ–3.8 с экспериментальным рабочим органом со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента. Рама культиватора представлена как твердое тело, пневматические колеса соединялись с рамой посредством сочленений, обеспечивающих вращение колес относительно рамы. Стойка культиватора была разбита на отдельные элементы, соединенные между собой упругими сочленениями с задаваемыми коэффициентами жесткости и демпфирования. Суммарная масса элементов равна массе стойки. Лапа культиватора моделируется как твердое тело с заданной массой и массово–геометрическими параметрами. 3-D модель культиватора в RecurDyn изображена на рисунке 2.

При описании силы тягового



Рисунок 2– 3D модель культиватора в RecurDyn

сопротивления рабочего органа было принято, что она складывается из кинематической составляющей и динамической, возникающей за счет ударного действия импульса при вибрации на почву. Из рассмотрения сил, действующих на лапу культиватора в продольно вертикальной плоскости, получены выражения для горизонтальной и вертикальной составляющих сил почвенного взаимодействия:

$$R_x = \frac{R_{x0} \cos \varphi_0 \cdot \sin(\varphi + \alpha)}{\sin(\varphi_0 + \alpha) \cdot \cos \varphi}; \quad R_z = \frac{R_{x0} \cos \varphi_0 \cdot \cos(\varphi + \alpha)}{\sin(\varphi_0 + \alpha) \cdot \cos \varphi}.$$

где:

α - угол резания; φ_0 - угол трения без вибрации; φ - угол трения при вибрации; R_{x0} - тяговое сопротивление без вибрации. Величина R_{x0} определялась по формуле Горячкина, коэффициенты которой были определены по результатам регрессии экспериментальных значений тягового сопротивления по скорости и глубине обработки почвы. На основании данных экспериментов по определению влияния вибрации на коэффициент трения была принята зависимость тангенса угла трения от частоты вибрации, представленная на рисунке 3.

Математический алгоритм модели обеспечивает определение ударного импульса и динамической составляющей тягового сопротивления с использованием текущих значений виброскорости лапы.

Было проведено моделирование движения рабочего органа при глубинах обработки почвы 5, 10 и 15 сантиметров при скоростях движения 5, 10 и 15 километров в час. Амплитуда вибрационного момента была определена по результатам моделирования в Matlab и равна 106000, 213000 и 306000 Н·мм для внутренних давлений жидкости в стойке 25, 50 и 75 кг/см², соответственно. Частота вибрации была принята 5, 12.5, 20 и 30 Гц. На рисунке 4 представлена зависимость тягового сопротивления

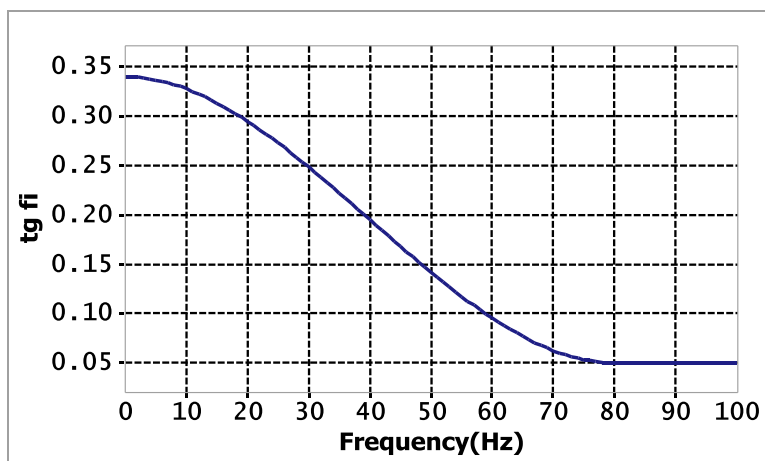


Рисунок 3 – Зависимость тангенса угла трения от частоты вибрации

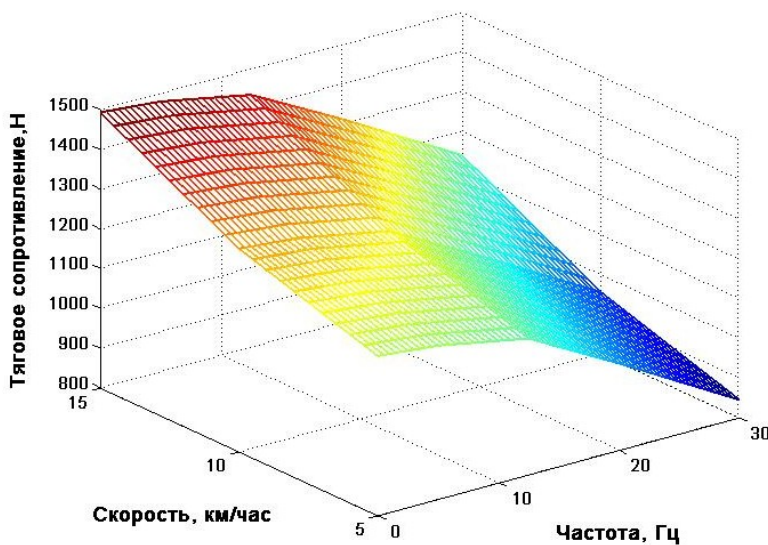


Рисунок 4 – Зависимость тягового сопротивления от скорости движения и частоты вибрации при давлении жидкости в стойке 50 кг/см² и глубине обработки 5 см.

от скорости движения и частоты вибрации при давлении жидкости в стойке 50 кг/см^2 и глубине обработки 5 см .

Из рассмотрения зависимостей можно сделать вывод, что при увеличении частоты происходит снижение тягового сопротивления. В области резонанса происходит замедление темпов снижения сопротивления, которое может быть объяснено появлением дополнительного динамического сопротивления вследствие увеличения скорости вибрации и величины ударного импульса.

Установлено, что увеличение давления приводит к незначительному увеличению тягового сопротивления.

В третьей главе дано описание программы экспериментальных исследований, методик исследований и обработки экспериментальных данных.

Программа экспериментальных исследований включала: проведение лабораторных исследований по определению характеристик рабочего органа; проведение лабораторно полевых исследований.

Цель лабораторных исследований – определение параметров вынужденных колебаний стойки в виде гибкого трубчатого элемента под действием импульсного внешнего давления.

Цель полевых исследований - определение энергетических и качественных показателей работы нового рабочего органа.

Для проведения экспериментов изготовлены образцы рабочих органов культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента из стали $12\text{X}18\text{H}10\text{T}$ с геометрическими параметрами (рисунок 5): радиус центральной оси $R=500 \text{ мм}$, размер большой полуоси сечения трубчатого элемента $2A^*=70 \text{ мм}$, размер малой полуоси трубчатого элемента $2B^*=30 \text{ мм}$; толщина стенки трубы $h=4 \text{ мм}$; масса рыхлительной лапы $8,05 \text{ кг}$. В полость стойки подавалось пульсирующее давление (амплитудное значение $A_p=50 \text{ кг/см}^2$) с частотами: $8; 12,5; 16; 31,5 \text{ Гц}$.

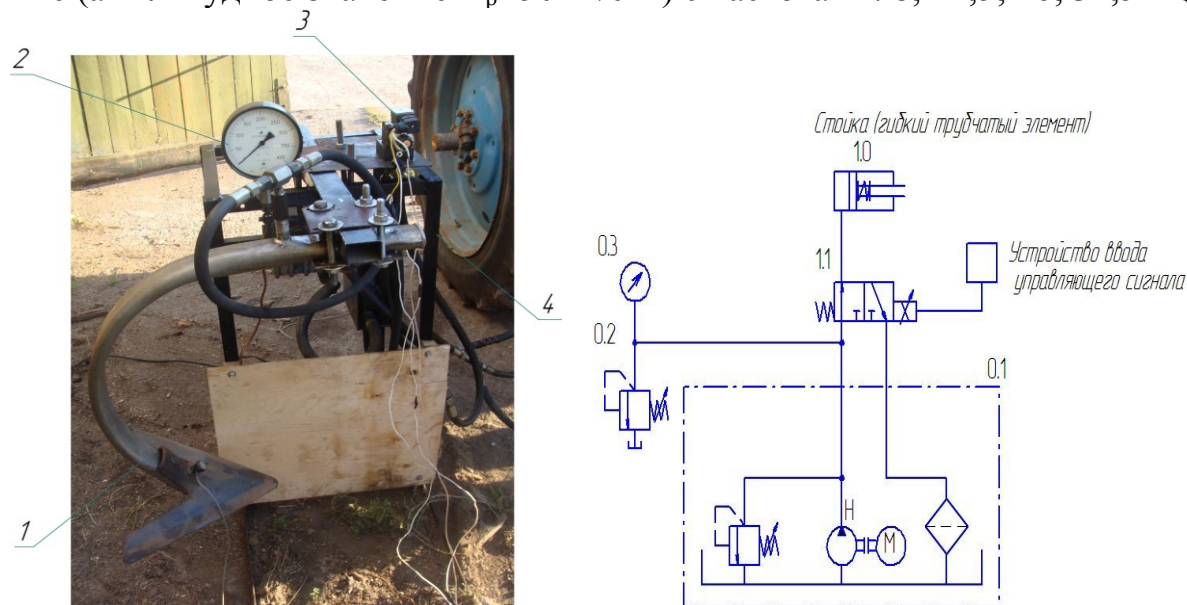


Рисунок 5 – Лабораторная установка:

а — общий вид лабораторной установки: 1 – рабочий орган, 2 – манометр; 3 – распределитель с электромагнитным клапаном; 4 – рама. б — принципиальная схема экспериментальной виброимпульсной системы

Определение параметров колебаний стойки, амплитуды колебаний, виброскорости, производилось с использованием прибора Вибран 2. Магнитный датчик прибора устанавливался в месте крепления рыхлительной лапы (см. рис.1). Запись параметров колебаний производилась в пятикратной повторности.

Для проведения лабораторно-полевых испытаний разработана и изготовлена лабораторно-полевая установка (рисунок 6), позволяющая исследовать влияние на функцию отклика тягового сопротивления следующих факторов: «Глубина обработки», «Частота колебаний рабочего органа», «Амплитудное значение давления в полости стойки» и «Скорость движения агрегата».

Методика определения тягового сопротивления заключается в следующем:

1. Для определения тягового сопротивления для заданной глубины обработки производилась регулировка заданной глубины обработки 5,10,15 см. путем установки ограничителей на рабочий гидроцилиндр.

2. Величина давления, подаваемого в импульсную гидросистему регулировалась редукционным клапаном и контролировалась по показаниям манометра 4. Эксперименты проведены при трех значениях амплитуды пульсирующего давления 25, 50, 75 кг/см².

3. Частота управляющих импульсов изменялась при помощи генератора импульсов. Контроль параметров колебаний осуществлялся при помощи прибора Вибран 2.

4. Длина загонки при фиксации значений тягового сопротивления составляла не менее 30 метров.

5. Скоростной режим движения агрегата контролировался при помощи навигационной системы «Агронавигатор». Эксперименты проводились на скоростях 5, 10, 15 км/час.

6. Запись значений тягового сопротивления осуществлялась при помощи S-образного тензодатчика и специального программного обеспечения.

Планирование эксперимента основывалось на использовании D-оптимальных планов, обеспечивающих получение минимальной обобщенной дисперсии коэффициентов уравнения.

Составлен план эксперимента для определения функциональной зависимости тягового сопротивления P от скорости движения агрегата V и глубины обработки почвы h при культивации с базовой стойкой.

Составлен план эксперимента для определения силы сопротивления P от трех факторов: скорости движения агрегата V , глубины обработки почвы h , часто-

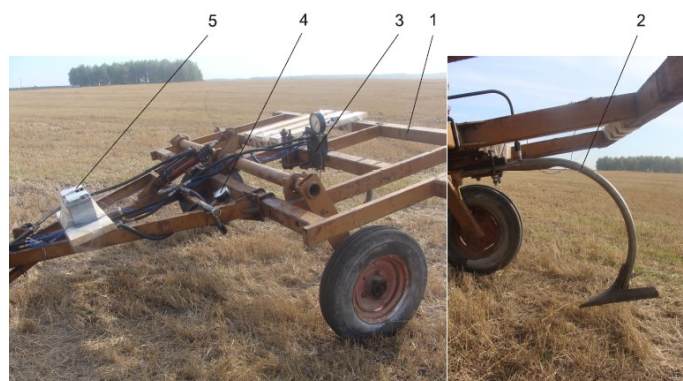


Рисунок 6 – Установка лабораторно-полевая:
1 – рама, 2 – рабочий орган; 3 – распределитель с электромагнитным клапаном; 4 – рама;
5 – аккумуляторная батарея.

ты вынужденных колебаний рабочего органа n при культивации со стойкой, предлагаемой конструкции.

Качественные показатели работы, глубина обработки, крошение почвы, подрезание сорных растений, определялись по стандартным методикам.

В четвертой главе приводятся результаты лабораторных исследований и полевых экспериментов. В результате лабораторных исследований параметров вынужденных колебаний рабочего органа установлено, что диапазон частот колебаний (рисунок 7), в котором может работать рабочий орган 8...31,5 Гц. Частота собственных колебаний стойки составляет 12,5 Гц. Работа в резонансном режиме, как показали эксперименты, не устойчива, сопровождается резким увеличением амплитуды колебаний. При выборе параметров работы рабочего органа следует отметить возможность работы в дорезонансном режиме в диапазоне частот от 8 до 11 Гц, и зарезонансном режиме в диапазоне частот от 14 до 31,5 Гц.

Важной характеристикой ударного воздействия рабочего органа на почву является импульс. На рисунке 8 показана импульсно-частотная характеристика рабочего органа. В резонансном режиме значение импульса достигает 3,69 кг·м/с. Диапазон значений величины импульса в дорезонансном режиме работы составляет от 1 кг·м/с до 3 кг·м/с, а в зарезонансном режиме работы составляет от 0,9 кг·м/с до 3,5 кг·м/с.

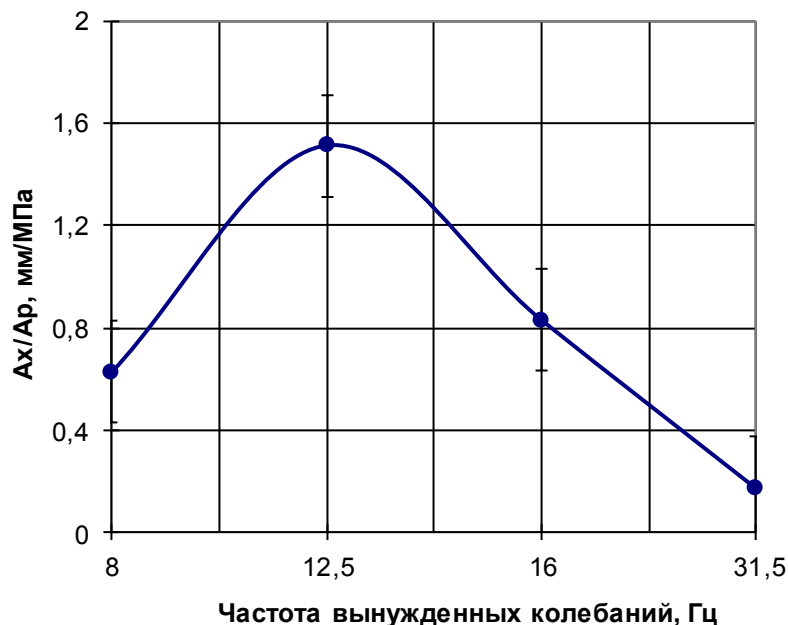


Рисунок 7 – Амплитудно-частотная характеристика рабочего органа со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента



Рисунок 8 – Импульсно-частотная характеристика рабочего органа со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента

Лабораторно-полевые испытания стойки производились на агрегате с трактором МТЗ-80 на культивации стерневого фона на глубину 5...15 см. Участки испытаний характеризовались слабо выраженным микрорельефом (менее 3 см). По влажности почва в исследуемых слоях не выходила за пределы агротехнических требований (относительная влажность 12,28...19,98%). Твердость почвы на культивации соответствовала рыхлому сложению (0,25...0,81 МПа) и укладывалась в нормы АТТ (не более 1,6 МПа). Плотность почвы составляет в среднем 1,89 г/см².

Для оценки тягового сопротивления рабочего органа базовой машины в зависимости от глубины и скорости движения агрегата, получено уравнение регрессии:

$$P = 183,076 \cdot h + 3,77 \cdot v^2 + 250,53 \quad (5)$$

Получена зависимость тягового сопротивления от глубины обработки почвы h , частоты колебаний рабочего органа n , давления p , получены уравнения регрессии, адекватно отображающие взаимосвязь данных параметров с тяговым сопротивлением.

Уравнение регрессии по глубине обработки h , давлению p и частоте вибрации n при скорости движения 5 км/час имеет вид

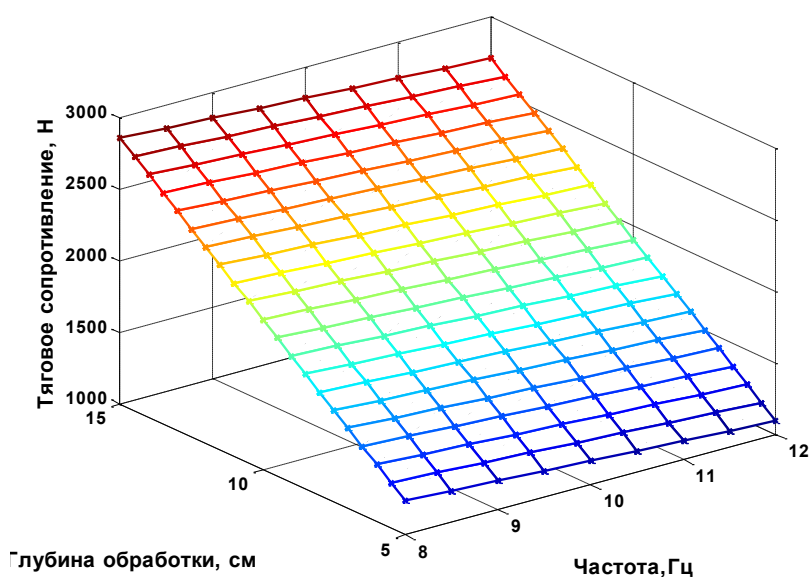


Рисунок 9 – Зависимость тягового сопротивления от глубины обработки и частоты вибрации для давления жидкости в стойке 50 кг/см² при скорости движения 5 км/час

$$P = 548,96 + 161,89 \cdot h + 6,77 \cdot p - 35,9 \cdot n \quad (6)$$

На рисунке 9 изображена зависимость тягового сопротивления от глубины обработки и частоты вибрации для давления жидкости в стойке 50 кг/см². Уравнение регрессии по глубине обработки h , скорости v и частоте вибрации n при давлении жидкости в стойке 50 кг/см² имеет вид:

$$P = 882,4 + 125,47 \cdot h + 3,16 \cdot v^2 - 27,388 \cdot n \quad (7)$$

На рисунке 10 изображена зависимость тягового сопротивления от глубины обработки и частоты вибрации для скорости движения 10 км/час.

Из рассмотрения графиков и анализа уравнений регрессии можно сделать вывод, что тяговое сопротивление уменьшается с ростом частоты колебаний рабочего органа, увеличение давления приводит к росту скорости и амплитуды колебаний и увеличению тягового сопротивления.

Для количественной оценки снижения тягового сопротивления приведены графики зависимостей тягового сопротивления от глубины обработки при частоте вибрации 31 Гц и давлении 50 кг/см², рисунки 11 и 12.

Зависимости построены для скоростей 5 и 10 км/ч по уравнениям регрессии (5) для базовой стойки и (6) и (7) для предлагаемой стойки.

Из графиков видно, что снижение тягового сопротивления при частоте 31 Гц наблюдается как при скорости 5 км/ч, так и при скорости 10 км/ч. При увеличении глубины обработки процент относительного снижения тягового сопротивления уменьшается. При частоте вибрации 31 Гц в диапазоне скоростей до 15 км/час и глубине обработки до 15 см снижение тягового сопротивления составляет в среднем от 25 до 35 процентов.

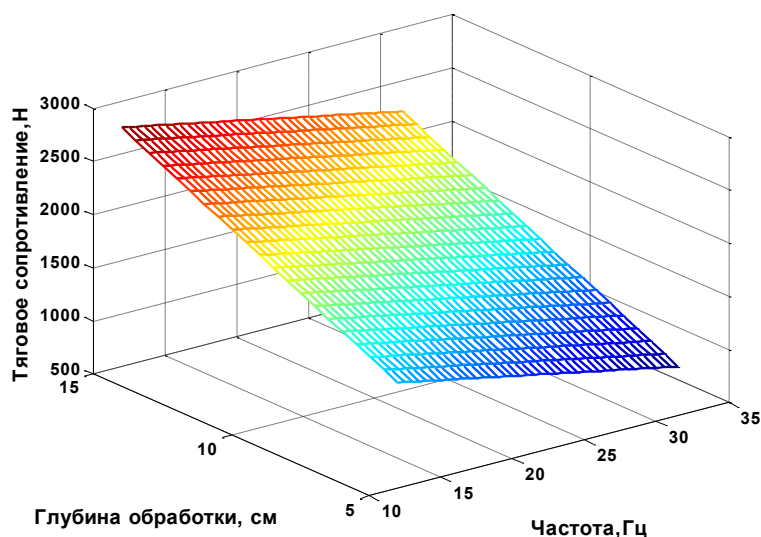


Рисунок 10—Зависимость тягового сопротивления от глубины обработки и частоты вибрации для скорости движения 10 км/час при давлении жидкости в стойке 50 кг/см²

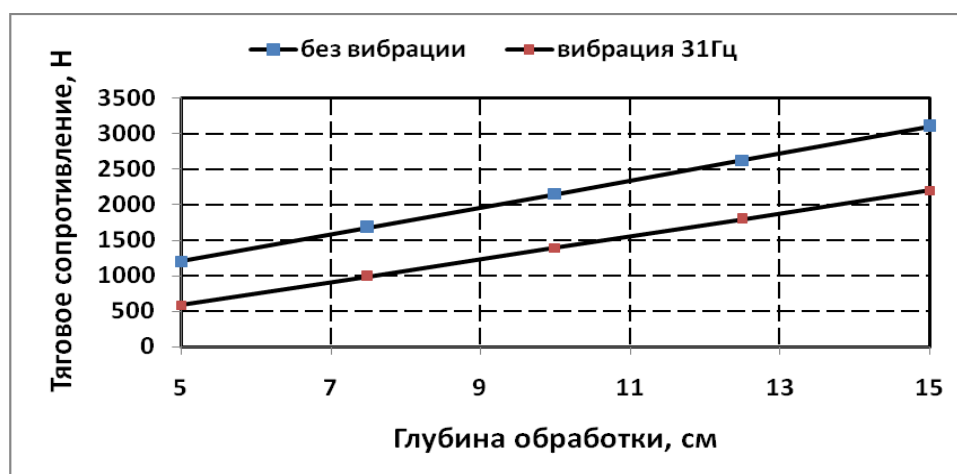


Рисунок 11 – Сравнительная оценка величины тягового сопротивления при скорости 5 км/ч.

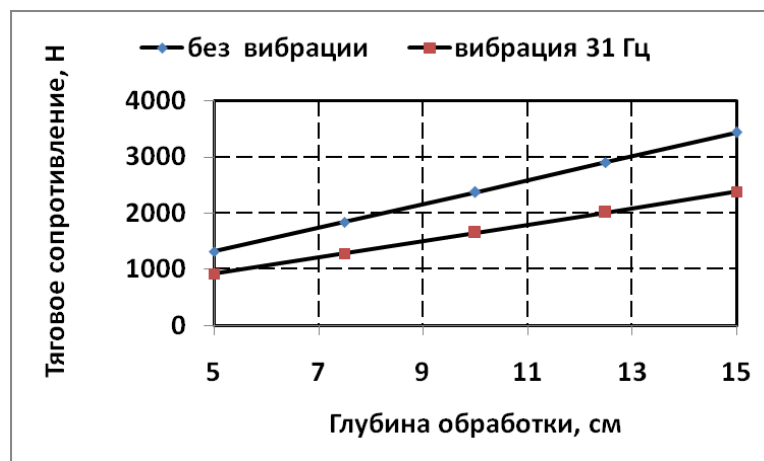


Рисунок 12 – Сравнительная оценка величины тягового сопротивления при скорости 10 км/ч.

Результаты анализа качественных показателей работы, позволяют судить об улучшении крошения почвы при вибрационном воздействии: при воздействии рабочего органа с частотой колебаний 31 Гц количество комков с диаметром 10 мм уменьшается в 2.2 раза (рисунок 13).

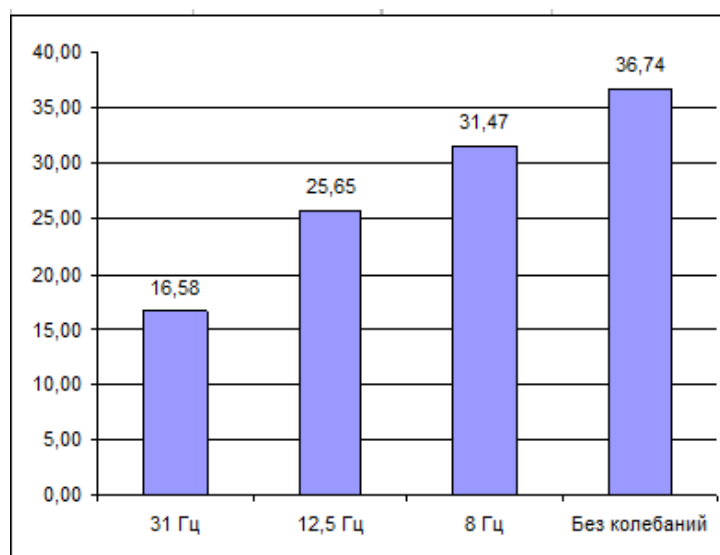


Рисунок 13 – Содержание в обработанном слое комков с диаметром более 10 мм при различной частоте колебаний рабочего органа

Результаты профилирования дна борозды показывают, что предлагаемый рабочий орган при частоте колебаний более 16 Гц работает в пределах агротехнических требований – отклонение глубины обработки от заданной находится в пределах ± 1 см.

В пятой главе «Технико-экономические показатели результатов исследований» представлена оценка экономической эффективности применения рабочего органа. Использование предлагаемого рабочего органа, как показали расчеты, позволит получить годовой экономический эффект в сумме 142,6 тыс. руб. по сравнению с культиватором КПЭ-3,8 (в ценах 2014 г.).

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана и защищена патентом конструкция рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента.
2. Предложена математическая модель взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой, позволяющая определять рациональные параметры рабочего органа на стадии проектирования с учетом взаимодействия с почвой. Получены аналитические выражения для определения частоты собственных колебаний рабочего органа. Разработана механико-математическая модель культиватора с экспериментальным рабочим органом для определения тягового сопротивления при действии вибрации.
3. По результатам математического моделирования и лабораторных исследований определены рациональные геометрические параметры рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента и оптимальные параметры вибрации: диапазон частот вынужденных колебаний от 8 до 31,5 Гц; максимальное значение виброскорости 461,5 мм/с при давлении 50 кг/см²; максимальное значение импульсного воздействия 2,43 кг·м/с².
4. Лабораторно–полевыми испытаниями установлено:
 - а) при культивации почвы новым рабочим органом на глубину до 15 см тяговое сопротивление при повышении частоты вынужденных колебаний уменьшается, так при скоростях до 15 км/ч и частоте вибрации 31,5 Гц тяговое сопротивление рабочего органа ниже на 30% по сравнению с базовым.
 - б) степень крошения при обработке новым рабочим органом при частоте колебаний 31,5 Гц в 2,2 раза выше по сравнению с базовым.
 - в) при культивации на скоростях до 15 км/ч новый рабочий орган обеспечивает более высокую устойчивость работы при глубине обработки до 15 см.
5. Лабораторно–полевые испытания подтвердили выводы о том, что предлагаемый рабочий орган улучшает качество обработки почвы и обеспечивает при использовании годовой экономический эффект 31, 68 тыс. руб.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Устинов Н.Н., Маратканов А.А., Смолин Н.И. Математическая модель активного рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1; URL: <http://www.science-education.ru/121-17908> (дата обращения: 18.03.2015).
2. Устинов Н.Н., Маратканов А.А. Экспериментальное определение характеристик активного рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2015. – № 4(126). – С.102 -105.

Статьи в сборниках научных трудов:

1. Маратканов, А.А. Обоснование параметров рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента/А.А. Маратканов //Аграрные регионы: Тенденции и механизмы развития: Материалы Международной научно-практической конференции (17–18 мая 2012 г.).–Курган: Изд-во Курганской ГСХА.–2012.– С.400–403.
2. Маратканов, А.А. Математическая модель рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента //Роль науки в инновационном развитии АПК: материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 80-летию со дня рождения известного ученого, профессора А.П. Иофинова. – Уфа: Башкирский ГАУ, 2012 г. – С.77-82
3. Маратканов, А.А. Амплитудно–частотная характеристика гибкой трубчатой стойки культиватора / А.А. Маратканов, Н.Н. Устинов , Н.И. Смолин//Вестник Курганской ГСХА. –2013. –№ 4 (8). –С. 88–90.
- 4 . 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.

Патенты

1. Патент РФ 116000 U1 на полезную модель A01B 39/20, A01B 35/20. Рабочий орган культиватора/ А.А. Маратканов, Н.И. Смолин, С. Н. Кокошин, Н.Н. Устинов.- Заявл. 03.05.2011, опубл. 20.05.2012.Бюл. №14.
2. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2013610890 «Расчет рабочего органа почвообрабатывающей машины со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента»/ Н.Н. Устинов, Н.И. Смолин, С.М. Дорофеев, А.А. Маратканов; заявл. 14.11.2012, № 2012619844; опубл. 9.01.2013.