


Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н. П. ОГАРЁВА»


Институт механики и энергетики
Кафедра мобильных энергетических средств и сельскохозяйственных машин
имени профессора А.И. Лещанкина

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой МЭС и СХМ им.
проф. А. И. Лещанкина
канд. тех. наук, доц.

 В. Ф. Купряшкин
«24» 06 2020 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
ПОДВИЖНОГО МОДУЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО
СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Автор магистерской диссертации 11.06.2020  И.А. Князькова

Обозначение магистерской диссертации МД-02069964-35.04.06-05-20

Направление 35.04.06 Агроинженерия

Руководитель работы
канд. техн. наук, доц. 22.06.2020  В. Ф. Купряшкин

Нормоконтролер
канд. техн. наук, доц. 18.06.2020  А. Н. Кувшинов

Рецензент
канд. техн. наук, доц. 24.06.2020 г.  В.В. Власкин


Саранск
2020

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н. П. ОГАРЁВА»

Институт механики и энергетики
Кафедра мобильных энергетических средств и сельскохозяйственных машин
имени профессора А.И. Лещанкина

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой МЭС и СХМ им.
проф. А. И. Лещанкина
канд. тех. наук, доц.

 В. Ф. Купряшкин
«20» 09 2018 г.

ЗАДАНИЕ НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
(в форме магистерской диссертации)

Студент Князькова Ирина Александровна

1 Тема: «Проектирование привода перемещения подвижного модуля экспериментального стенда для исследования рабочих органов сельскохозяйственных машин»

Утверждена приказом № 7708-с от 20.09.2018 г.

2 Срок представления работы к защите 11.06.2020 г.

3 Исходные данные для выпускной квалификационной работы – результаты производственных практик, авторские публикации, патентная и техническая литература.

4 Содержание пояснительной записки

4.1 Состояние вопроса и задачи исследования

4.2 Теоретическое исследование устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда

4.3 Обоснование конструктивных параметров подвижного модуля экспериментального стенда с динамическим стабилизатором устойчивости движения

4.4 Обоснование конструкции подвижного модуля экспериментальной установки

4.5 Экономическая эффективность совершенствования конструкции экспериментального стенда

5 Перечень графического материала: сборочный чертеж подвижного модуля; сборочный чертеж кронштейна направляющих звездочек; рабочие чертежи узлов и деталей подвижного модуля

6 Приложения: удостоверение на рационализаторское приложение, дипломы (приложение А, справочное); к графической части – спецификации общего вида и сборочных чертежей.

Руководитель работы 20.09.2018  В. Ф. Купряшкин

Задание принял к исполнению 20.09.2018 г. 

Формат	Зона	Пос.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация текстовая</u>		
A4			МД- 020699644-35.04.06-05-20	Пояснительная записка	112	лист
				<u>Документация графическая</u>		
A1			МКЦС.423146.006 ВО	Подвижный модуль.	2	листа
				Чертеж общего вида		
A3			МКЦС.373613.006 СБ	Кронштейн направляющих		
				звездочек	1	лист
A3				Сборочный чертеж		
A3			МКЦС.373603.006	Корпус	1	лист
A3			МКЦС.751336.006	Звездочка	1	лист
			МКЦС.715428.006	Вал	1	лист
				<u>Документация прочая</u>		
A4			МКЦС.423146.006	Подвижный модуль.	3	листа
				Спецификация		
A4			МКЦС.373613.006	Кронштейн направляющих		
				звездочек	1	лист
				Спецификация		

МД- 020699644-35.04.06-05-20							
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			
Разраб.		Князькова И.А.		17.06.20	Лит.	Лист	Листов
Проверил		Кутряшкин В.Ф.		22.08.20		3	112
Т.контр					ИМЭ, 212 гр.		
Н.контр		Кувшинов А.Н.		18.08.20			
Утв.		Кутряшкин В.Ф.		27.08.20			

Ведомость
магистерской диссертации

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация содержит 112 страниц машинописного текста, 29 рисунков, 9 таблиц, 29 литературных источников, 1 приложение.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД, ПОДВИЖНЫЙ МОДУЛЬ, АКТИВНЫЕ РАБОЧИЕ ОРГАНЫ, ЦЕПНОЙ ПРИВОД, УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ, СТАБИЛИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ.

Объектом разработки является экспериментальный стенд для исследования работы почвообрабатывающих машин с активными рабочими органами.

Цель работы – заключающаяся в расширение функциональных возможностей экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин совершенствованием привода перемещения его подвижного модуля.

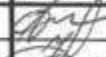



В процессе работы проводилась конструктивная проработка и обоснование основных параметров подвижного модуля с цепным приводом и электромагнитным тормозом экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов.

В результате проведенной работы обоснована и разработана конструкция подвижного модуля с цепным приводом и электромагнитным тормозом.

В процессе работы использовались основные положения и законы механики, результаты экспериментальных исследований, статистики и оптимизации.

Основные конструктивные и технико-эксплуатационные характеристики: расширение функциональных возможностей экспериментального стенда за счет использования в конструкции подвижного модуля цепного привода и электромагнитного тормоза.

Степень внедрения – результаты работы внедрены на кафедре мобильных энергетических средств и сельскохозяйственных машин им. проф. А. И. Лещанкина и используются при подготовке студентов по направлениям подготовки 35.03.06 и 35.04.06 «Агроинженерия».

					МД-02069964-35.04.06-05-20		
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата			
Разраб.		Князькова И.А.		17.06.20	Лит.	Лист	Листов
Проверил		Купряшкин В.Ф.		22.06.20	У	4	112
Т.контр.					ИМЭ, 212 гр.		
Н.контр.		Кувшинов А.Н.		18.06.20			
Уте.		Купряшкин В.Ф.		27.06.20			

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 Состояние вопроса и задачи исследования	8
1.1 Анализ конструкции экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин	8
1.2 Характеристика компонентов экспериментального стенда	10
1.3 Основные вопросы кинематики и динамики испытуемых активных рабочих органов почвообрабатывающих машин	18
1.4 Цели и задачи исследования	32
2 Анализ устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда	33
2.1 Общие сведения	33
2.2 Теоретическое исследование устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда	34
Выводы	44
3 Обоснование конструктивных параметров подвижного модуля экспериментального стенда с динамическим стабилизатором устойчивости движения	45
3.1 Анализ способов и устройств по обеспечению устойчивого движения подвижного модуля экспериментальных стендов	45
3.2 Обоснование кинематической схемы подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения	55
3.3 Обоснование конструктивных параметров подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения	69
3.4 Разработка основной конструкторской документации и общие требования безопасности к эксплуатации подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения	90
Выводы	96
4 Экономическая эффективность совершенствования конструкции экспериментального стенда	97
Выводы	105
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	106
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	107
ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное) Удостоверение на рационализаторское предложение, дипломы	110

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		5

ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности функционирования современных почвообрабатывающих машин, рациональное использование энергии мобильных энергетических средств, снижении удельного веса машинно-тракторных агрегатов, а также повышение их надежности и долговечности являются наиболее важными задачами.

Для успешного решения этих проблем при разработке вновь проектируемых и усовершенствовании существующих конструкций необходимо располагать более полными и достоверными данными о величинах и характере как статических, так и динамических нагрузок, действующих на машину и отдельные элементы, и узлы при выполнении технологического процесса в реальных условиях эксплуатации.

Необходимость проведения широких экспериментальных исследований динамических процессов, протекающих в сельскохозяйственных машинах, а в частности в ротационных машинах с активными рабочими органами, обусловлена как тяжелыми условиями их работы при резко переменных нагрузках, так и недостаточностью аналитических и экспериментальных разработок на данном этапе.

В настоящее время широкое внедрение почвообрабатывающих машин с активными рабочими органами (почвообрабатывающих фрез) ограничивается имеющимися недостатками: повышенной энергоемкостью, сложностью системы привода рабочих органов, большие скорости резания, интенсивный износ и малая долговечность кож и т.д. Кроме того, большая часть почвообрабатывающих фрез выпускается промышленностью без учета зональных особенностей почв. Определение конструктивных оптимальных параметров активных рабочих органов (АРО) и наиболее приемлемых кинематических режимов их работы, изучение закономерностей протекания динамических процессов и выявление зависимостей между ними являются первостепенной задачей, решение которой способствует дальнейшему усовершенствованию конструкции, повышению надежности и долговечности этих машин, а также эффективности их использования.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		6

Данная работа посвящена совершенствованию конструкции экспериментального стенда путем обоснования конструкции его подвижного модуля с динамическим стабилизатором, обеспечивающим постоянство заданных программой эксперимента кинематических параметров.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		7

1 Состояние вопроса и задачи исследования

1.1 Анализ конструкции экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин

1.1.1 Оборудование для проведения экспериментальных исследований

Для подтверждения и дополнения теоретических предпосылок в области исследования почвообрабатывающих фрез с АРО и установления зависимостей усилий F_x и F_z и крутящего момента $M_{кр}$ при взаимодействии АРО с почвой на производственных площадях кафедры мобильных энергетических средств и сельскохозяйственных машин имени профессора А.И. Лешакина ФГБОУ ВО «МГУ им. П. П. Огарева» используется специализированный экспериментальный стенд, обеспечивающий натурное моделирование технологического процесса обработки почвы [17].

Экспериментальный стенд (рисунок 1.1), представляющий собой почвенный канал с подвижным модулем и испытуемыми АРО.

Канал, в общем, представляет собой яму 1 выложенную из кирпича и заполненную почвой.

В верхней части канала установлена рама 2 изготовленная из профиля. На раме устанавливается тяговая станция 9 предназначенная для обеспечения поступательного движения подвижного модуля 5. Кроме этого на раме 2 закрепляются крановые рельсы 3, которые служат для перемещения модуля 5.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		8

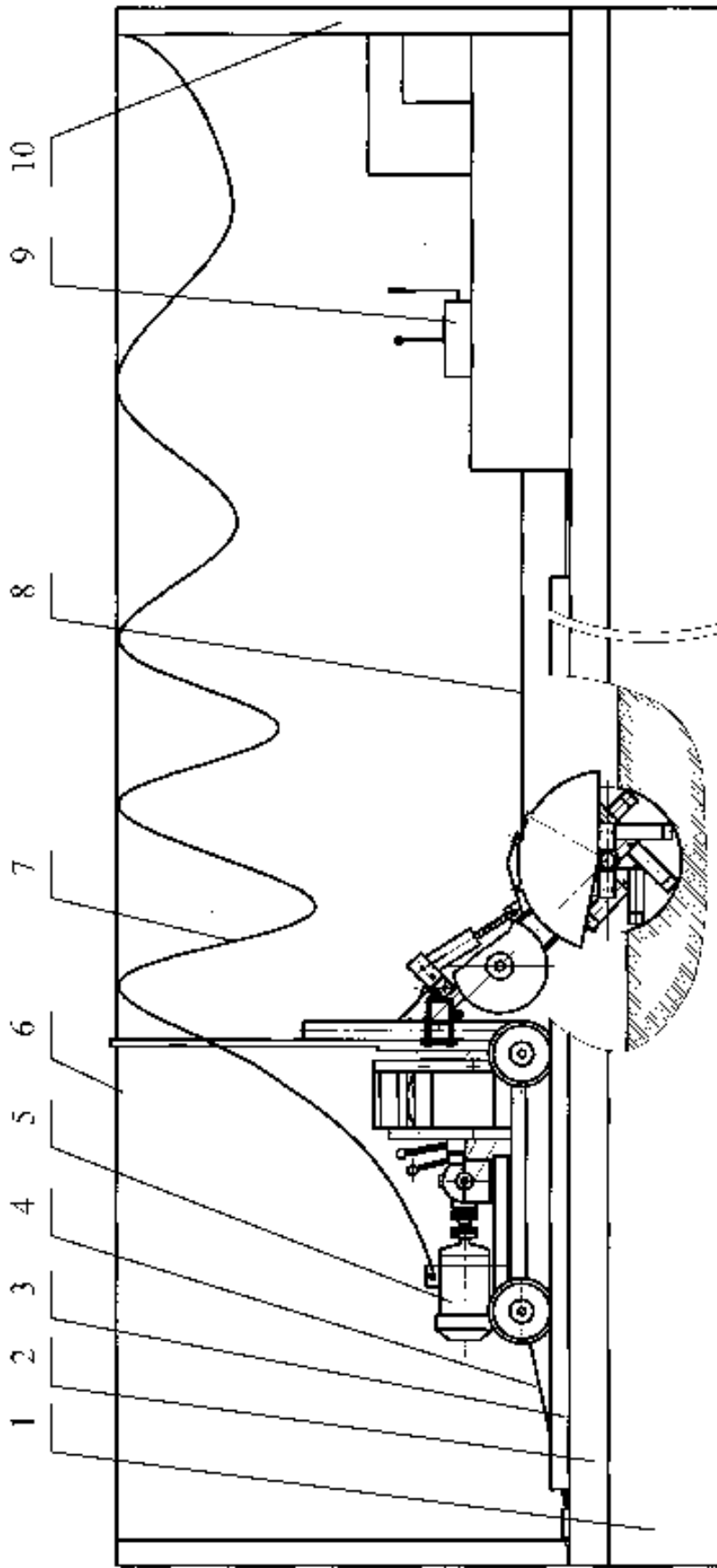


Рисунок 1.1 – Общее устройство экспериментального стенда

Имя	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Возвратно поступательное перемещение модуля осуществляется стальными канатами 4 и 8, которые с одной стороны соединены с его рамой соответственно в ее передней и задней частях, а с другой стороны с барабанами приводной станции.

Питание электрическим током двигателя привода АРО осуществляется при помощи электрического кабеля 7, который подвешен на подвижных кольцах к тяге 6. Тяга в свою очередь закреплена на стойках 10.

1.2 Характеристика компонентов экспериментального стенда

Как было отмечено п 1.1, тяговая станция предназначена для обеспечения поступательного движения подвижного модуля с АРО.

Тяговая станция представляет собой привод (см. рисунок 1.2) включающий в себя электрический двигатель 1, клиноремешные передачи 2 и 3, четырехступенчатую коробку скоростей 4 с муфтой сцепления 5, а также приводной вал 6 с барабанами 7 и 8 которые через канаты 9 и 10 связаны с тележкой 11.

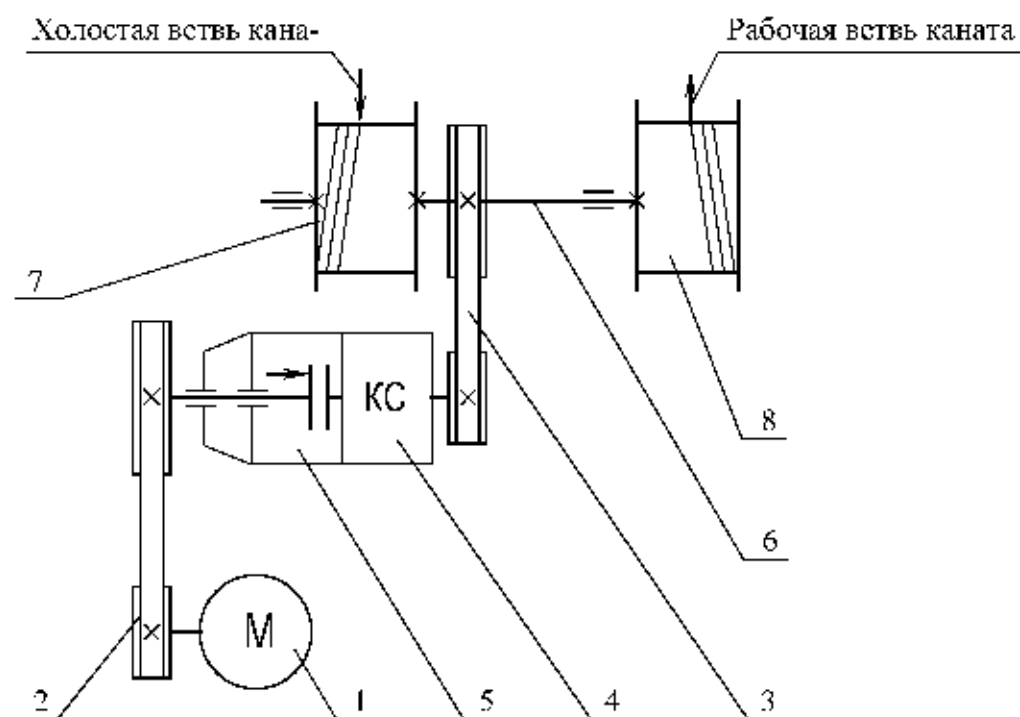


Рисунок 1.3 Кинематическая схема тяговой станции

Коробка скоростей обеспечивает четыре скоростных режима рабочего хода

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

10

подвижного модуля в диапазоне от 3 до 10,5 км/ч, а также один режим холостого (обратного) хода.

Подвижный модуль представляет собой раму 1 на колесах 2, на которой размещены привод АРО и сами испытываемые рабочие органы (рисунок 1.3).

Привод представляет собой электрический двигатель переменного тока 3. Вал, которого соединен при помощи упругой муфты 4 с быстроходным валом конического редуктора 5, который в свою очередь при помощи цепной передачи 6 кинематически связан с коробкой скоростей 7. От коробки скоростей цепными передачами 8 и 9 вращательное движение передается центрально расположенному цепному редуктору 10, который служит для привода АРО 11. Выбор скоростного режима работы АРО 11 заключающегося в их частоте вращения обеспечивается 9-ти ступенчатой коробкой скоростей 6. Диапазон частот вращения АРО находится в интервале от 125 до 820 мин⁻¹. Питание электрических двигателей осуществляется от трехфазной сети переменного тока напряжением 380 В. Схема электрооборудования экспериментального стенда представлена на рисунке 1.4. Во избежание аварийных случаев при движении подвижного модуля в электрооборудовании экспериментального стенда предусмотрена установка двух конечных выключателей, которые позволяют отключать питание двигателей тяговой станции и экспериментального стенда при достижении им крайних положений.

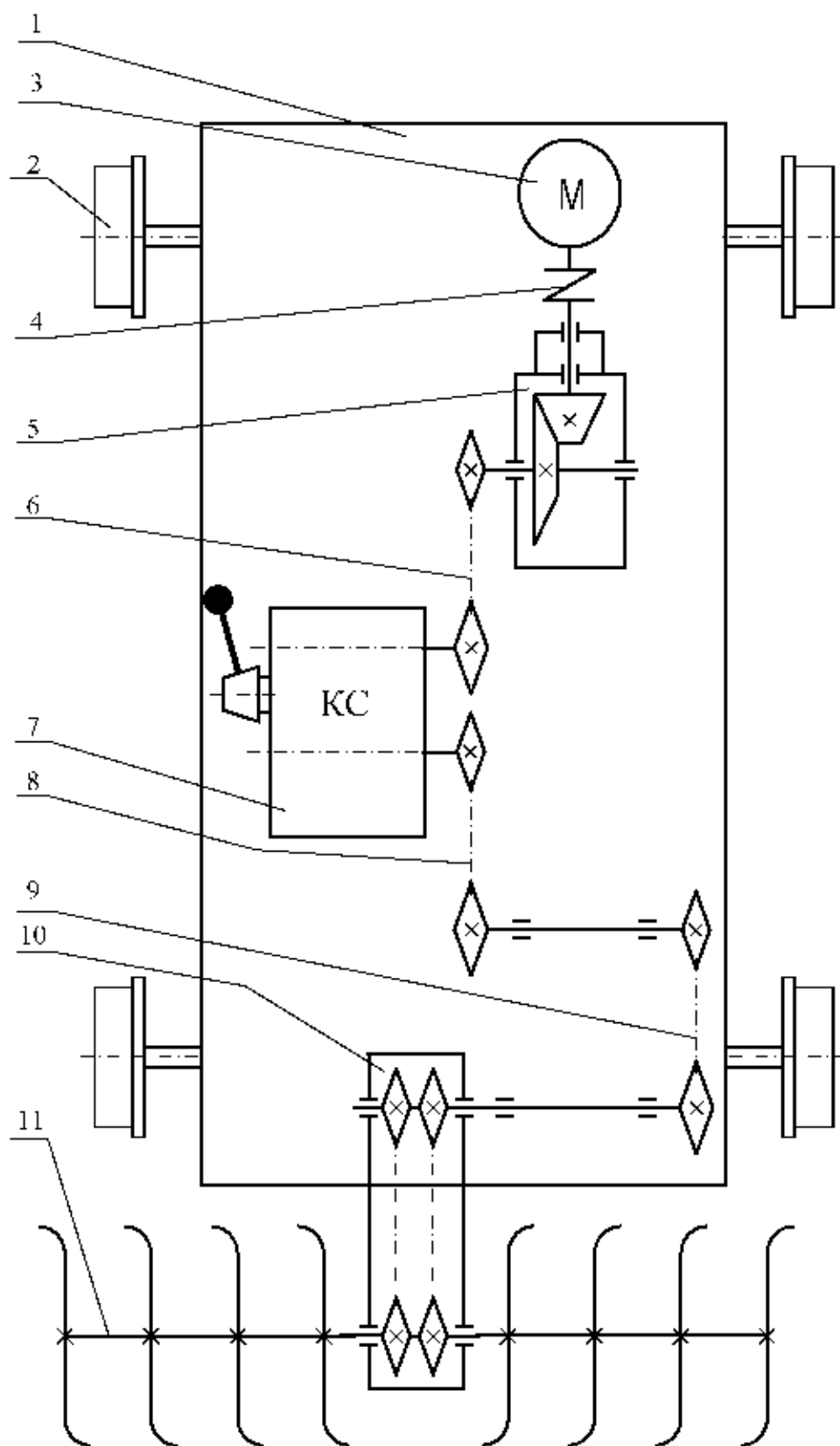


Рисунок 1.3 – Кинематическая схема привода фрезерных рабочих органов экспериментальной тележки

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

12

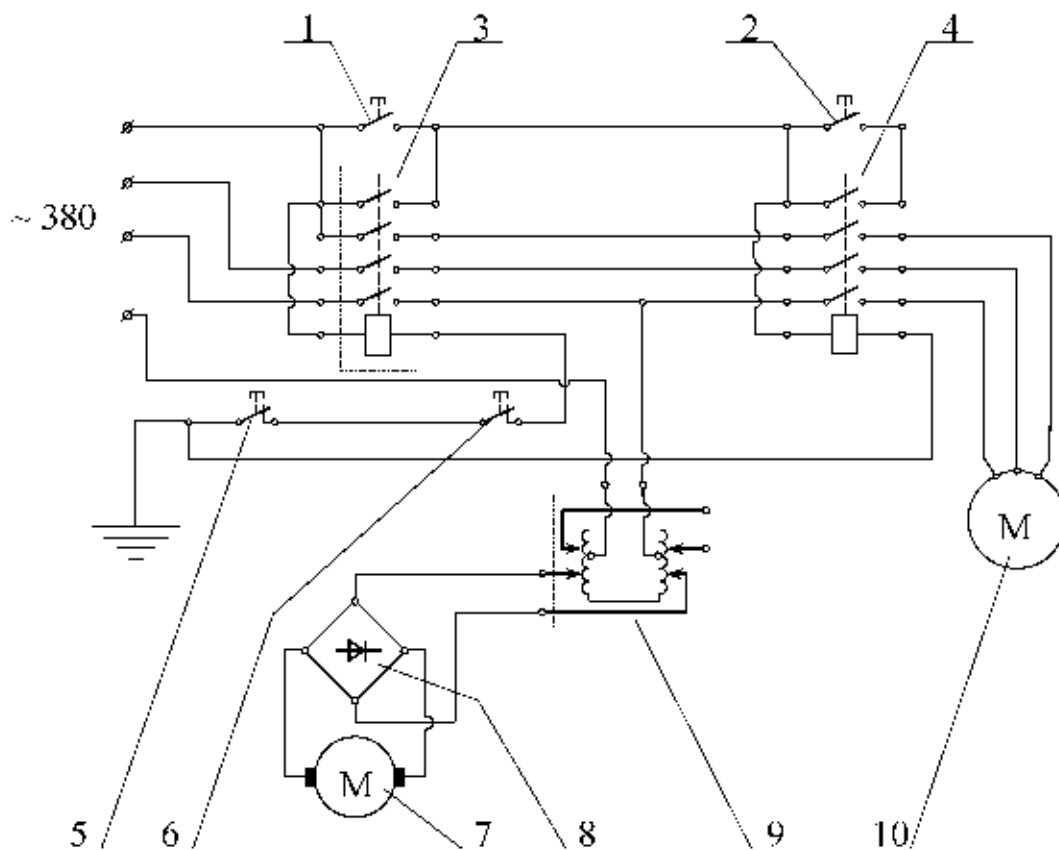


Рисунок 1.4 – Электрическая схема экспериментального стенда

1, 2 – кнопка пуска ПKE-222-2; 3, 4 – электромагнитный пускатель ПМЕ-222-2; 5, 6 – конечный выключатель; 7 – электродвигатель подвижного модуля; 8 – диодный мост; 9 – регулятор напряжения однофазный РНО-250-10; 10 – электродвигатель тяговой станции

Техническая характеристика экспериментального стенда представлена в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Основные технические характеристики установки для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин

Наименование характеристики	Тяговая станция	Подвижный модуль
Привод	Электрический	
Тип двигателя	4AM112MB6Y3	AM112M4Y3
Мощность двигателя, кВт	4,0	5,5
Частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹	950	1445

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

13

Продолжение таблицы 1.1

Наименование характеристики	Тяговая станция	Подвижный модуль
Способ регулирования кинематическим параметром	ступенчатый	
Передающее число коробки скоростей	3,5; 2,26; 1,45; 1,0; 3,54(зх)	6,0; 4,0; 3,37; 2,75; 2,22; 2,0; 1,54; 1,28; 0,91
Скорость наматывания (смотывания) тягового каната (поступательная перемещения модуля), км/ч (м/с)	3,0; 4,65; 7,24; 10,5; 2,96 (зх)	
Частота вращения вала фрезбарабаша, мин ⁻¹		125; 186; 221; 271; 335; 373; 482; 580; 820
Масса, кг	–	380
Колея, мм	–	1450
База, мм		1100
Расстояние от центра масс до оси задних колес, мм		300
Габаритные размеры, мм: – длина – ширина – высота	20750 2000 1400 (2800)	2340...2490 1680 1290...1540

Общий вид экспериментального стенда с подвижным модулем для исследования АРО почвообрабатывающих машин и основные их рабочие элементы представлены на рисунках 1.5 и 1.6.

Измерение поступательной скорости подвижного модуля производится при помощи преобразователя на основе емкостного датчика Холла марки ИИ10А, который располагается на корпусе подвижного модуля возле его правого опорного колеса (рисунок 1.7 а). Питание датчика осуществляется отдельным элементом питания с напряжением 9 В.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

14



Рисунок 1.5 – Общий вид экспериментального стенда с подвижным модулем для исследования АРО почвообрабатывающих машин

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

15



а)



б)

Рисунок 1.6 – Рабочие элементы экспериментального стенда
а – тяговая станция с пультом управления; б – исследуемые АРО

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

16



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.7 – Измерительные датчики стенда

- а – датчик измерения поступательной скорости подвижного модуля;
- б – тензометрическое звено измерения F_x на АРО;
- в – тензометрическое звено измерения силы F_z на АРО;
- г – тензорезисторы для измерения крутящего момента на приводном валу АРО

Измерение подталкивающей силы F_x и заглубляющей F_z силы на АРО возникают в результате взаимодействия фрезерных рабочих органов с почвой производятся при помощи тензометрических звеньев с пределами 1 и 0,5 т соответственно (рисунок 1.7 б, г). Тензометрическое звено для измерения силы F_x уста-

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

17

повлечено между рамой модуля и ведущей ветвью тягового кашата, а тензометрическое звено для измерения силы F_z – в месте между корпусом цепного редуктора и поперечной балкой приводного вала АРО.

Регистрация крутящего момента на приводном валу фрезерных рабочих органов производилась при помощи проволочных тензорезисторов типа ЗФКПА-200 с сопротивлением 200 Ом и базой 20 мм (рисунок 1.7 г).

Полученные сигналы с датчиков измерения поступательной скорости экспериментальной тележки и частоты вращения приводного вала фрезбарабанов через коммутатор марки *СВ-681Р*, плату сбора данных (АЦП) *NI PXI-6070Е* и на компьютер *NI PXI-8186*. При этом полученные сигналы с датчиков измерения подталкивающей и выталкивающей сил и крутящего момента поступали через коммутатор *NI SCXI-1314* на усилитель сигналов *NI SCXI-1520*, а затем на компьютер *NI PXI-8186*.

1.3 Основные вопросы кинематики и динамики испытываемых активных рабочих органов почвообрабатывающих машин

1.3.1 Основные вопросы кинематики АРО

В процессе обработки почвы фрезерный барабан с АРО совершает плоскопараллельное движение (если пренебречь его малыми возмущениями вокруг вертикальной и продольно-горизонтальной осей). При этом периферийные точки режущих элементов роторного рабочего органа совершают сложное движение.

Уравнения траектории этих точек в параметрической форме в неподвижной системе координат, как указано на рисунке 1.8, имеют следующий вид [2, 17]:

$$x = v_n + r \cos \omega t, \quad (1.1)$$

$$y = r \sin \omega t, \quad (1.2)$$

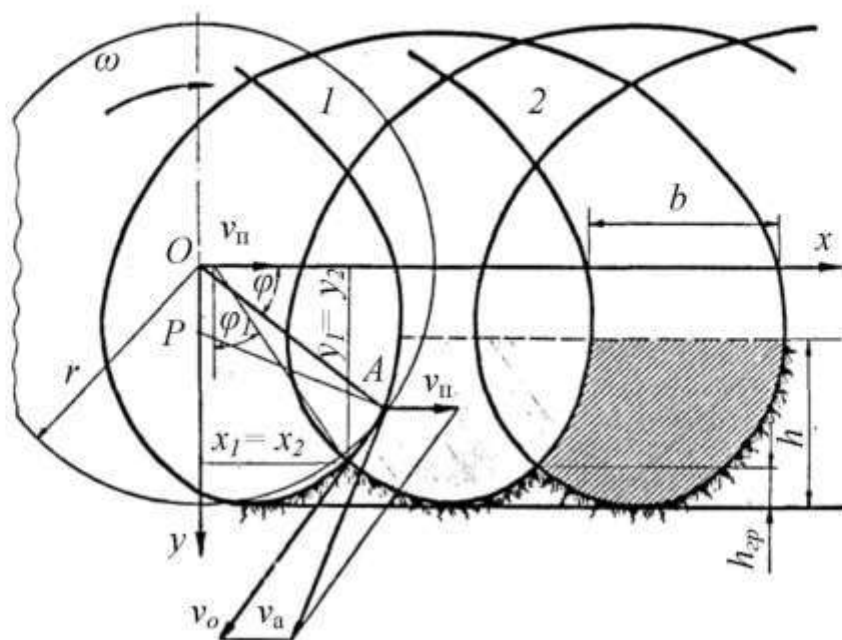


Рисунок 1.8 – Схема работы АРО

где v_n – скорость поступательного движения агрегата, м/с;

ω – угловая скорость и радиус барабана, рад/с;

r – радиус барабана, м.

Исключая из системы уравнений (1.1) и (1.2) параметр t , находим уравнение траектории режущей точки лезвия ножа в каноническом виде:

$$x = \frac{v_n}{\omega} ar \sin \frac{y}{r} + \sqrt{r^2 - y^2}. \quad (1.3)$$

Соответственно проекции скоростей этих точек на указанные оси равны:

$$v_x = v_n - r\omega \sin \omega t, \quad (1.4)$$

$$v_y = r\omega \cos \omega t. \quad (1.5)$$

Величина абсолютной скорости определяется выражением:

$$v_a = \sqrt{v_n^2 + v_o^2 - 2v_n v_o \sin \omega t}, \quad (1.6)$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

19

где v_n – окружная скорость указанных точек, м/с.

Значение скорости v_o определяется по формуле:

$$v_o = \omega r. \quad (1.7)$$

Из уравнений голографа скорости точки лезвия равны:

$$\zeta = v_n - v_o \sin \omega t, \quad (1.8)$$

$$\eta_v = v_o \cos \omega t. \quad (1.9)$$

Исключая параметр t из (1.8) и (1.9), получим:

$$(\zeta - v_n)^2 + \eta^2 = v_o^2. \quad (1.10)$$

Как видно из (1.10), голограф скорости дашной точки представляет собой окружность с центром, смещенным от начала координат по оси абсцисс на величину скорости поступательного движения ротационной машины в сторону этой скорости.

Составное движение барабана для каждого дашного момента времени можно представить одним вращательным движением вокруг мгновенного центра скоростей, который находится на оси Oy в точке P , отстоящей от начала координат на расстоянии, равном $OP = v_n / \omega$. Неподвижная центроида имеет вид отрезка прямой, параллельной оси Ox и отстоящей от неё на расстоянии OP .

Ускорение указанной точки A определяется по его проекциям:

$$a_x = -r\omega^2 \cos \omega t + v_{n,x}, \quad (1.11)$$

$$a_n = -r\omega^2 \sin\omega t, \quad (1.12)$$

Модуль абсолютного ускорения точки A в общем случае определяется из выражения:

$$a = \sqrt{a_n^2 + r^2\omega^2 - 2a_n r\omega^2 \cos\omega t}, \quad (1.13)$$

а при равномерном поступательном движении машины ($v_n = \text{const}$):

$$a = r\omega^2. \quad (1.14)$$

Рабочие органы, следующие друг за другом, из почвенного пласта вырезают стружку, ограниченную пятью поверхностями: со стороны дневной поверхности почвы стружка ограничена прямоугольником (шириной b (м) и длиной s (м); двумя параллельными боковыми плоскостями, отстоящими друг от друга на ширину захвата пожа b ; двумя поверхностями, ограничивающими стружку спереди и сзади, которые в пересечении с вертикальными плоскостями образуют часть трохойды, т.е. траекторий двух рабочих органов, следующих друг за другом. Толщина вырезаемой стружки непрерывно меняется, уменьшаясь до нуля в конце резания. Среднюю величину объема стружки можно определить из условия:

$$V = bhs, \quad (1.15)$$

где h – глубина обработки, м.

Но так как от каждой стружки остается необработанный объем в виде гребешков на дне, то истинный объем стружки будет несколько меньше среднего объема. Более точный результат, удовлетворяющий практическим потребностям, можно получить из выражения:

$$V = sb(h - \frac{1}{3}h_{гр}), \quad (1.16)$$

где $h_{гр}$ – высота гребешков на дне борозды, м.

Для аналитического определения $h_{гр}$ воспользуемся тем, что из рисунка 1.5:

$$h_{гр} - r - y_1 = r(1 - \sin\varphi_1). \quad (1.17)$$

В точке пересечения траекторий двух следующих друг за другом ножей y_1 – y_2 и x_1 – x_2 . Их кинематические уравнения движения имеют вид:

$$x_1 = v_n t + r \cos \alpha t, \quad (1.18)$$

$$y_1 = r \sin \alpha t, \quad (1.19)$$

$$x_2 = v_n (t_i + \frac{2\pi}{\omega}) + r \cos \omega(t_i + \frac{2\pi}{\omega}), \quad (1.20)$$

$$y_2 = r \sin \omega(t_i + \frac{2\pi}{\omega}). \quad (1.21)$$

Из выражений (1.17), (1.18) и (1.19) имеем:

$$\frac{v_n^2 \pi^2}{v_n^2 z^2} + \left(1 - \frac{h_{гр}}{r}\right)^2 = 1. \quad (1.22)$$

Решая уравнение (1.22) относительно $h_{гр}$ находим:

$$h_{\text{сп}} = r \left(1 - \sqrt{1 - \frac{v_o^2 \pi^2}{v_o^2 z^2}} \right). \quad (1.23)$$

Введя обозначение $\frac{v_o}{v_n} = \lambda$ – кинематический параметр, получим:

$$h_{\text{сп}} = r \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\pi^2}{\lambda^2 z^2}} \right). \quad (1.24)$$

По заданной агротехническими условиями высоте гребешков из (1.24) можно определить требуемую величину λ :

$$\lambda = \frac{\pi z}{z \sqrt{2rh_{\text{сп}} - h_{\text{сп}}^2}}. \quad (1.25)$$

Кроме кинематического показателя λ , можно определить и требуемую подачу на нож S , определяемую величиной смещения ножа 1 относительно соседнего с ним ножа 2, т. е.:

$$S = v_n t, \quad (1.26)$$

Учитывая конструктивные особенности фрезбарабана, а именно число ножей (Z) в его секции, получим зависимость для угла между ножами α :

$$\alpha = \frac{2\pi}{Z}. \quad (1.27)$$

Тогда время t будет определяться зависимостью:

$$t = \frac{2\pi}{Z\omega_{\phi}}, \quad (1.28)$$

После подстановки (1.28) в (1.26) получим:

$$S = \frac{2\pi v_{\phi}}{Z\omega_{\phi}}, \quad (1.29)$$

Учитывая, что $\omega_{\phi} = v_{\phi} / r_{\phi}$ и $v_{\phi} / v_{\pi} = \lambda$ выражение (1.29) примет вид:

$$S = \frac{2\pi r_{\phi}}{Z\lambda}, \quad (1.30)$$

Подставляя в полученное выражение (1.30) значение кинематического показателя λ (1.25) получим:

$$S = 2\sqrt{2r_{\phi}h_c - h_c^2}. \quad (1.31)$$

Согласно агротехническим требованиям [2], высота гребешков h_c на дне борозды не должна превышать величины $h_c \leq 0,2h$, выражение (1.31) примет окончательный вид:

$$S = 2\sqrt{0,4r_{\phi}h - 0,04h^2}. \quad (1.32)$$

1.3.2 Основные вопросы динамики АРО

В процессе работы АРО почвообрабатывающих фрез испытывают действие переменных по величине и направлению сил [9, 17]. Из-за периодического врезания ножей в почвенный пласт с достаточно большой угловой скоростью происходит резкое приложение и снятие нагрузки, т. е. нагрузка имеет характер кратковременных (ударных) импульсов. В этих условиях с целью определения степени

						МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата			24

влияния их работы на курсовую устойчивость весьма важно определить возникающие силовые факторы. Решение этой задачи следует начинать с установления силовых факторов, действующих на отдельный рабочий орган и фрезбарабан, а также в целом на сочетание двух фрезбарабанов со стороны обрабатываемой почвы и приводного двигателя. Во время работы ножи врезаются в почвенный пласт и отделяют от него стружку. Деформируя, разрушая и перемещая её, ножи при этом испытывают действие реакции обрабатываемой почвы. Как показывают опыты, силы реакции зависят от формы рабочих органов, их положения в почве, скорости резания, а также от физико-механических свойств самой почвы (твёрдость, влажность и т. д.). Поэтому в разных точках поверхности лезвия и стойки ножа силы реакции отличаются как по величине, так и по направлению, составляя произвольную пространственную систему сил. Для ножей несимметричной формы сила, действующая на отдельные элементы рабочего органа, складывается из следующих составляющих (рисунок 1.9 а):

$$F_i = F_i^d + F_i^{тр} + F_i^G + F_i^и, \quad (1.33)$$

где F_i^d – сила реакции деформирующегося пласта на выделенный элемент рабочего органа, Н;

$F_i^{тр}$ – сила трения почвы о поверхность рабочего органа, Н;

F_i^G – сила тяжести почвы, Н;

$F_i^и$ – сила инерции, Н.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

25

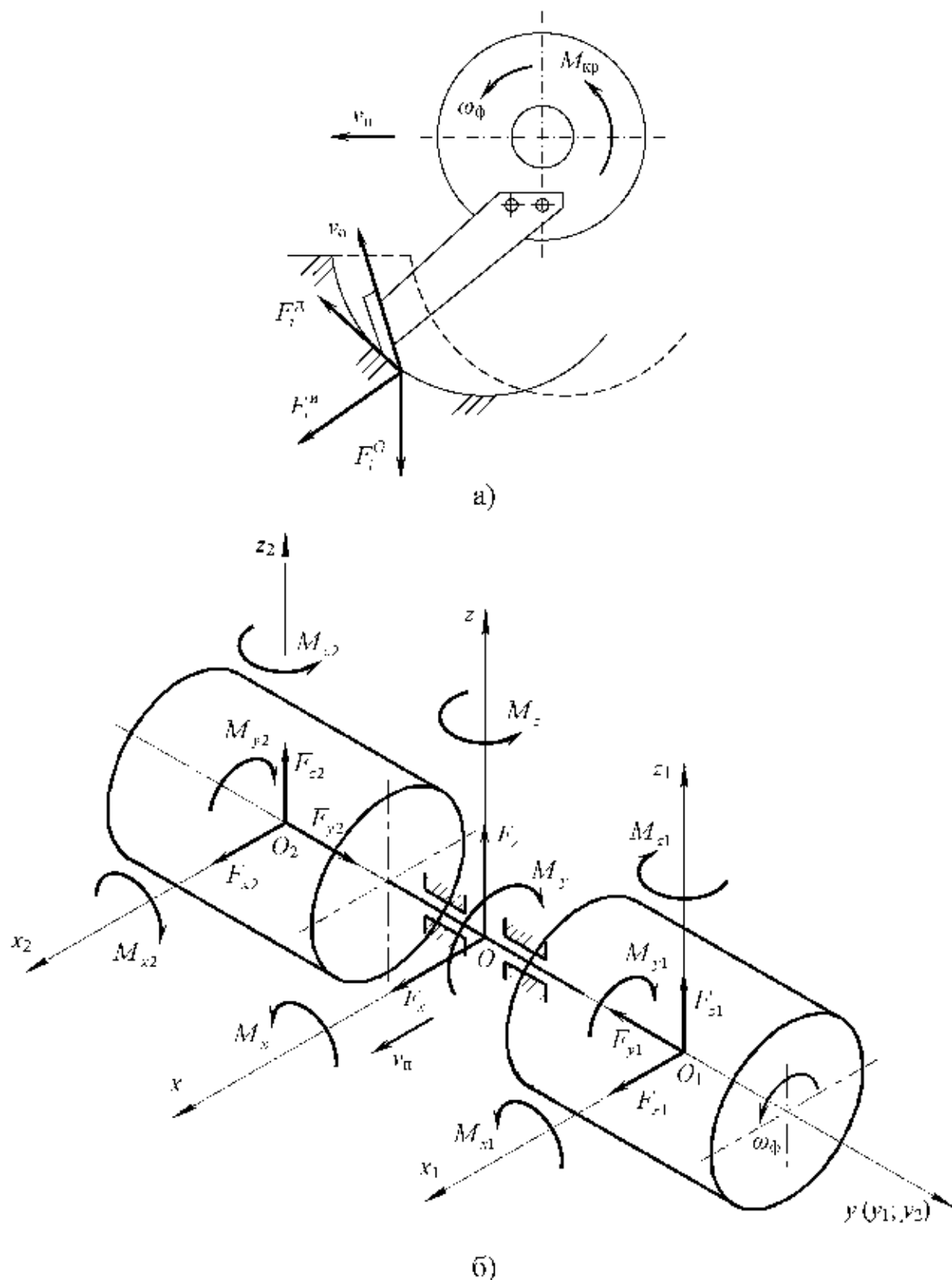


Рисунок 1.9 Силловые факторы, действующие на рабочий орган и фрезбарабашы
 а – силы, действующие на элемент рабочего органа (ножа); б – составляющие главного вектора и главного момента сил для фрезбарабашов отдельно и в целом

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

26

Систему сил F'_i для каждого ножа фрезбарабана заменяем эквивалентной системой, состоящей из главного вектора F'_{oj} и главного момента M'_{oj} (j – номер ножа в барабане). Для этого возьмем центр приведения в точке A , лежащей на оси вала барабана в пересечении с плоскостью диска. Тогда получаемые главный вектор и главный момент сил сопротивления почвы для j -го ножа равны:

$$F'_{oj} = \sum_{i=1}^n F'_i, \quad (1.34)$$

$$M'_{oj} = \sum_{i=1}^n r'_i F'_i, \quad (1.35)$$

где r'_i – радиус-вектор от центра приведения до i -ой элементарной площадки на поверхности ножа, м.

Под действием главного момента M'_{oj} рабочий орган испытывает деформации изгиба и кручения. Эти деформации циклически повторяются с каждым новым оборотом фрезбарабана, так как после выхода ножа из зоны контакта с обрабатываемой почвой $M'_{oj} = 0$.

Главный вектор F'_{oj} и главный момент M'_{oj} рабочего органа представим их составляющими относительно соответствующих координатных осей, как указано на рисунке 1.9 б. Тогда получим:

$$F'_{oj} = F'_{jx} \cdot i + F'_{jy} \cdot j + F'_{jz} \cdot k, \quad (1.36)$$

$$M'_{oj} = M'_{jx} \cdot i + M'_{jy} \cdot j + M'_{jz} \cdot k, \quad (1.37)$$

Аналогично оперируя с силами, действующими на остальные ножи фрезбарабана, находим составляющие главного вектора и главного момента сил, действующих на все рабочие органы, т. е. на фрезбарабаны отдельно:

$$F'_{o1} = F'_{o2} = \sum_{j=1}^m F'_{jx} \cdot i + \sum_{j=1}^m F'_{jy} \cdot j + \sum_{j=1}^m F'_{jz} \cdot k, \quad (1.38)$$

$$M_{o1} = M_{o2} = \sum_{j=1}^m M'_{jx} \cdot i + \sum_{j=1}^m M'_{jy} \cdot j + \sum_{j=1}^m M'_{jz} \cdot k, \quad (1.39)$$

где m – число рабочих органов в барабане.

Заменяя в выражении (1.38) и (1.39) суммы проекций всех сил и моментов сил проекциями главного вектора и главного момента на соответствующие координатные оси, получим:

$$F_{o1} = F_{o2} = F'_x \cdot i + F'_y \cdot j + F'_z \cdot k, \quad (1.40)$$

$$M_{o1} = M_{o2} = M'_x \cdot i + M'_y \cdot j + M'_z \cdot k, \quad (1.41)$$

Как видно из выражения (1.40) и (1.38), в общем случае реакцию почвы на рабочий орган произвольной формы невозможно представить одной равнодействующей. Это возможно и справедливо только для рабочих органов симметричной формы. Так, в случае прямых рыхлящих ножей все составляющие сопротивления почвы рабочему органу: $F'_j{}^a$, $F'_j{}^{np}$, $F'_j{}^G$ и $F'_j{}^u$ лежат в плоскости, описываемой осью ножа. Их равнодействующие для каждого элемента поверхности ножа составляют систему параллельных сил. Интенсивность распределения этих сил по длине рабочего органа зависит от угла и глубины врезания в почвенный пласт, т. е. выражается функцией $q(h, \varphi)$, где h – глубина внедрения рабочего органа в почву, φ – угол, составляемый осью ножа с горизонтом.

Влияние главных векторов F'_{o1} и F'_{o2} , и главных моментов M_{o1} и M_{o2} на соответствующие фрезбарабаны рассмотрим, представив их своими проекциями на координатные оси.

Проекции главных векторов F'_{o1} и F'_{o2} сил сопротивления, действующих на фрезбарабаны, равны сумме проекций главных векторов отдельных ножей:

$$F_{x1} = F_{x2} = \sum_{j=1}^m F'_{jx}; \quad F_{y1} = F_{y2} = \sum_{j=1}^m F'_{jy}; \quad F_{z1} = F_{z2} = \sum_{j=1}^m F'_{jz}. \quad (1.42)$$

Проекции главных моментов сил сопротивления относительно соответствующих осей, действующих на фрезбарабашы равны:

$$M_{x1} = M_{x2} = \sum_{j=1}^m M_{jx}; \quad M_{y1} = M_{y2} = \sum_{j=1}^m M_{jy}; \quad M_{z1} = M_{z2} = \sum_{j=1}^m M_{jz}. \quad (1.43)$$

Полученные значения проекций главных векторов и главных моментов сил сопротивления по формулам (1.42) и (1.43) на отдельных фрезбарабанах соответственно суммируем между собой и получаем результирующие значения силовых факторов F_x , F_y , F_z , M_x , M_y и M_z , приложенных в центре на валу между фрезбарабашами (т. O).

Учитывая идентичные условия работы фрезбарабанов и базовые условия курсовой устойчивости фрезы (см. рисунок 1.9 б) получаем:

$$F_x = F_{x1} + F_{x2} = 2F_{x1}; \quad F_y = F_{y1} - F_{y2} = 0; \quad F_z = F_{z1} + F_{z2} = 2F_{z1}. \quad (1.44)$$

$$M_x = M_{x1} - M_{x2} = 0; \quad M_y = M_{y1} + M_{y2} = 2M_{y1}; \quad M_z = M_{z1} - M_{z2} = 0. \quad (1.45)$$

Таким образом, горизонтальная составляющая F_y , направлена в сторону движения фрезы, оказывает влияние на сопротивление перекатыванию. В нашем случае при условии фрезерования «сверху-вниз», она оказывает на агрегат подталкивающее действие, уменьшая тяговое сопротивление фрезы.

Составляющая F_z создаст выталкивающее усилие, что влияет на устойчивость глубины хода фрезы. Глубина обработки почвы сохраняется неизменной в том случае, если величина F_z в процессе работы фрезы всегда будет равна верти-

кальной составляющей активных сил, направленных противоположно ей.

Наибольшее влияние на работу фрезы оказывают подталкивающая F'_x и выталкивающая F'_z силы, которые влияют на качество проводимой обработки почвы и устойчивость не только фрезбарабанов, но и всей фрезы. Кроме этого на устойчивость фрезбарабанов сильное влияние оказывает и сила F'_y . Кроме этого сила F'_y оказывает изгибающее действие на рабочие органы. Поэтому самоходные фрезы оснащаются фрезбарабанами с симметричным расположением рабочих органов, что позволяет конструктивно исключить возникновение и действие силы F'_y , то есть в этом случае F'_y всегда равна нулю. Поэтому в дальнейшем анализе, с учетом исследования рабочих органов с симметричным их расположением на фрезбарабанах, силу F'_y не учитываем.

Динамическая характеристика фрезбарабана, а также устойчивость фрезы зависит и от моментов M_x , M_y и M_z определяемых по формулам (1.38).

Моменты M_x и M_z стремятся поворачивать фрезбарабаны соответственно в плоскости yOz вокруг оси Ox и Oz , из-за чего может меняться глубина хода барабана по ширине захвата и разворот как фрезбарабанов так и в целом всей СМПФ в горизонтальной плоскости yOx . Избежать отрицательного действия на курсовую устойчивость указанных моментов позволяет использование фрезбарабанов с симметричным расположением ножей.

Момент силы реакции почвы M_p относительно оси барабана фрезы оказывает основное сопротивление крутящему моменту $M_{кр}$, передаваемому на вал фрезбарабана от двигателя машины.

Определение указанных силовых факторов аналитическим путем всегда вызывала у исследователей трудности, поэтому для установления закономерности их изменения они прибегали к экспериментальным данным, путем тензометрирования. Так, например, в результате многофакторного эксперимента [15] исследователями Института механики энергетики для фрезерных рабочих органов с Г-

образными пожами были получены регрессионные уравнения подталкивающей силы F_x , выталкивающей силы F_z и крутящего момента $M_{кр}$, приведенных к валу фрезбарабаша, в зависимости от твердости почвы p и подачи на нож при фиксированных значениях глубины обработки (12 см), ширины захвата, частоты вращения фрезерных рабочих органов и влажности почвы:

$$F_x = 4,5 - 7p - 3S - 2496pS; \quad (1.46)$$

$$F_z = 23,2 + 42,2p - 66S + 49,21pS + 42,5p^2; \quad (1.47)$$

$$M_{кр} = 4 + 78p - 746S + 1119pS - 53p^2 + 5189S^2; \quad (1.48)$$

где F_x и F_z – подталкивающая и выталкивающая силы, приведенные к валу фрезбарашов, Н;

$M_{кр}$ – крутящий момент на валу фрезбарашов, Н·м;

p – твердость почвы, МПа;

S – подача на нож, м.

Таким образом, учитывая действующие силовые факторы на испытуемые фрезерные барабаны при обработке почвы, а также опыт функционирования экспериментального стенда позволяет выявить существенные недостатки в его работе, заключающиеся в неустойчивом движении подвижного модуля и не обеспечении постоянства ее заданной поступательной скорости [17].

Проведенные ранее теоретические исследования в области устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда [10, 12] подтверждают отрицательное влияние силовых факторов взаимодействия испытуемых АРО с почвой, но при этом проведенные исследования не позволяют дать наиболее полную и объективную информацию по причине ряда допущений.

Таким образом, выявленные недостатки не позволяют эффективно функционировать экспериментальному стенду, поэтому они требуют устранения путем модернизацией существующего экспериментального оборудования расширением

его функциональных возможностей и обеспечением их стабильности при проведении экспериментальных работ.

1.4 Цель и задачи исследования

На основании проведенного анализа конструкции экспериментального стенда для исследования АРО почвообрабатывающих машин, а именно кашатного привода перемещения его подвижного модуля и особенностей силового взаимодействия испытуемых рабочих органов с почвой были выявлены недостатки.

1. Преждевременное вытягивания каната, которое приводит к провисанию каната и самопроизвольному перекатыванию тележки.

2. Высокие требования к размерам барабанов для наматывания и сматывания каната, разница диаметров барабанов приводит к провисанию одного из ветвей кашата, что также как и в первом случае ведет к самопроизвольному перекатыванию.

3. Провисание кашата как показывают практические наблюдения, приводит к перехлестыванию наматываемых и сматываемых ветвей каната, на что требуется время на их устраниение.

4. Нарушение устойчивости движения подвижного модуля за счет подталкивающего эффекта испытуемых рабочих органов.

Все это приводит к нарушению устойчивости движения подвижного модуля, заключающегося в необеспечении заданной скорости его движения. Отмеченный фактор в свою очередь отрицательно сказывается на чистоте проведения эксперимента, объективности получаемых данных и, следовательно, на увеличении числа опытов, трудовых и материальных затрат на их проведение. В связи с этим нами была поставлена *цель* исследования, заключающаяся в расширении функциональных возможностей экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин совершенствованием привода перемещения его подвижного модуля.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие *задачи*.

1. Провести анализ устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда при исследовании активных рабочих органов почвообрабатывающих машин с учетом особенностей их кинематики и силового нагружения.

2. Обосновать кинематическую схему привода перемещения подвижного модуля и конструктивные параметры основных его деталей и узлов.

3. Разработать основную конструкторскую документацию и изготовить опытный образец подвижного модуля с усовершенствованным приводом его перемещения.

4. Определить технико-экономические показатели функционирования экспериментального стенда при исследовании активных рабочих органов почвообрабатывающих машин.

2 Теоретическое исследование устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда

2.1 Общие сведения

Важным этапом в эксперименте является его планирование. При планировании одной из главных задач является определение области факторного пространства, где могут размещаться точки, отвечающие условиям опыта [8, 26]. Каждый фактор имеет свою область определения, которая может задаваться либо принципиальными ограничениями, либо по технико-экономическим или прочим соображениям, при этом значения указанных параметров должны быть выдержаны постоянными в течении опыта.

Среди большого числа конструктивных и технологических параметров почвообрабатывающей машины, а также показателей характеризующих состояние обрабатываемой среды, в результате которых и определяются условия протекания технологического процесса обработки почвы, по мнению многих исследователей [2, 23, 24] можно выделить подачу на один нож S (м), то есть смещение траектории одного ножа относительно соседнего с ним ножа (см. рисунок 1.8). Из выражения (1.29) прослеживается зависимость между подачей S_j поступательной ско-

ростью v , и угловой скоростью фрезбарабана ω_{ϕ} .

Как показал предварительный анализ нагруженности фрезерных рабочих органов и опыт эксплуатации экспериментального стенда, возникающее подталкивающее усилие F_x при попутном фрезеровании будет увеличивать поступательную скорость подвижного модуля, что недопустимо при проведении эксперимента.

2.2 Анализ устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда

Рассмотрим условие устойчивого движения подвижного модуля.

Для этого составим расчетную схему нагружения подвижного модуля (рисунок 2.1).

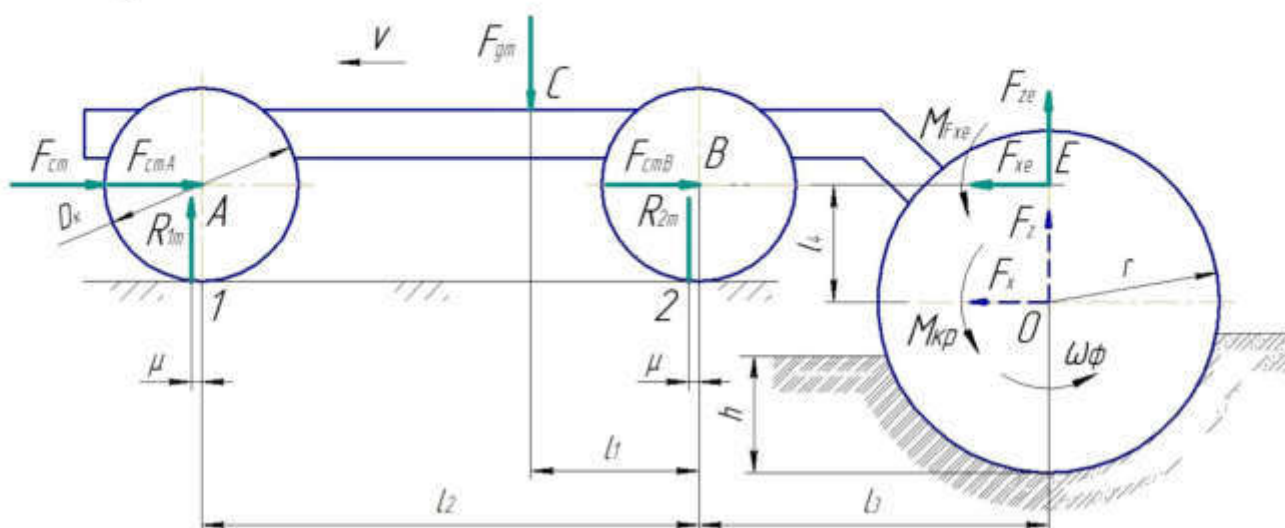


Рисунок 2.1 – Схема нагружения подвижного модуля

Из рисунка следует что, для исключения отрицательного влияния подталкивающего усилия на устойчивое движение модуля необходимо выполнения условия:

$$F_{cm} \geq F_{xe} \quad (2.1)$$

где F_{cm} – суммарная сила сопротивления перекачиванию подвижного модуля, Н;

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

34

F_{xx} – значение силы F_x приведенной к оси вращения опорных колес подвижного модуля, Н.

Для анализа неравенства (2.1) возникает необходимость определения значений сил F'_{xm} и F'_{xz} .

Для этого, приведем систему сил действующих на подвижный модуль к линии расположения осей вращения опорных колес, то есть силы F'_x и F'_z действующие на фрезерные рабочие органы при их взаимодействии с почвой приведем к т. E . В нашем случае при приведении к т. E , система указанных сил будет замещена на систему сил F_{xe} и F_{ze} и момента пары сил $M_{F_{xe}}$ (см. рисунок 2.1). При чем: $F_{xe} = F'_x$, $F_{ze} = F'_z$, а значение момента определим по формуле:

$$M_{F_{xe}} = F_x \cdot l_4 \cdot 10^{-3}, \quad (2.2)$$

где l_4 – расстояние от центра фрезбарабана (т. O) до линии расположения осей вращения опорных колес (т. E), мм; с учетом анализа геометрии конструкции экспериментальной тележки и при условии фрезерования почвы на глубину $h = 12$ см – $l_4 = 360$ мм.

Подставляя в (2.2) выражение (1.46) получим:

$$M_{F_{xe}} = (4,5 - 7p - 3S) \cdot l_4 \cdot 10^{-3}, \quad (2.3)$$

Для определения силы сопротивления F'_{sm} воспользуемся рисунком 2.1., из которого следует, что:

$$F'_{sm} = F_{смА} + F_{смВ}, \quad (2.4)$$

где $F_{смА}$ и $F_{смВ}$ – силы сопротивления перекатыванию передних и задних колес подвижного модуля соответственно, Н.

Учитывая рекомендации [1] для колес с ребордами силы сопротивления их перекатыванию будет определяться зависимостями:

$$F_{\text{сост}} = R_{m1} \left(\frac{2\mu + fd}{D_k} \right) \beta, \quad (2.5)$$

$$F_{\text{сост}} = R_{m2} \left(\frac{2\mu + fd}{D_k} \right) \beta, \quad (2.6)$$

где R_{m1} и R_{m2} – силы давления на передних и задних колесах подвижного модуля соответственно, Н;

μ – коэффициент трения качения, мм; согласно рекомендациям [10] для чугунного колеса и стального рельса имеем $\mu = 0,5$ мм;

f – коэффициент трения в подшипниках осей колес; для подшипников качения $f = 0,01$;

d – диаметр оси колес под подшипник, мм; $d = 35$ мм;

D_k – диаметр колес, мм; $D_k = 200$ мм;

β – коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд; согласно рекомендациям [1] $\beta = 0,5$ мм.

Для определения сил R_{m1} и R_{m2} воспользуемся уравнением моментов, то есть с учетом схемы нагружения (см. рисунок 2.1) получим:

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{m2} \cdot L_2 - F_{gn}(L_2 - L_1) - F_z(L_2 + L_2) + M_{\text{квр}} \cdot 10^3 = 0,$$

где F_{gn} – сила тяжести подвижного модуля, Н;

F_z – значение силы F_z приведенной к оси вращения опорных колес подвижного модуля, Н; значение силы F_z определяется по формуле (1.47);

l_1 и l_2 – соответственно расстояние от центра масс (т. C) до оси задних колес (т. B) и база подвижного модуля, мм; согласно таблицы 1.1 имеем $l_1 = 300$ мм и $l_2 = 1100$ мм;

l_3 – расстояние от центра фрезбарабана (т. O) до оси задних опорных колес (т. E), мм; с учетом анализа геометрии конструкции подвижного модуля и при условии фрезерования почвы на глубину $h = 12$ см – $l_3 = 800$ мм.

Из выражения (2.6) получаем:

$$R_{m2} = \frac{F_{zn}(l_2 - l_1) - F_{zn}(l_2 + l_3) - M_{fze} \cdot 10^3}{l_2}. \quad (2.7)$$

Сила тяжести F_{zn} с учетом массы модуля $m_m = 380$ кг (см. таблицу 1.1) определяется как:

$$F_{zn} = gm_m = 9,81 \cdot 380 = 3728 \text{ Н}. \quad (2.8)$$

Аналогично определяем значение силы R_{m1} , то есть получаем:

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_{m1} \cdot l_2 + F_{zn} \cdot l_1 + F_{ze} \cdot l_3 + M_{fze} \cdot 10^{-3} = 0.$$

Откуда получаем:

$$R_{m1} = \frac{F_{zn} \cdot l_1 + F_{ze} \cdot l_3 + M_{fze} \cdot 10^3}{l_2}. \quad (2.9)$$

Подставляя зависимости (2.7) и (2.9) соответственно в (2.5) и (2.6) получим:

$$F_{\text{снл}} = \frac{F'_{\text{гн}} \cdot l_1 + F'_{\text{зв}} \cdot l_3 + M_{\text{ГХв}} \cdot 10^3}{l_2} \left(\frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} \right) \beta; \quad (2.10)$$

$$F'_{\text{снл}} = \frac{F'_{\text{гн}}(l_2 - l_1) - F'_{\text{зв}}(l_2 + l_3) - M_{\text{ГХв}} \cdot 10^3}{l_2} \left(\frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} \right) \beta. \quad (2.11)$$

Тогда, с учетом (2.10) и (2.11) и необходимых преобразований, зависимость (2.4) примет вид:

$$F_{\text{снл}} = (F_{\text{гн}} - F_{\text{зв}}) \left(\frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} \right) \beta \quad (2.12)$$

Для дальнейшего решения уравнений (2.10), (2.11) и (2.12) подставим в них зависимости (2.8) и (1.47).

Тогда получим следующее:

$$F_{\text{снл}} = \left[gm_m l_1 + (23,2 + 42,2p - 66S + 49,2pS + 42,5p^2) \cdot l_3 + \left[\left(\frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} \right) \frac{\beta}{l_2} \right] \right]; \quad (2.13)$$

$$F'_{\text{снл}} = \left[gm_m(l_2 - l_1) - (23,2 + 42,2p - 66S + 49,2pS + 42,5p^2) \times \left[\left(\frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} \right) \frac{\beta}{l_2} \right] \right]; \quad (2.14)$$

$$F'_{\text{снл}} = (gm_m - 23,2 - 42,2p + 66S - 49,2pS - 42,5p^2) \left(\frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} \right) \beta. \quad (2.15)$$

Для анализа динамики сил сопротивления $F_{\text{снл}}$ и $F'_{\text{снл}}$ перекатыванию передних и задних колес подвижного модуля соответственно подставим в зависимости (2.13) и (2.14) принятые и известные значения параметров, а также минимальное и максимальное значения подачи на нож S ($S_{\text{min}} = 0,03$ м; $S_{\text{max}} = 0,11$ м) и значения твердости почвы p в диапазоне от 0,25 МПа до 1,65 МПа предусмотренные мето-

дикой планирования эксперимента при исследовании фрезерных рабочих органов [13, 14, 15]. Результаты расчетов сведем в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 Значения сил сопротивления перекачиванию передних $F'_{отл}$ и задних $F'_{отз}$ колес экспериментальной тележки

Сила сопротивления перекачиванию, Н	Подача на нож S, м	Твердость почвы p , МПа				
		0,25	0,60	0,95	1,30	1,65
$F'_{отл}$	0,03	34,4	35,1	35,9	37,1	38,4
	0,11	34,3	35,0	35,9	37,1	38,4
$F'_{отз}$	0,03	87,7	86,0	83,9	81,2	77,8
	0,11	87,8	86,3	83,9	81,2	77,8

По данным таблицы 2.1 построим графики изменения сил сопротивления перекачиванию передних $F'_{отл}$ и задних $F'_{отз}$ колес подвижного модуля (рисунок 2.2).

Из анализа значений таблицы (2.1) и графиков сил $F'_{отл}$ и $F'_{отз}$ следует, что данные силы имеют переменный характер, на который значительное влияние оказывает твердость почвы, при этом подача на нож практического значения на динамику данных сил не имеет.

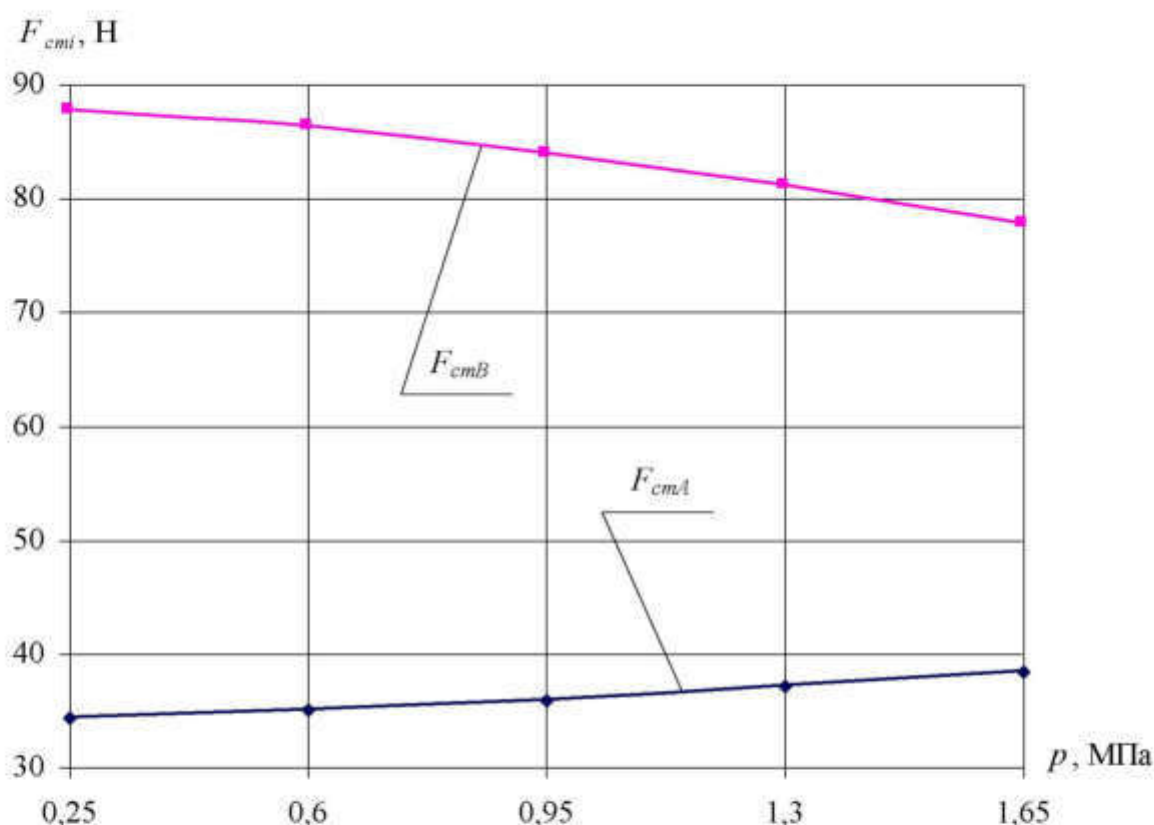


Рисунок 2.2 – Зависимости сил сопротивления перекачиванию передних F_{cmA} (1) и задних F_{cmB} (2) колес подвижного модуля от твердости почвы p при $S = 0,03$ м и $S = 0,11$ м

Кроме этого, характер изменения сил F_{cmA} и F_{cmB} в зависимости от твердости почвы противоположны, то есть с увеличением твердости почвы от 0,25 МПа до 1,65 МПа наблюдается рост силы сопротивления перекачиванию передних колес F_{cmA} от 34,3 Н до 38,4 Н, а сила сопротивления перекачиванию задних колес F_{cmB} снижается с 87,8 Н до 77,8 Н. Из анализа графиков также следует, что значения силы F_{cmB} превышают значения силы F_{cmA} в 2,5 раза на минимальных значениях твердости почвы и в 2 раза на максимальных.

Для оценки условия устойчивого движения подвижного модуля (2.1) определим значения суммарной силы сопротивления перекачиванию F_{cm} и подталкивающего усилия F_{xe} . Для этого воспользуемся зависимостями (2.15) и (1.46) и условиями, указанными выше, а именно подача на нож равна $S_{min} = 0,03$ м и $S_{max} = 0,11$ м, а твердость изменяется в диапазоне от 0,25 МПа до 1,65 МПа. При этом для

определения силы F_{xc} учитываем особенности планирования эксперимента при исследовании фрезерных рабочих органов, а именно его план, который представлен на рисунке 2.3 [13, 14, 15]. Определение силы F_{xc} для характерных точек плана, позволит более объективно произвести оценку условия устойчивого движения подвижного модуля.

Результаты расчетов сведем в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Значения силы сопротивления перекатыванию подвижного модуля F_{cm} и подталкивающего усилия фрезерных рабочих органов F_{xc}

Наименование параметра	Подача на нож S , м	Твердость почвы ρ , МПа				
		0,25	0,60	0,95	1,30	1,65
Сила сопротивления перекатыванию тележки F_{cm} , Н	0,03	121,9	121,0	119,7	118,1	116,2
	0,11	122,1	121,1	119,8	118,1	116,1
Подталкивающее усилие фрезерных рабочих органов F_{xc} , Н	0,03	21,4	45,1	68,9	92,7	116,4
	0,04	27,6	60,1	92,6	125,1	157,6
	0,07	46,2	105,0	163,6	222,3	281,0
	0,10	64,9	149,8	234,7	319,4	404,5
	0,11	71,1	164,7	258,4	352,0	445,6

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

41

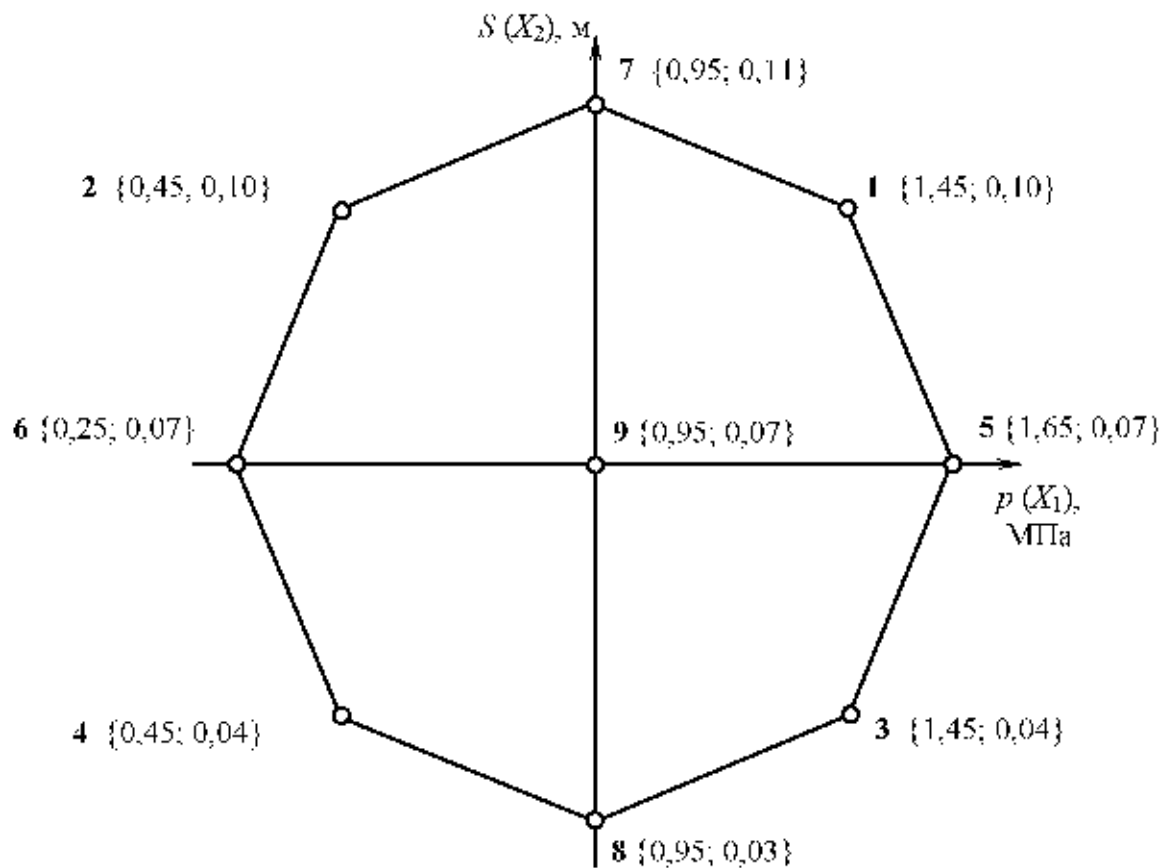


Рисунок 2.3 План эксперимента в факторном пространстве

По результатам таблицы 2.2 построим графики изменения сил $F_{сш}$ и $F_{хс}$ (рисунок 2.4).

Выделим на рисунке 2.4 характерные точки плана эксперимента (1,2,..., 9). Это позволит нам получить две зоны: первая зона, лежащая выше графической зависимости силы сопротивления перекачиванию подвижного модуля *зона ее устойчивого движения*; вторая зона, лежащая ниже графической зависимости силы сопротивления перекачиванию подвижного модуля *зона ее неустойчивого движения*.

Наличие зоны неустойчивого движения подвижного модуля приводит к нарушению заданных условий планом проведения исследований, несоблюдение которых приводит к искажению данных полученных в ходе эксперимента и увеличению количества опытов с целью получения более достоверных значений искомых параметров.

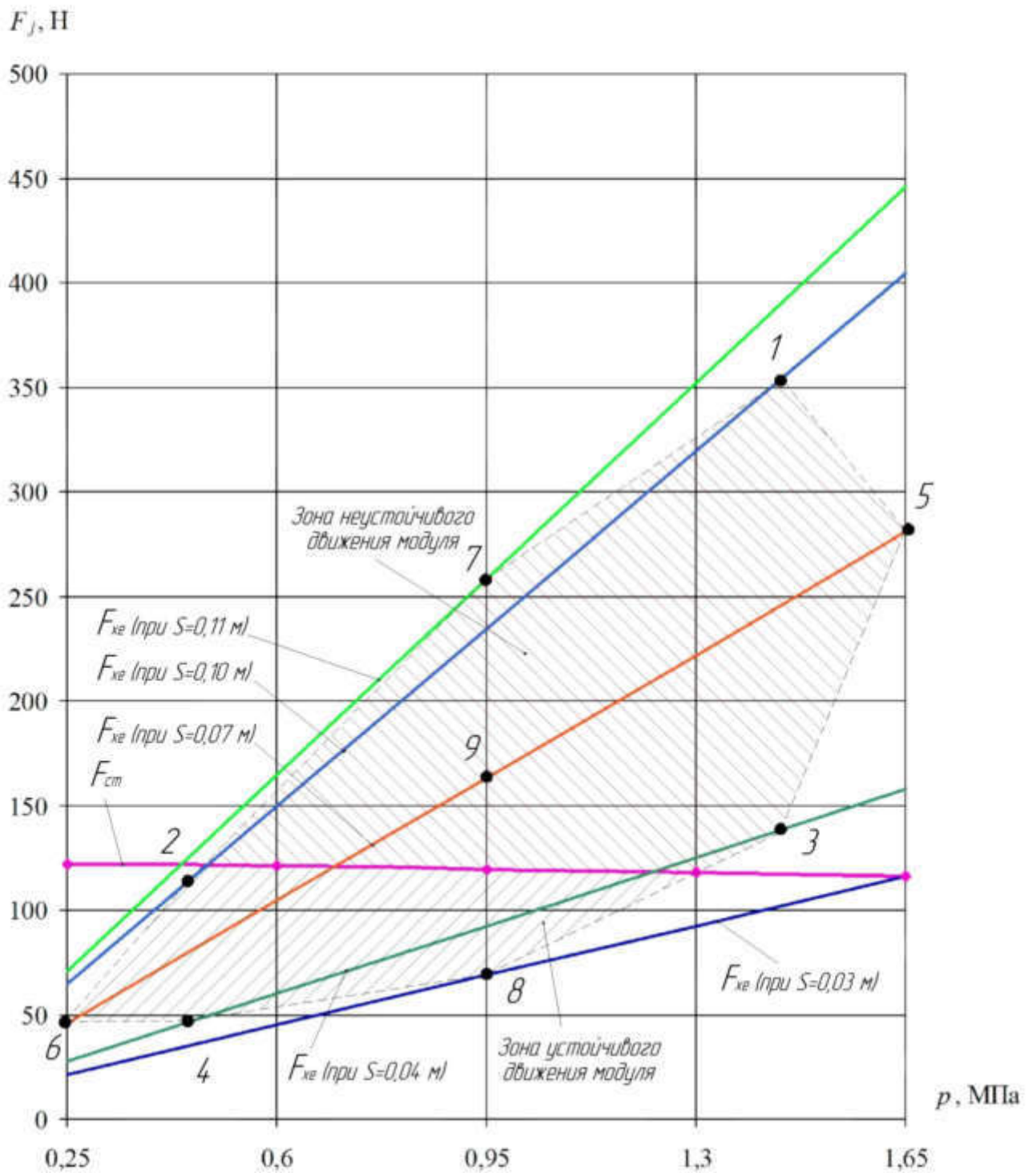


Рисунок 2.4 – Зависимости силы сопротивления перекачиванию подвижного модуля F_{ctB} и подталкивающей силы фрезерных рабочих органов F_{xe} от твердости почвы p при $S = 0,03$ м и $S = 0,11$ м

Выводы

Таким образом, проведенный анализ устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда для исследования фрезерных рабочих органов с учетом особенностей их кинематики и силового нагружения, а также особенностей методик планирования эксперимента позволил выявить нарушение устойчивости его движения на определенных режимах функционирования, что отрицательно сказывается на качестве и чистоте проводимых экспериментальных исследований, а в частности при исследовании почвообрабатывающих машин с фрезерными рабочими органами имеющих попутное вращение.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		44

3 Обоснование конструктивных параметров механизма передвижения подвижного модуля экспериментального стенда

Для решения выявленных недостатков в существующей конструкции стенда для исследования почвообрабатывающих фрез в области обеспечения заданных программой кинематических характеристик, а именно поступательной скорости экспериментальной тележки, необходимо провести литературный и патентный анализ возможных способов и устройств позволяющим решить в той или иной мере выявленные проблемы.

3.1 Анализ способов и устройств по обеспечению устойчивого движения подвижного модуля экспериментальных стендов

Обеспечение устойчивости хода движения подвижного модуля заключается в обеспечении постоянства ее поступательной скорости, так-же как и в первом случае, исследователи решали традиционными способами, а именно установкой тормозных устройств, позволяющих за счет тормозного момента обеспечить компенсацию подталкивающего усилия фрезерных рабочих органов. В конструкциях экспериментальных стендов с тросовым приводом подвижного модуля многих исследователей [4, 21] нашли применение ленточные тормоза. Эта конструктивная схема отличается простотой конструкции, но при этом не удобна в эксплуатации. Не решает проблему провисания канатов и самопроизвольного перекатывания подвижного модуля. Так же неудобство заключается в постоянных регулировках по причине износа элементов трения. Кроме этого эти тормозные устройства требуют систематических работ по тарировке тормозного момента.

Решение вопроса по тарировке тормозного момента позволяет конструкция, представленная патентом РФ на полезную модель №114262 «Экспериментальная тележка для испытательного стенда» [20].

В этом случае конструкция экспериментальной тележки представляющая собой подвижный модуль экспериментального стенда со стабилизатором устойчи-

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		45

ности хода (рисунок 3.1) состоит из рамы 1 на которой размещены привод 2 с фрезерными рабочими органами 3. Рама опирается опорными колесами 4 и стабилизаторами 5 на рельсовый путь 6. В свою очередь стабилизатор устойчивости хода состоит из корпуса 7, на котором крепится при помощи болта 8 и гайки 9 ползун 10 изготовленный из антифрикционного материала (например: текстолит). В свою очередь корпус стабилизатора 7 крепится на оси 11 гайкой 12.

Стабилизатор устойчивости хода подвижного модуля испытательного стенда для исследования работы ротационных почвообрабатывающих машин работает следующим образом.

Во время работы испытательного стенда подвижный модуль опираясь на опорные колеса 4 и стабилизаторы 5 перемещается с заданной поступательной скоростью по рельсовому пути 6. Одновременно привод 2 обеспечивает вращательное движение фрезерных рабочих органов 3, которое направленно по ходу движения подвижного модуля. Вследствие обработки почвы фрезерными рабочими органами 3 возникает подталкивающая сила, которая ведет к увеличению заданной поступательной скорости подвижного модуля. Однако вследствие трения скольжения между ползуном 10 стабилизатора 5 и рельсом 6 возникает сила трения, которая компенсирует подталкивающую силу. Вследствие этого происходит стабилизация поступательной скорости перемещения подвижного модуля.

По сравнению с известным решением предлагаем устройство позволяет стабилизировать и сохранять заданную поступательную скорость перемещения подвижного модуля определяемую программой исследования в течении всего опыта.

Однако его эксплуатация выявила недостатки, а именно вытягивание каната, большие затраты мощности на передвижение подвижного модуля как на рабочем, так и на холостом ходу, требует постоянного ухода, заключающегося в очистке от пыли и грязи, а также износ его рабочего элемента трения – ползуна 10.

На рисунке 3.2 представлен опытный образец пассивного стабилизатора устойчивости хода подвижного модуля.

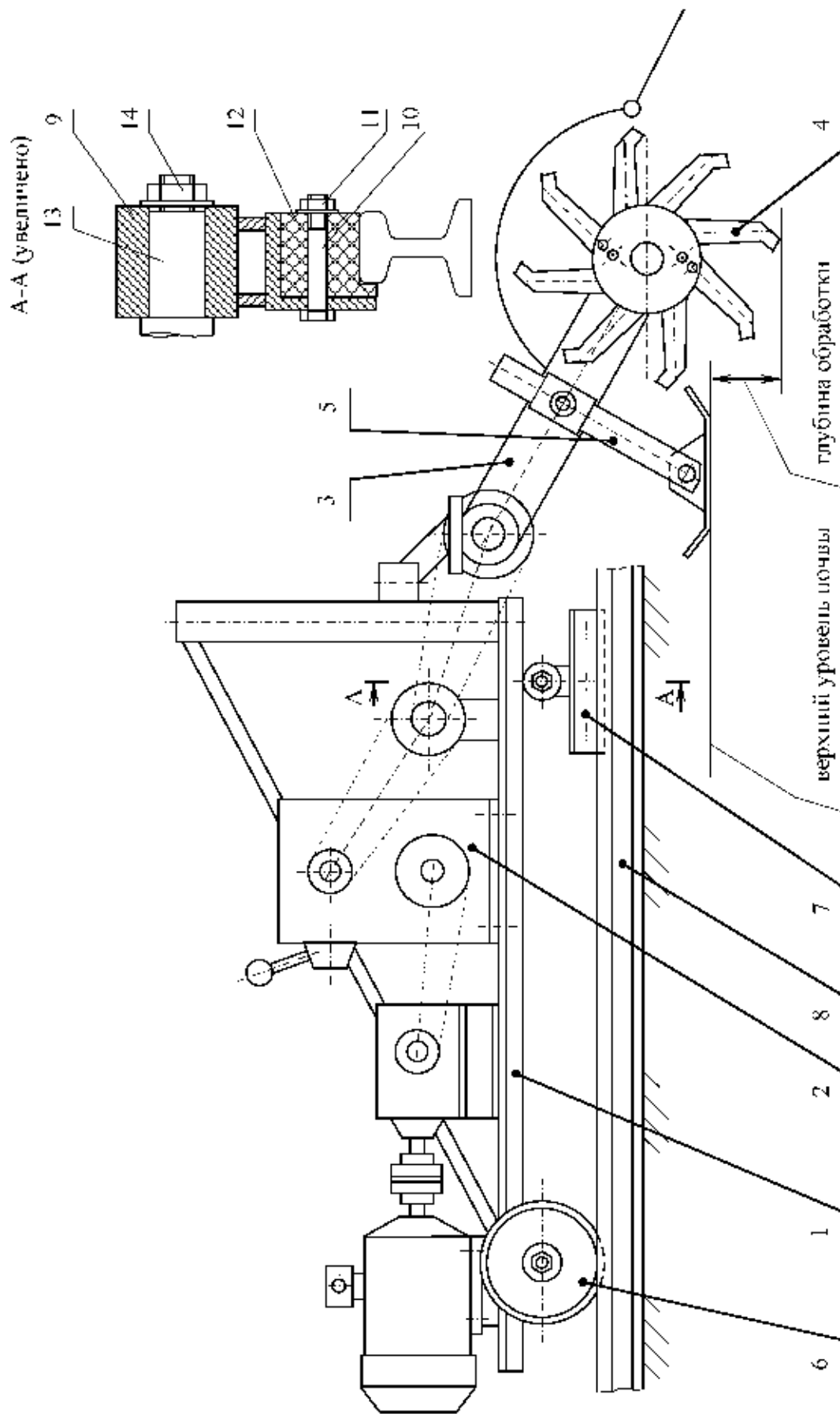


Рисунок 3.1 Общее устройство подвижного модуля с пассивным стабилизатором устойчивости движения

- 1 – рама; 2 – привод; 3 – целый редуктор; 4 – фрезерные рабочие органы; 5 – копирующее устройство;
 6 – опорные колеса; 7 – пассивные стабилизаторы устойчивости хода; 8 – рельсовый путь; 9 – корпус;
 10 – болт; 11, 14 – гайка; 12 – ползун; 13 – ось.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

47



Рисунок 3.2 – Пассивный стабилизатор устойчивости хода подвижного модуля

Следующий вариант стабилизатора устойчивости хода подвижного модуля, является патент РФ на полезную модель «Экспериментальная тележка для испытательного стенда» №109955 [19] исключая недостатки предыдущих конструкций.

В этом случае подвижный модуль (рисунок 3.3) представляет собой раму 1 на которой размещены привод 2 с фрезерными рабочими органами 3. Рама опирается опорными колесами 4 и 5 на рельсовый путь 6. На раме 1 закреплен кронштейн 7 на котором, установлена электромагнитный порошковый тормоз 8 соединенный при помощи жесткой втулочной муфты 9 с опорным колесом 5.

Электромагнитный стабилизатор перемещения подвижного модуля испытательного стенда для исследования работы ротационных почвообрабатывающих машин работает следующим образом.

Во время работы испытательного стенда, подвижный модуль, опираясь на опорные колеса 4 и 5 перемещается с заданной поступательной скоростью по рельсовому пути 6. Одновременно привод 2 обеспечивает вращательное движение фрезерных рабочих органов 3, которое направлено по ходу движения подвижного модуля. Вследствие обработки почвы фрезерными рабочими органами 3 возникает подталкивающая сила, которая ведет к увеличению заданной поступательной скорости подвижного модуля.

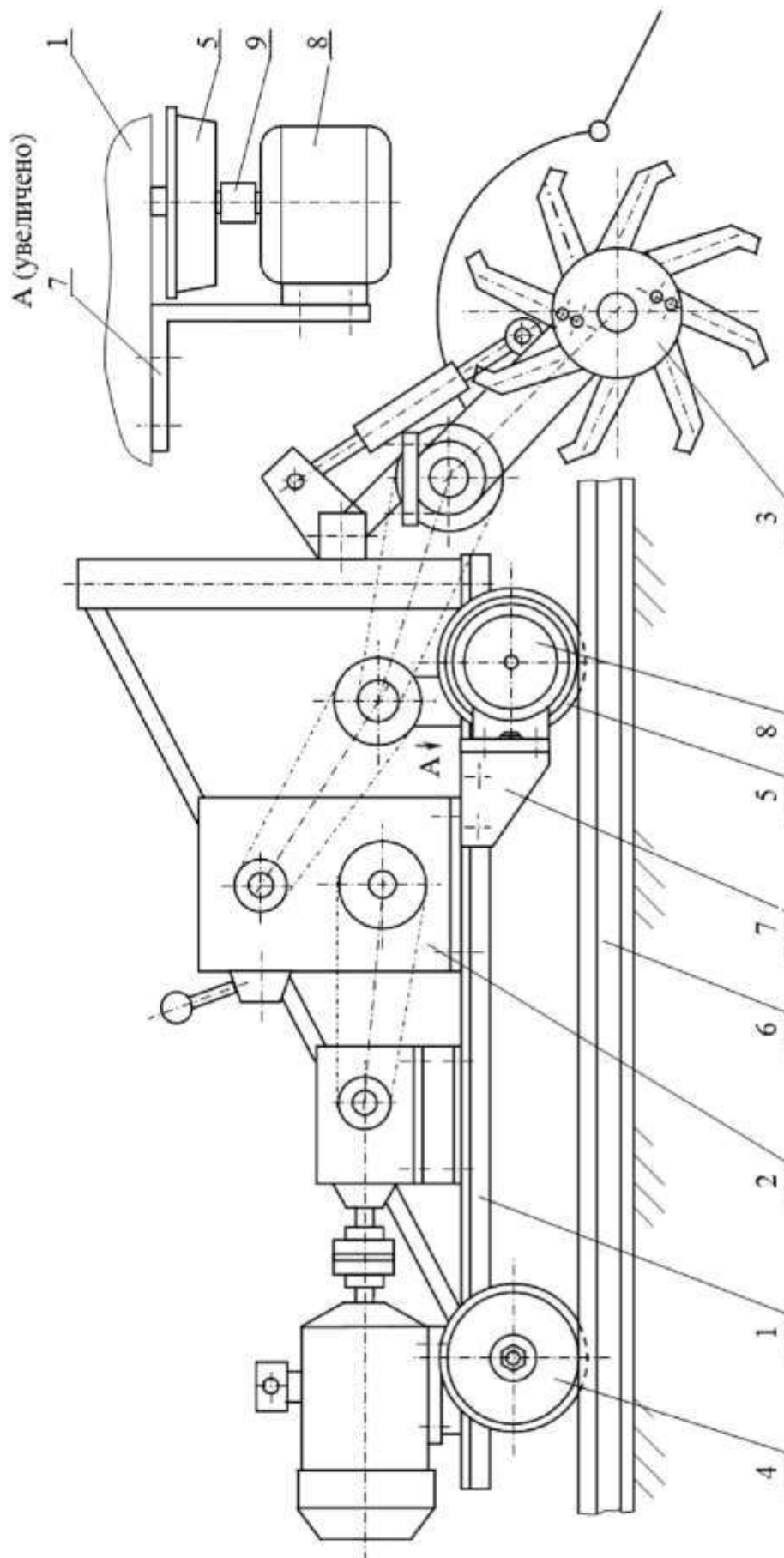


Рисунок 3.3 – Общее устройство подвижного модуля с пассивным стабилизатором устойчивости движения

1 – рама; 2 – привод; 3 – фрезерные рабочие органы; 4, 5 – опорные колеса; 6 – рельсовый путь;
7 – кронштейн; 8 – электромагнитный порошковый тормоз; 9 – жесткая втулочная муфта.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

49

При этом вследствие работы электромагнитного порошкового тормоза 8 создается тормозной момент, который передается через муфту 9 опорному колесу 5 увеличивая тем самым сопротивление на перекачивание подвижного модуля компенсируя подталкивающую силу фрезерных рабочих органов 3. Вследствие этого происходит стабилизация поступательной скорости перемещения подвижного модуля.

Однако в данной конструкции имеется также недостаток, заключающийся в сложности крепежного устройства электромагнитного порошкового тормоза и его монтажа. В данном случае требуется обеспечение высокой точности установки и совмещения его вала с валом опорных колес подвижного модуля из-за наличия жесткой втулочной муфты.

Следующее устройство подвижного модуля экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин, позволяет решить вышеуказанные проблемы за счет использования в приводе электромагнитного порошкового тормоза цепной передачи (Рационализаторское предложение ФГБОУ ВО «МГУ им. И. И. Огарёва» №1172 «Подвижный модуль экспериментального стенда с динамическим стабилизатором устойчивости движения для исследования почвообрабатывающих активных рабочих органов»).

На рисунке 3.4 изображена схема конструкции подвижного модуля, представляющего собой раму 1 с передними 2, 3 и задними 4, 5 опорными колесами, на которой смонтирован привод 6 испытуемых почвообрабатывающих активных рабочих органов 7 и 8. Также на раме 1 смонтирован электромагнитный порошковый тормоз 9, который при помощи цепной передачи 10 кинематически связан с осью 11 задних опорных колес 4 и 5.

Необходимо отметить, что в последних двух случаях стабилизатор движения подвижного модуля электромагнитный порошковый тормоз позволяют обеспечить его дистанционное управление и регулирование тормозного момента. Но, не решает недостатки использования тросового привода подвижного модуля.

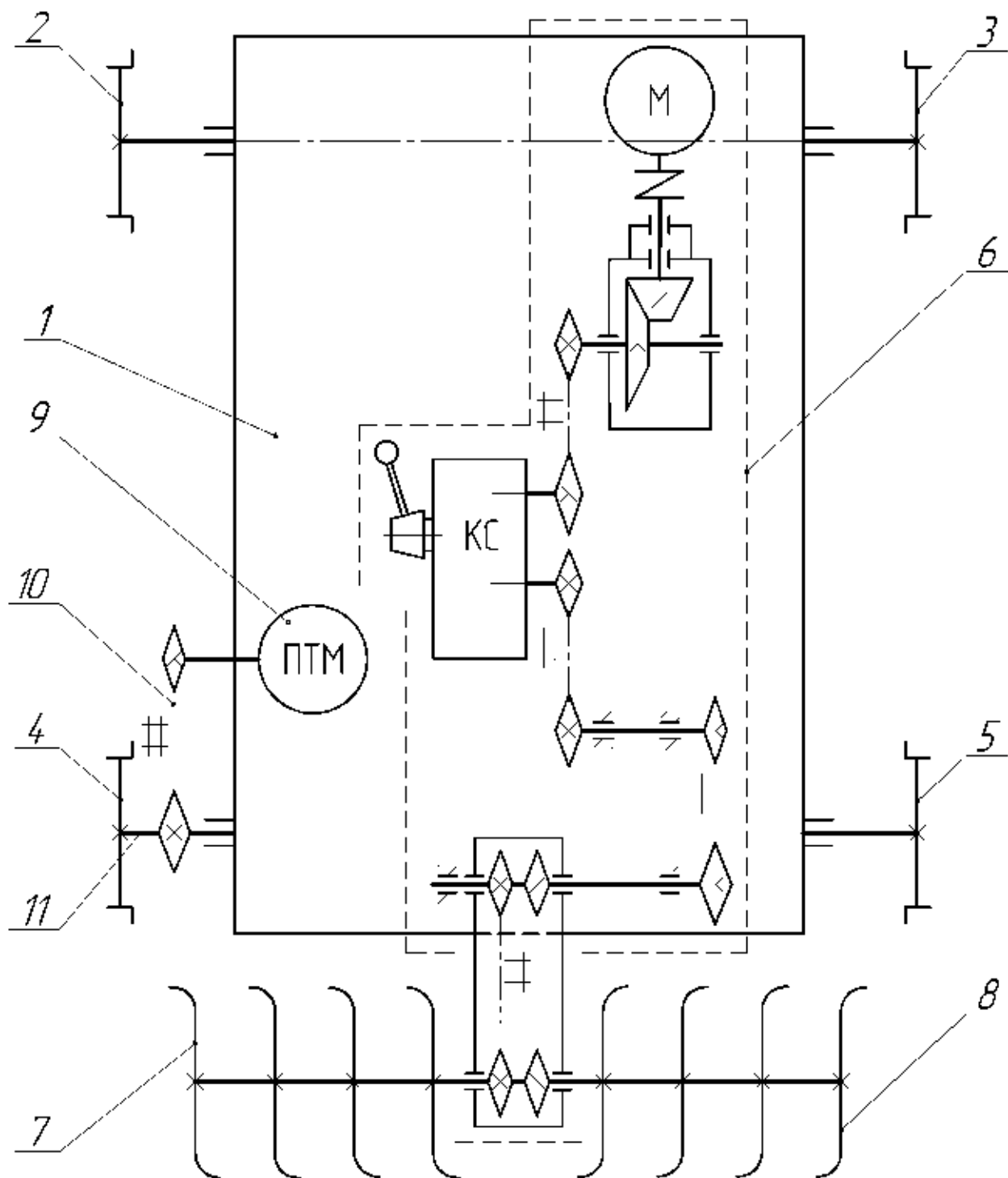


Рисунок 3.4 – Общее устройство подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения

1 – рама; 2, 3 – передние опорные колеса; 4, 5 – задние опорные колеса; 6 – привод испытуемых почвообрабатывающих активных рабочих органов; 7, 8 – почвообрабатывающие активные рабочие органы; 9 – электромагнитный порошковый тормоз; 10 – цепная передача.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

51

Другое предлагаемое устройство механизма передвижения позволяет обеспечивать поступательное движение подвижного модуля экспериментального стенда в прямом и обратном направлении без использования тросового привода (Рационализаторское предложение ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» №1178 «Механизм передвижения подвижного модуля экспериментального стенда для исследования рабочих органов сельскохозяйственных машин».

На рисунке 3.5 изображен механизм передвижения подвижного модуля экспериментального стенда представляющий собой подвижный модуль 1, передвигающийся по рельсам 2 при помощи колес 3. На подвижном модуле 1 закреплена станина 4 с установленным на нем электрическим двигателем 5 и коробкой скоростей 6 соединенных между собой муфтой 7. На выходном валу коробки скоростей установлена приводная звездочка 8, а с боку на раме подвижного модуля 1 установлены направляющие звездочки 9. Вдоль рельса 2 натянута цепь 10 закрепленная жестко по краям почвенного канала 11 и проходящая через приводную и направляющие звездочки.

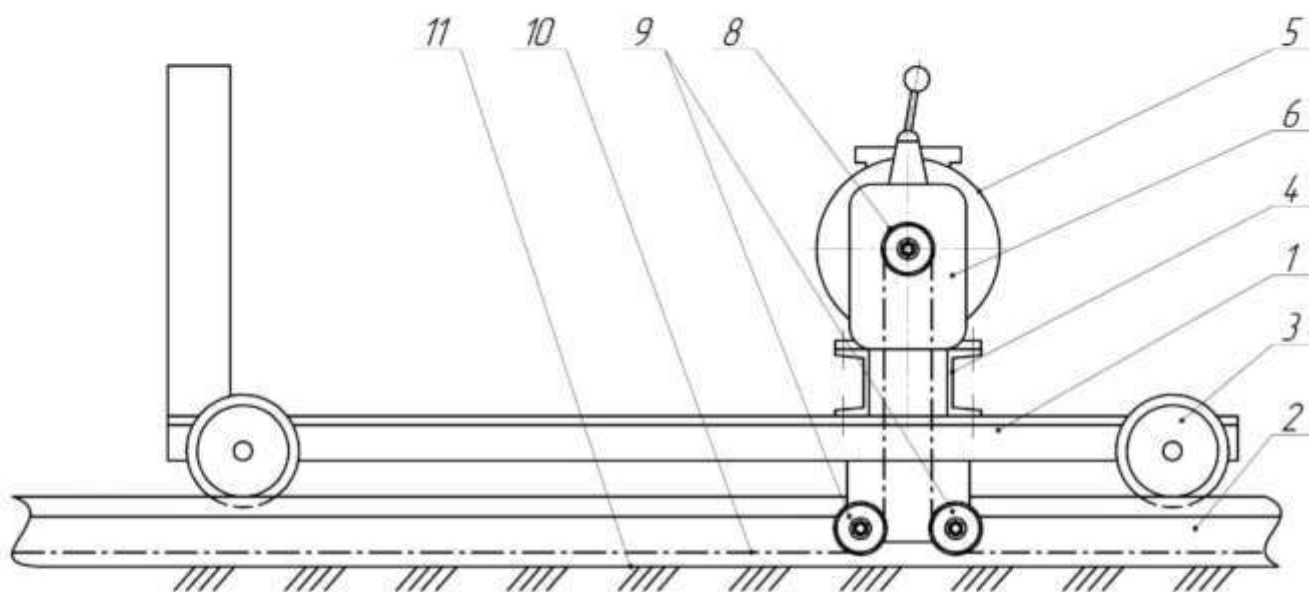


Рисунок 3.5 – Общее устройство подвижного модуля с приводом от цепной передачи

1 – рама; 2 – рельсы; 3 – колеса; 4 – станина; 5 – электрический двигатель; 6 – коробка скоростей; 7 – муфта; 8 – приводная звездочка; 9 – направляющие звездочки; 10 – цепь; 11 – почвенный канал.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

52

Предлагаемый механизм передвижения экспериментального модуля имеет простую и компактную конструкцию, позволяет расширить его функциональные возможности за счет установки точных скоростных режимов, что позволит в полной мере реализовать современные методики планирования эксперимента и как следствие получать более полные и объективные данные при проведении лабораторных испытаний. Но также не решает проблемы самопроизвольного перекатывания подвижного модуля.

Результаты патентного поиска и анализа устройств для стабилизации движения подвижного модуля экспериментального стенда для исследования АРО почвообрабатывающих машин сведем в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 Устройства для стабилизации движения подвижного модуля экспериментального стенда и их краткая характеристика

№ п/п	Наименование устройства (номер патента или рационализаторского предложения, пр.)	Краткая характеристика
1	Подвижный модуль с леплочным тормозом (Борисов В.Н., Киев; Попов Г.Ф., Москва)	<i>Достоинства:</i> – простая конструкция; – возможность регулирования тормозного момента; <i>Недостатки:</i> – износ рабочих элементов тормоза; – требует постоянного контроля регулировок и тарировки – вытягивание и провисание каната
2	Патент РФ на ПМ №114262 «Экспериментальная тележка для испытательного стенда» (ГОУВПО «МГУ им. П. П. Огарёва», Купряшкин В. Ф., Наумкин П. И., Чаткин М. Н. [и др.]	<i>Достоинства:</i> – простая конструкция; – не требует регулировок. <i>Недостатки:</i> – вытягивание и провисание каната – износ рабочих элементов тормоза; – требует постоянного ухода; – ограниченность применения при исследовании пассивных рабочих органов; – значительные затраты мощности при холостом ходе подвижного модуля.
3	Патент РФ на ПМ №109955 «Экспериментальная тележка для испытательного стенда» (ГОУВПО «МГУ им. П. П. Огарёва», Купряшкин В. Ф., Наумкин П. И., Чаткин М. Н., Купряшкин М. А.)	<i>Достоинства:</i> – возможность регулирования тормозного момента, – возможность применения при исследовании пассивных и активных рабочих органов; – удобство и возможность

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

53

№ п/п	Наименование устройства	Краткая характеристика
		дистанционного управления. <i>Недостатки:</i> – вытягивание и провисание каната – относительно высокая стоимость; – сложность и высокая степень точности монтажа деталей и узлов устройства.
4	Рационализаторское предложение ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» №1172 «Подвижный модуль экспериментального стенда с динамическим стабилизатором устойчивости движения для исследования почвообрабатывающих активных рабочих органов». (Купряшкин В. Ф., Терехин Е. Ю., Шляпников М. Г., Купряшкин В. В.)	<i>Достоинства:</i> – возможность регулирования тормозного момента, – возможность применения при исследовании пассивных и активных рабочих органов; – удобство и возможность дистанционного управления. <i>Недостатки:</i> – вытягивание и провисание каната – относительно высокая стоимость
5	Рационализаторское предложение ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» №1178 «Механизм передвижения подвижного модуля экспериментального стенда для исследования рабочих органов сельскохозяйственных машин». (Купряшкин В. Ф., Князьков А.С., Князькова И.А., Шляпников М.Г., Гусев А.Ю.)	<i>Достоинства:</i> –простая и компактная конструкция – возможность точной установки скорости; – возможность применения при исследовании пассивных и активных рабочих органов; – удобство и дистанционное управление. <i>Недостатки:</i> самопроизвольное перекатывание.

Таким образом, учитывая конструктивные особенности перечисленных устройств и их характеристики, приходим к выводу, что для устранения ранее выявленных недостатков в конструкции привода подвижного модуля существующего экспериментального стенда может обеспечить только комплексный подход, а именно применение цепного привода механизма передвижения и электромагнитный порошковый тормоз для стабилизации хода подвижного модуля.

Использование в приводе перемещения подвижного модуля предлагаемых технических решений позволит реализовывать современные методики шаширования и проведение эксперимента и получать более полные и объективные данные при проведении лабораторных исследований.

3.2 Обоснование кинематической схемы подвижного модуля с усовершенствованным приводом его перемещения

На рисунке 3.6 изображена кинематическая схема предлагаемой конструкции подвижного модуля, представляющего собой раму 1 с передними 2 и задними 3 опорными колесами, на которой смонтирован привод электромагнитного тормоза 4, привод подвижного модуля 5 и привод испытуемых почвообрабатывающих активных рабочих органов 6. Также вдоль всего канала смонтирована цепь 8 для привода подвижного модуля 5. Для лабораторно-экспериментальных исследований устанавливаются почвообрабатывающие активные рабочие органы 7.

Подвижный модуль (рис 3.7) экспериментального стенда представляет собой раму 1, на котором установлены металлические опорные колеса 2 перемещающиеся по рельсам 3. На раме 1 смонтирован привод тележки, состоящий из станины 4 с установленным на нем электрическим двигателем 5 и коробкой передач 6, соединенных между собой муфтой 7. На выходном валу коробки передач 6 установлена приводная звездочка 8, а с боку на раме 1 подвижного модуля установлены направляющие звездочки 9. Вдоль рельса 3 натянута цепь 10 закрепленная жестко по краям почвенного канала и проходящая через приводную звездочку 8 и направляющие звездочки 9.

Также на раме 1 подвижного модуля смонтирован привод активных рабочих органов представляющий собой закрепленные на станине 11 электрический двигатель 12 и коробка передач 13. Между ними установлен датчик крутящего момента 14 соединенный между собой муфтами 15. На раме 1 с возможностью вертикального перемещения закреплена балка 16 на которой крепится цепной редуктор 17 через измерительный модуль 18. На цепном редукторе 17 устанавливаются фрезерные рабочие органы 19 и закрываются защитным кожухом 20. Цепной редуктор 17 приводится в движение приводной звездочкой 21 привода фрезерных рабочих органов при помощи цепной передачи и шруса.

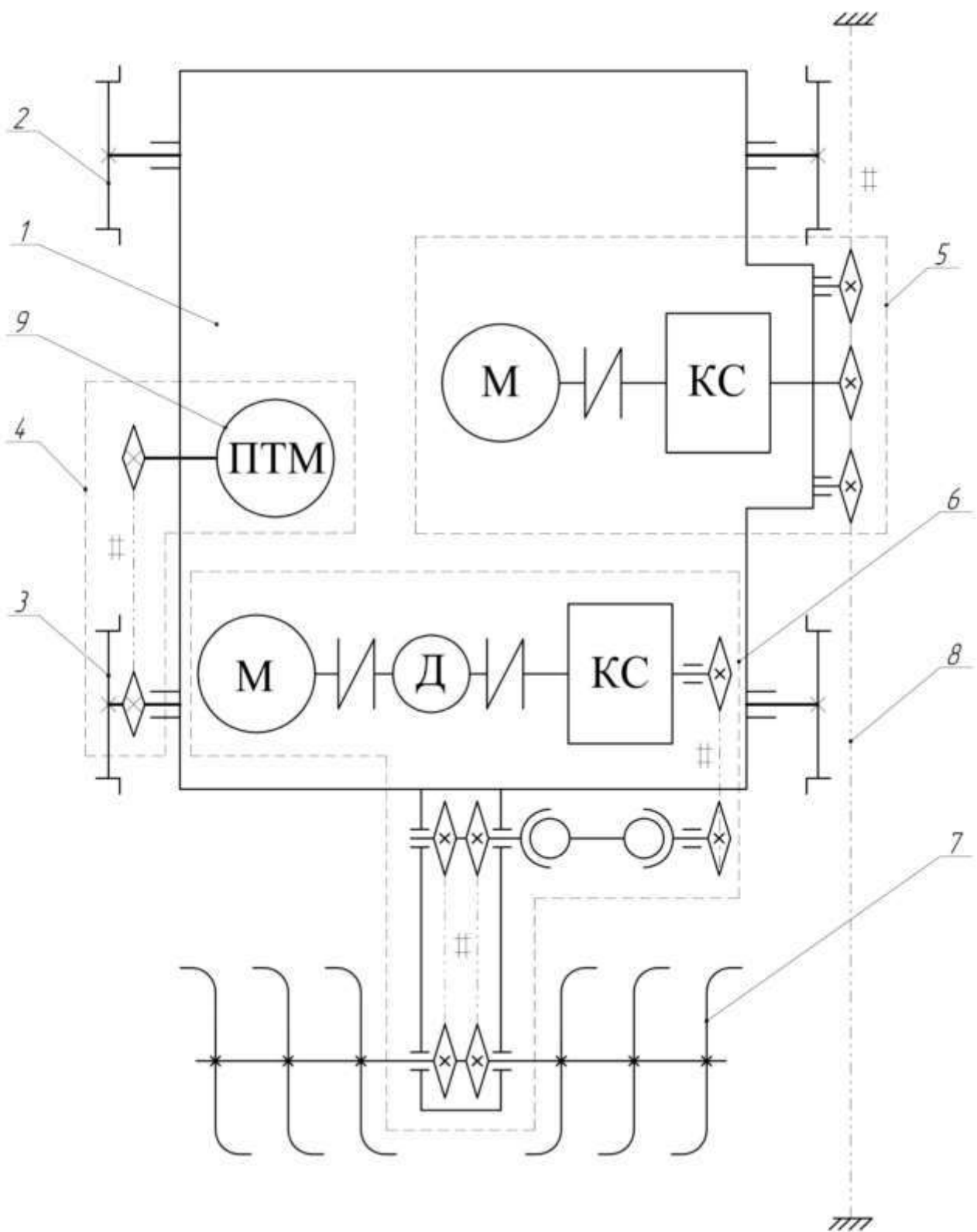


Рисунок 3.6 – Кинематическая схема подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения и приводом от цепной передачи

- 1 – рама; 2 – передние опорные колеса; 3 – задние опорные колеса;
 4 – привод электромагнитного тормоза; 5 – привод подвижного модуля;
 6 – привод испытуемых почвообрабатывающих активных рабочих органов;
 7 – почвообрабатывающие активные рабочие органы; 8 – цепь;
 9 – электромагнитный порошковый тормоз.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

56

Экспериментальный стенд (рис. 3.8) представляет собой почвенный канал 1 выложенный из кирпича и заполненный почвой, в верхней части канала закреплен рельсовый путь 2 по которому перемещается подвижный модуль 3. На подвижный модуль устанавливаются исследуемые фрезерные рабочие органы 8. Управление электродвигателями подвижного модуля 3 обеспечивается от преобразователей частоты 5 питающим электрическим кабелем 7 подвешенном при помощи роликов на стальном тросе 4 вдоль почвенного канала 1. Сигнал от датчиков поступит на измерительную станцию 6 и дальше обрабатывается.

Питание электроустановок почвенного канала осуществляется для двигателя привода подвижного модуля и привода рабочих органов от трехфазной сети переменного тока напряжением 380 В.

Выбор частоты вращения фрезерных рабочих органов первоначально обеспечивается коробкой скоростей, путем выбора одной из четырех передач, после чего, частотным преобразователем бесступенчато регулируется частота вращения двигателя и, следовательно, задается необходимая частота вращения фрезерных рабочих органов. Применяемый комбинированный способ регулирования обеспечивает выбор любого значения частоты вращения фрезерных рабочих органов в диапазоне от 0 до 1000 мин⁻¹, что также отвечает условия проведения экспериментальных исследований.

Выбор поступательной скорости подвижного модуля, а соответственно и фрезерных рабочих органов обеспечивается коробкой скоростей, путем выбора одной из четырех передач, после чего, частотным преобразователем задается частота вращения двигателя. Данный способ регулирования обеспечивает выбор любого значения поступательной скорости фрезерных рабочих органов в диапазоне от 0 до 12 км/ч, что также отвечает условия проведения экспериментальных исследований.

Для остановки подвижного модуля в крайних положениях почвенного канала предусмотрена установка конечных выключателей, которые отключают питание двигателя привода подвижного модуля и привода фрезерного рабочего органа.

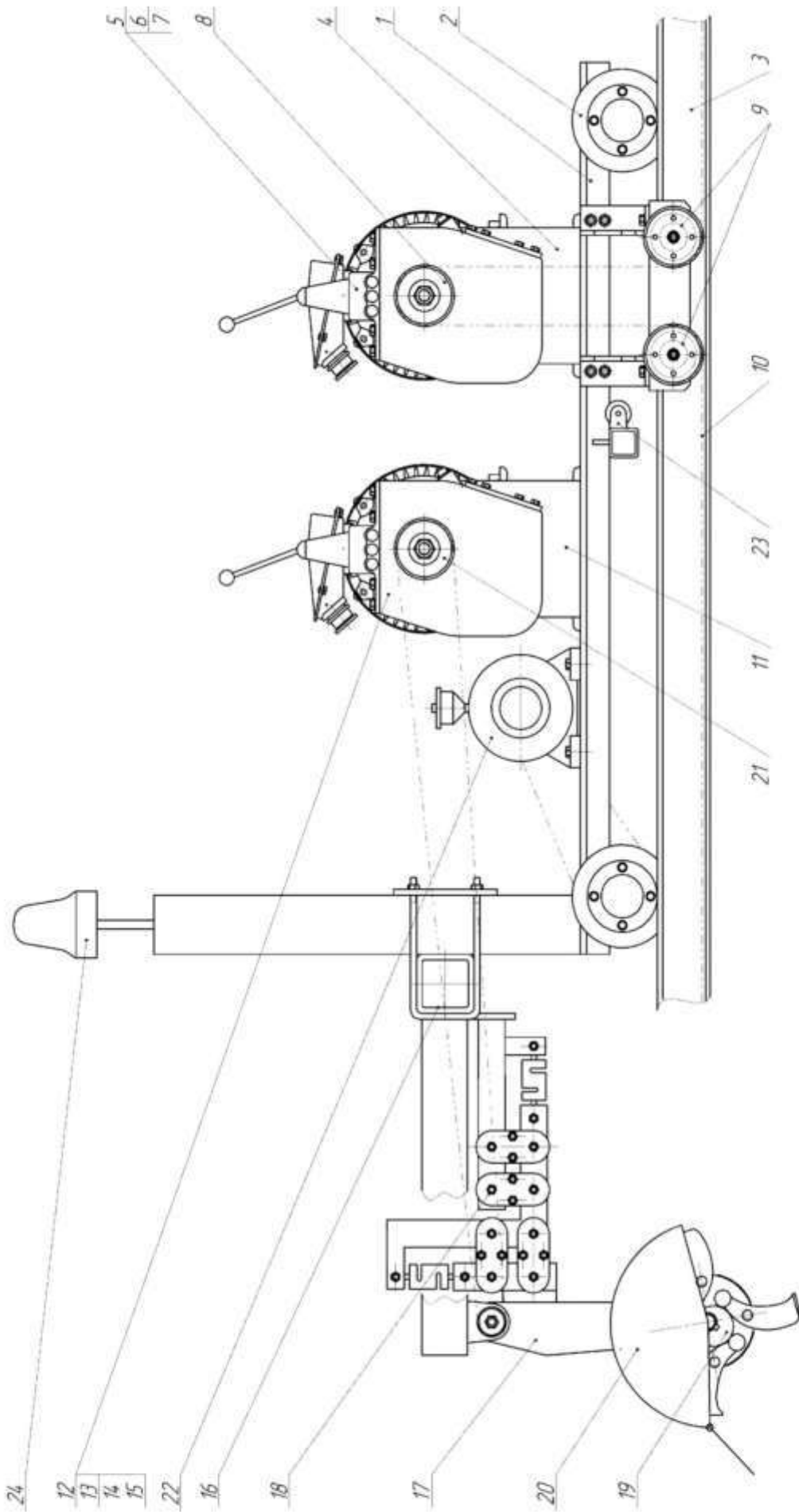


Рисунок 3.7 – Общее устройство подвижного модуля:

1 – рама; 2 – опорные колеса; 3 – рельса; 4 – станина; 5 – электрический двигатель; 6 – коробка передач; 7 – муфта; 8 – приводная звездочка; 9 – направляющие звездочки; 10 – цепь; 11 – станина; 12 – электрический двигатель; 13 – коробка передач; 14 – датчик крутящего момента; 15 – муфта; 16 – подвижная балка; 17 – цепной редуктор; 18 – измерительный модуль; 19 – фрезерные рабочие органы; 20 – защитный кожух; 21 – приводная звездочка; 22 – электромагнитный тормоз; 23 – кронштейн; 24 – проблесковый маяк.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

58

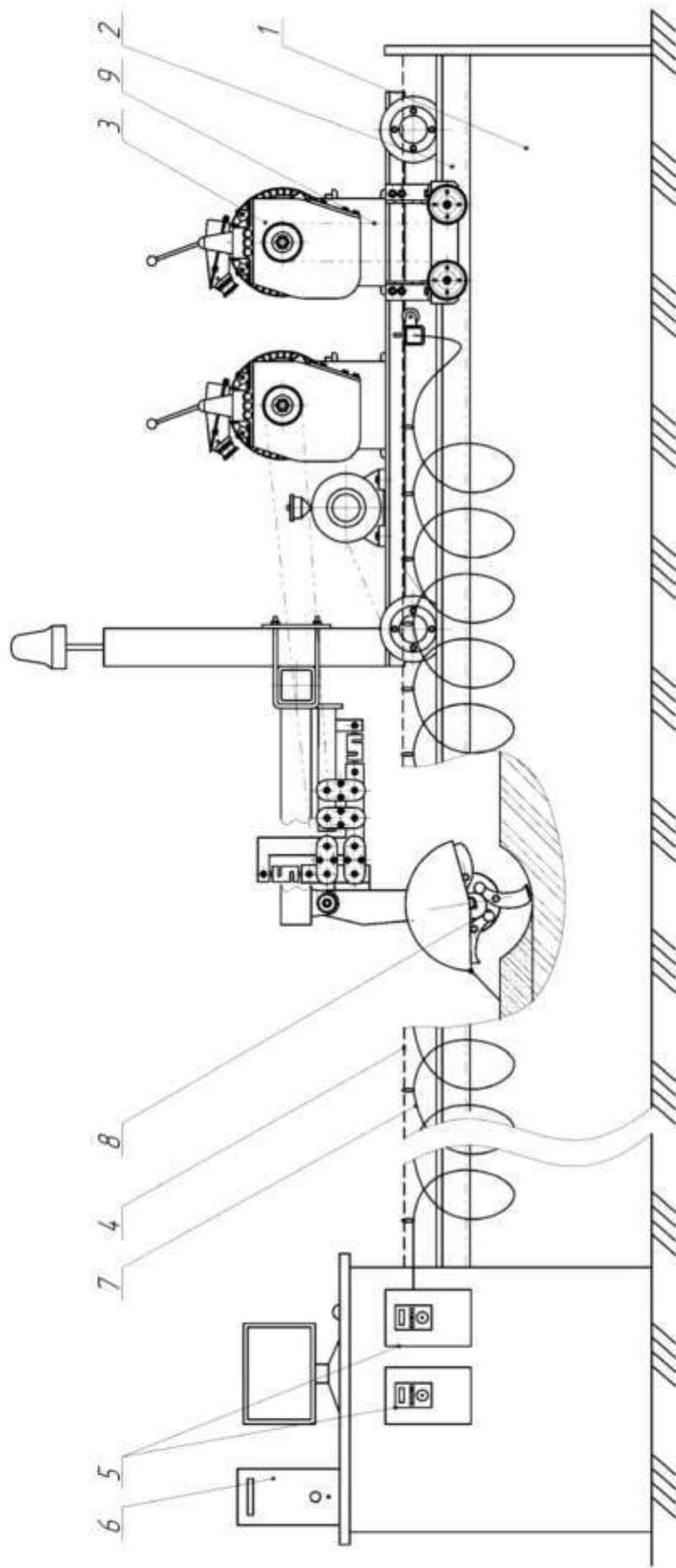


Рисунок 3.8 – Общее устройство экспериментального стенда: 1 – почвенный канал; 2 – рельсовый канал; 3 – подвижный модуль; 4 – стальной трос; 5 – преобразователи частоты; 6 – измерительная станция; 7 – электрический кабель; 8 – испытуемые фрезерные рабочие органы.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

59

Техническая характеристика экспериментального стенда представлена в таблице 3.2.

Таблица 3.2 Основные технические характеристики экспериментального стенда

Наименование характеристики	Привода подвижного модуля	Привода фрезерных рабочих органов
	Электрический	
Привод		
Тип двигателя	4A160S6 У3	4A132M6 У3
Мощность двигателя, кВт	11	7,5
Частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹	1000	1000
Частотный преобразователь	ADV 11,0 M420-M	ADV 7,5 M420-M
Способ регулирования кинематическим параметром	Комбинированный (коробкой скоростей + частотный преобразователь)	Комбинированный (коробкой скоростей + частотный преобразователь)
Передаточное отношение коробки скоростей	3,5; 2,26; 1,45; 1,0; 3,54 <i>R</i>	3,5; 2,26; 1,45; 1,0; 3,54 <i>R</i>
Поступательная скорость тележки, км/ч	0, ... 12	–
Частота вращения вала фрезбарабана, мин ⁻¹	–	0, ... 1000
Масса, кг	260	
Ширина почвенного канала/рабочая ширина, мм	1450/1250	
Длина почвенного канала/рабочая длина, мм	15000/13000	
Колея, мм	1450	
Габаритные размеры подвижного модуля, мм:		
– длина	2380	
– ширина	2100	
– высота	1200	

3.2.1 Обоснование места расположения электромагнитного тормоза

Учитывая особенности конструкции экспериментальной тележки, электромагнитный тормоз можно выполнить с приводом в виде цепной передачи от осей опорных передних или задних колес.

Выбор места расположения электромагнитного тормоза будем осуществлять на основании условий составленных с учетом сил, действующих на подвижный модуль (рисунок 2.1):

при расположении тормоза с приводом на передней оси:

$$F'_x \leq F'_{смВ} + F'_{fA}; \quad (3.1)$$

– при расположении тормоза с приводом на задней оси:

$$F'_x < F'_{смA} + F'_{fB}, \quad (3.2)$$

где F'_x – подталкивающее усилие фрезерных рабочих органов, Н; значения силы F'_x для рассматриваемых условий проведения эксперимента представлены в таблице 2.1;

$F'_{смВ}$ и $F'_{смA}$ – силы сопротивлений перекачиванию задних и передних колес подвижного модуля соответственно, Н; значения сил $F'_{смВ}$ и $F'_{смA}$ определены в п. 2.2 и представлены в таблице 2.1;

F'_{fA} и F'_{fB} – силы трения скольжения на стыке колеса и рельса, соответственно передних и задних колес, Н.

Значения сил F'_{fA} и F'_{fB} определим по формулам:

$$F'_{fA} = f_c R_{m1}; \quad (3.3)$$

$$F'_{fB} = f_c R_{m2}, \quad (3.4)$$

где f_c – коэффициент трения скольжения; для трения не смазанных чугушного колеса и стального рельса [1] – $f_c = 0,15$;

R_{m1} и R_{m2} – силы давления на передних и задних колесах подвижного модуля соответственно, Н; значения сил R_{m1} и R_{m2} определяются по формулам (2.9) и (2.7).

С учетом зависимостей (2.9) и (2.7) выражения (3.3) и (3.4) примут вид:

$$F'_{\text{гн}} = f_c \cdot \left[\frac{F'_{\text{гн}} \cdot l_1 + F'_{\text{гн}} \cdot l_3 + M_{\text{гн}} \cdot 10^3}{l_2} \right]; \quad (3.5)$$

$$F_{\text{тр}} = f_c \cdot \left[\frac{F'_{\text{гн}}(l_2 - l_1) - F'_{\text{гн}}(l_2 + l_3) - M_{\text{гн}} \cdot 10^3}{l_2} \right]. \quad (3.6)$$

После подстановки в (3.5) и (3.6) выражений (1.47) и (1.48) и ряда необходимых преобразований окончательно получим:

$$F_{\text{гн}} = f_c \cdot \left[\frac{F'_{\text{гн}} \cdot l + (23,2 + 42,2\rho - 66S + 49,21\rho S + 42,5\rho^2) \cdot l_3}{l_2} + \frac{(4,5 - 7\rho - 3S) \cdot l_2}{l_1} \right]; \quad (3.7)$$

$$F_{\text{тр}} = f_c \cdot \left[\frac{F'_{\text{гн}}(l_2 - l) - (23,2 + 42,2\rho - 66S + 49,2\rho S + 42,5\rho^2)(l_2 + l_3)}{l_2} - \frac{(4,5 - 7\rho - 3S) \cdot l_2}{l_1} \right]. \quad (3.8)$$

Для анализа динамики сил трения $F_{\text{гн}}$ и $F_{\text{тр}}$ соответственно подставим в зависимости (3.7) и (3.8) принятые и известные значения параметров, а также минимальное и максимальное значения подачи на пож S ($S_{\text{мин}} = 0,03$ м; $S_{\text{мах}} = 0,11$ м) и значения твердости почвы ρ в диапазоне от 0,25 МПа до 1,65 МПа. Результаты расчетов сведем в таблицу 3.3.

Из анализа таблицы 3.3 следует, что размещение электромагнитного тормоза с приводом на оси передних колес не позволяет обеспечить выполнение требуемого условия на всех режимах работы подвижного модуля, при этом их размещение на задней оси, позволяет добиться выполнения условия, а, следовательно, и обеспечить стабильность движения модуля по рельсовому пути стенда.

Таким образом, проведенные расчеты указывают, что приемлемым местом установки электромагнитного порошкового тормоза и привода в цепной передачи при условии обеспечения стабилизации хода модуля, является его задняя ось. Кинематическая схема подвижного модуля с размещенным с цепным приводом от вала задних колес электромагнитным порошковым тормозом представлена на рисунке 3.4.

Таблица 3.3 Значения сил, действующих на передние $F_{\text{в}}$ и задние $F_{\text{з}}$ колеса подвижного модуля при различных вариантах установки электромагнитного тормоза

Значения сил, Н	Подача на пож S , М	Твердость почвы P , МПа				
		0,25	0,60	0,95	1,30	1,65
$F_{\text{в}}$	0,03	21,4	45,1	68,9	92,7	116,4
	0,11	71,1	164,7	258,4	352,0	445,6
R_{T1}	0,03	1047,5	1027,2	999,5	964,6	922,7
	0,11	1050,4	1029,1	1000,5	964,6	921,4
R_{T2}	0,03	2651,0	2604,3	2539,9	2457,7	2357,9
	0,11	2658,4	2609,3	2542,5	2458,1	2355,9
$F_{\text{ств}}$	0,03	87,7	86,0	83,9	81,2	77,8
	0,11	87,8	86,3	83,9	81,2	77,8
$F_{\text{га}}$	0,03	149,5	146,4	142,3	137,0	130,7
	0,11	149,9	146,7	142,4	137,0	130,6
$F_{\text{ств}} - F_{\text{га}}$	0,03	237,0	232,4	226,2	218,2	208,5
	0,11	237,7	233,1	226,4	218,2	208,3
Выполнение условия (4.1) $F_{\text{жк}} \leq F_{\text{ств}} - F_{\text{га}}$	0,03	–	–	–	–	–
	0,11	–	–			
$F_{\text{ста}}$	0,03	34,4	35,1	35,9	37,1	38,4
	0,11	34,3	35,0	35,9	37,1	38,4
$F_{\text{вб}}$	0,03	477,8	470,7	460,8	448,3	433,0
	0,11	478,9	471,5	461,2	448,3	432,7
$F_{\text{ста}} - F_{\text{вб}}$	0,03	512,3	505,8	496,8	485,3	471,4
	0,11	513,3	506,5	497,2	485,4	471,2
Выполнение условия (4.2) $F_{\text{жк}} \leq F_{\text{ста}} - F_{\text{вб}}$	0,03	–	–	–	–	–
	0,11					

3.2.2 Кинематический расчет привода и выбор электромагнитного порошкового тормоза

а) Кинематический расчет привода подвижного модуля

Рассчитать поступательную скорость $v_{\text{пм}}$ подвижного модуля можно по формуле:

$$v_{\text{пм}} = n_{\text{эд}} \times i_{\text{кпп}} \frac{\pi \times D_3}{60000}, \quad (3.9)$$

где $n_{\text{эд}}$ – частота вращения электродвигателя, мин^{-1} ;

$i_{\text{кпп}}$ – передаточное отношение коробки переменных передач;

D_3 – делительный диаметр ведущей звездочки.

С учетом конструктивных параметров частота вращения электродвигателя $n_{\text{эд}}$ 1000 мин^{-1} , передаточное отношение коробки переменных передач $i_{\text{кпп}}$ $1/3, 5, 1/2, 26, 1/1,45, 1,0$ (табл. 3.4), делительный диаметр ведущей звездочки D_3 равен $91,62 \text{ мм}$.

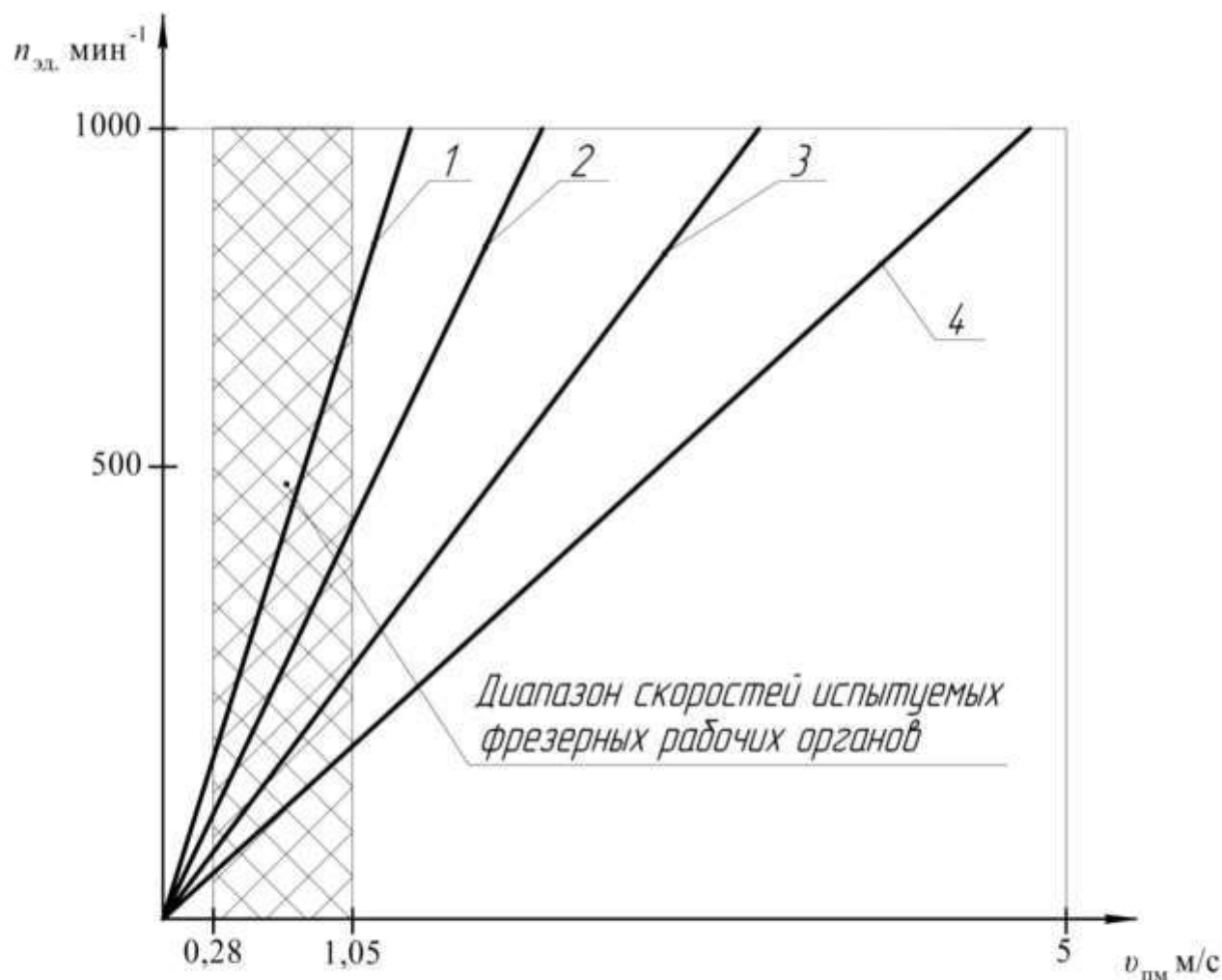
Подставив значения в формулу 3.3 получим:

$$v_{\text{пм}} = 1000 \times \left(\frac{1}{3,5} \dots 1\right) \frac{3,14 \times 91,62}{60000} = 1,37 \dots 4,8$$

Так как частота вращения электродвигателя регулируется преобразователем частоты ADV 15,0 M420-M который бесступенчато регулирует обороты от $0-1000 \text{ мин}^{-1}$ поступательную скорость подвижного модуля можно задать в диапазоне скоростей:

$$v_{\text{пм}} = (0 \dots 1000) \times \left(\frac{1}{3,5} \dots 1\right) \times 0,0048 = 0 \dots 4,8 \text{ м/с.}$$

Учитывая диапазон рабочих подач на позж S от $0,03 \text{ м}$ до $0,11 \text{ м}$, что согласно [5, 10, 11] с учетом конструктивных параметров и режимов функционирования испытуемых фрезерных рабочих органов ($D_{\text{ф}}$ $0,42 \text{ м}$ и $n_{\text{ф}}$ 286 мин^{-1} диаметр и частота вращения фрезбарабана) с учетом (1.29) значения необходимых скоростей движения подвижного модуля $v_{\text{п}}$ будут находиться в интервале от $0,28$ до $1,05 \text{ м/с}$ или от $1,0$ до $3,8 \text{ км/ч}$ [10, 14], что будет обеспечиваться новой конструкцией.



1 – $i_{\text{кпп}} 1/3,5$; 2 – $i_{\text{кпп}} 1/2,26$; 3 – $i_{\text{кпп}} 1/1,45$; 4 – $i_{\text{кпп}} 1,0$.

Рисунок 3.9 – Диаграммы зависимости поступательной скорости от оборотов электродвигателя и передач КПП.

Из диаграммы зависимости поступательной скорости от оборотов электродвигателя и передач КПП (рисунок 3.9) следует, что проводить лабораторные исследования позволяют все 4 передачи КПП. Так как рекомендуется поддерживать обороты ближе к номинальным мы будем использовать первую передачу, тем самым использовав мощность двигателя по максимуму. Как видно из диаграммы подвижный модуль может развивать скорость до 4,8 м/с или 17 км/ч, тем самым в него заложен большой потенциал для исследования других активных и

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

65

пассивных рабочих органов сельскохозяйственной техники

б) Кинематический расчет привода электромагнитного тормоза.

Определим передаточные отношения $i_{шп}$ и число $n_{шп}$ цепной передачи привода электромагнитного поропткового тормоза:

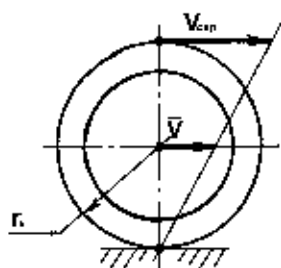
$$i_{шп} = n_{ок} / n_T, \quad (3.10)$$

$$u_{шп} = n_T / n_{ок}, \quad (3.11)$$

где $n_{ок}$ – частота вращения опорных колес подвижного модуля, мин^{-1} ;

n_T – рабочая частота вращения вала электромагнитного поропткового тормоза, мин^{-1} .

При определении частоты вращения $n_{ок}$ воспользуемся рисунком 3.10,



откуда следует, что частоту вращения опорных колес подвижного модуля можно определить по формуле:

$$n_{ок} = \frac{60000 v_{шп}}{\pi D_{ок}}, \quad (3.12)$$

Рисунок 3.10 – Расчетная схема движения опорных колес

где v – скорость движения подвижного модуля, м/с ;

Учитывая, что $D_{ок} = 200$ мм, то согласно (3.3) получим:

$$n_{ок} = \frac{60000(0,28...1,05)}{3,14 \cdot 200} = 26,8...100,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Для определения n_T воспользуемся характеристиками электромагнитных порошковых тормозов типа ПГ, для которых согласно каталога [27] рабочим диапазоном частот вращения равен $n_T = 25...4000 \text{ мин}^{-1}$.

Тогда подставляя значения $n_{ок} = 26,8...100,3 \text{ мин}^{-1}$ и $n_T = 25...4000 \text{ мин}^{-1}$ в

(3.1) и (3.2) получим:

$$i_{\text{тп}} = (26,8 \dots 100,3) / (25 \dots 4000) = 4,01 \dots 0,007,$$

$$u_{\text{тп}} = (25 \dots 4000) / (26,8 \dots 100,3) = 1 \dots 149,3.$$

Принимаем для дальнейших расчетов: $i_{\text{тп}} = 0,37$ и $u_{\text{тп}} = 2,7$.

Тогда при $n_{\text{ок}} = 26,8 \dots 100,3 \text{ мин}^{-1}$ согласно (3.2) значение n_1 будет равно:

$$n_1 = n_{\text{ок}} / i_{\text{тп}} = (26,8 \dots 100,3) / 0,37 = 72,4 \dots 271,1 \text{ мин}^{-1}.$$

в) Выбор электромагнитного порошкового тормоза

Выбор тормоза, производим по условию:

$$T_{\text{тп}} \leq T_{\text{т}}, \quad (3.13)$$

где $T_{\text{тп}}$ и $T_{\text{т}}$ – расчетное и табличное значение тормозного момента, Н·м.

Значение момента $T_{\text{тп}}$ согласно рекомендациям [22] определим по формуле:

$$T_{\text{тп}} = k_{\text{т}} T_{\text{рmin}}, \quad (3.14)$$

где $k_{\text{т}}$ – коэффициент запаса тормозного момента, согласно рекомендациям [25] принимаем $k_{\text{т}} = 2,0$;

$T_{\text{рmin}}$ – расчетный минимальный тормозной момент, Н·м.

Момент $T_{\text{рmin}}$ определяем с учетом особенностей конструкции привода электромагнитного порошкового тормоза и функционирования подвижного модуля (см. рисунок 2.1 и 3.4) по следующей формуле:

$$T'_{\text{рmax}} = F'_{\text{фррасч}} \frac{D_{\kappa}}{2n_{\text{шт}}} 10^{-3}, \quad (3.15)$$

где $F'_{\text{фррасч}}$ – расчетная сила трения скольжения на тормозных колесах, Н;

Расчетное значение силы $F'_{\text{фррасч}}$ рассчитаем с учетом особенностей силового нагружения подвижного модуля и зависимости (3.11) по следующей формуле:

$$F'_{\text{фррасч}} = F'_{\text{xei}} - F'_{\text{сн.дi}}, \quad (3.16)$$

где F'_{xei} и $F'_{\text{сн.дi}}$ – значения подталкивающего усилия на фрезерных рабочих органах и сила сопротивления перекатыванию на передних колесах экспериментальной тележки соответствующие наиболее тяжелому режиму работы, Н; на основании анализа данных таблицы 3.2 наиболее тяжелый режим работы соответствует максимальной твердости почвы ($p = 1,65 \text{ МПа}$) и подачи на пож ($S = 0,11 \text{ м}$), для которого имеем: $F'_{\text{xei}} = 445,6 \text{ Н}$ и $F'_{\text{сн.дi}} = 38,4 \text{ Н}$.

Тогда после последовательной подстановки известных и рассчитываемых значений в (3.16), (3.15), (3.14) получим:

$$F'_{\text{фррасч}} = 445,6 - 38,4 = 407,2 \text{ Н};$$

$$T'_{\text{рmax}} = 407,2 \frac{200}{2 \cdot 2,7} 10^{-3} = 15,1 \text{ Нм};$$

$$T'_{\text{тп}} = 2 \cdot 15,1 = 30,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далее по каталогу [27] с учетом условия (3.13) выбираем тормоз: ПТ-6М1 с тормозным моментом $T'_{\text{т}} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

На рисунке 3.11 и в таблице 3.4 и приведены габаритные и присоединительные размеры тормоза ПТ-6М1.

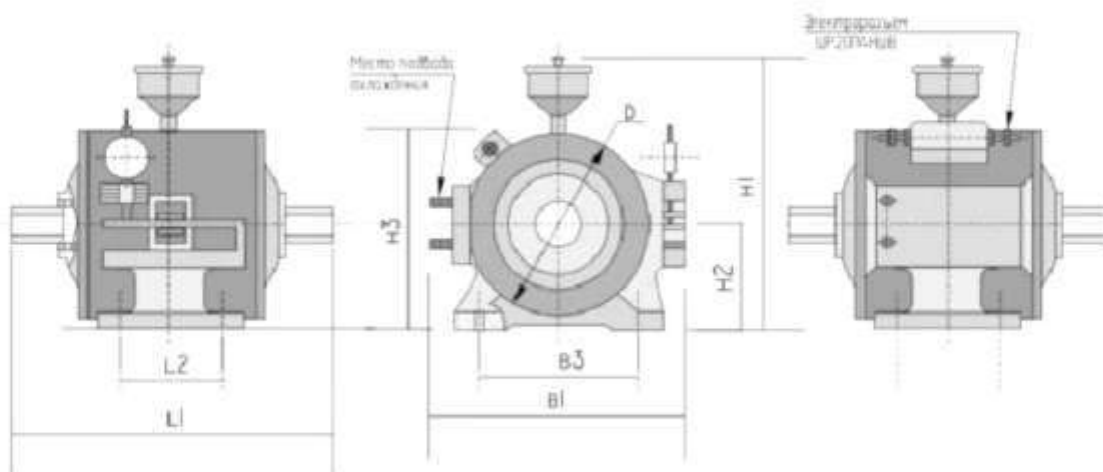


Рисунок 3.11 – Габаритные и присоединительные размеры тормоза ПТ-6М1

Таблица 3.4 – Габаритные и присоединительные размеры тормоза ПТ-6М1

l_1 , мм.	l_2 , мм.	b_1 , мм.	b_3 , мм.	h_1 , мм.	h_2 , мм.	h_3 , мм.	d_1 , мм.	масса, кг.
300	110	265	160	280	100-0,05	215	188	25

Величина тормозного момента на валу тормоза изменяется пропорционально намагничивающему току (напряжению) от нуля до номинальных значений [27].

Предельная величина момента, которую может обеспечить тормоз, зависит от концентрации смеси ферромагнитного порошка и масла.

Статическая характеристика тормозов в общем виде представляет из себя гистерезисную петлю. Гистерезис по тормозному моменту является следствием постепенного изменения концентрации магнитной смеси в рабочем зазоре под действием постоянного магнитного поля. Ширина петли гистерезиса тем больше, чем больше величина и время наложения магнитного поля на рабочий зазор.

При значениях тормозных моментов примерно до 40% от номинальных ширина петли незначительна. В случае, когда нагрузки изменяются достаточно быстро, статическую характеристику тормозов можно считать безгистерезисной.

3.3 Обоснование конструктивных параметров подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

69

3.3.1 Общая характеристика конструкции

Для передачи тормозного момента от электромагнитного порошкового тормоза к оси задних колес подвижного модуля примем цепную передачу (см. рисунок 3.4). В виду реализации через ось тормозного момента, она будет являться валом (тормозным валом).

На основании особенностей существующей конструкции деталей подвижного модуля и предлагаемых усовершенствований составим эскиз и расчетную схему вала (рисунок 3.12).

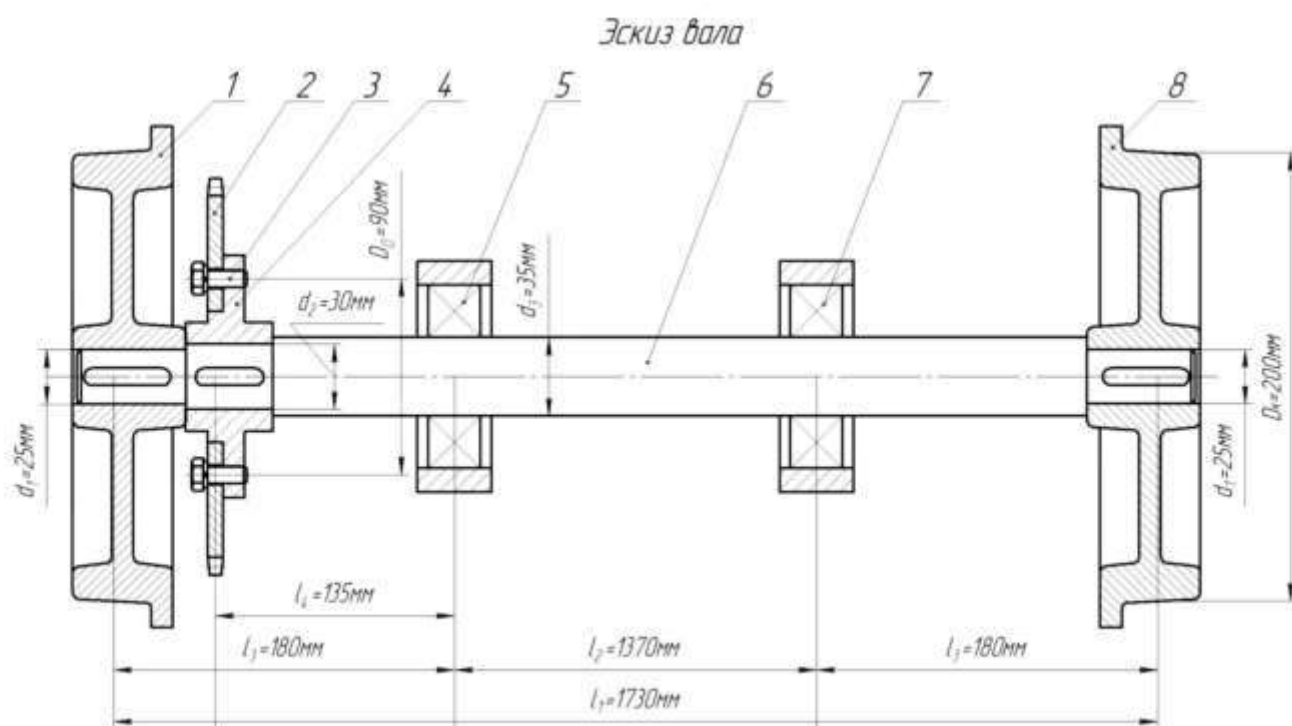


Рисунок 3.12 – Эскиз тормозного вала

1, 8 – опорное колесо; 2 – ведущая звездочка; 3 – винт;
4 – ступица ведущей звездочки; 5, 7 – подшипниковая опора; 6 – вал

На консоли вала располагаются опорные колеса, а между ними установлена ведущая звездочка цепной передачи привода электромагнитного порошкового тормоза и две шарнирные (подшипниковые) опоры, при помощи которых вал соединяется с рамой подвижного модуля.

Для соединения ведущей звездочки и опорных колес с валом применим шпоночные соединения (рисунок 3.12). При этом ведущую звездочку из-за габаритов

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

70

выполним составной из веша и ступицы, соединенных друг с другом винтами.

Соединения ведомой звездочки с валом электромагнитного поропткового тормоза предусматривает использование шлицевого соединения, определяемого размерами шлицев тормоза ПТ-6М1 – 6×23×28×6 [27].

Другие элементы конструкции (подшипники качения, опоры) оставим прежними. Предлагаемые нововведения необходимо обосновать путем проведения проектировочных расчетов, а детали и узлы, применяемые в тормозном узле и позаимствованные от прежней конструкции тележки подвергнуть проверочным расчетам с целью анализа их прочности.

3.3.2 Расчет цепной передачи

а) Проектный расчет цепной передачи привода подвижного модуля

Расчет цепной передачи произведем с учетом использования на лабораторном стенде плуга, который более нагружает привод подвижного модуля в отличие от фрезерных рабочих органов, которые оказывают подталкивающее действие. Из результатов экспериментальных исследований диссертации Улапова А.С. [23] силовых характеристик взаимодействия корпуса лемешно-отвального плуга с почвой известно, что максимальное сопротивление R_z составляет 1090 Н. С учетом силы сопротивления перекатыванию подвижного модуля (таблица 2.2) F_{cm} равнос 122,1 Н. общее сопротивление составит F_c 1212,1 Н.

Тогда крутящий момент на приводном валу $T_{пр}$ составит:

$$T_{пр} = F_c \times \frac{D_3}{2} \quad (3.17)$$

$$T_{пр} = 1212,1 \times \frac{91,62}{2} = 55,5 \text{ Н м}$$

Определяем шаг цепи:

$$p = 2,8 \sqrt[3]{\frac{K_3 T_{пр} 10^3}{v z_2 [p_n]}} \quad (3.18)$$

где K_s – коэффициент эксплуатации;

v – количество рядов цепи; принимаем предварительно $v = 1$;

z_1 – количество зубьев ведомой (меньшей) звездочки; согласно рекомендациям [25] при принимаем $z_1 = 15$;

$[p_H]$ – допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей, Н/мм²; из таблицы 5.8 [25] при $n_T = 72,4 \dots 271,1$ мин⁻¹ – $[p_H] = 35$ Н/мм².

Коэффициент эксплуатации определяем по формуле:

$$K_s = K_d K_c K_v K_{\text{рег}} K_p, \quad (3.19)$$

где K_d – коэффициент динамичности нагрузки; из таблицы 5.7 [25] при переменной и толчкообразной нагрузке – $K_d = 1,2$;

K_c – коэффициент учитывающий способ смазывания; из таблицы 5.7 [25] при периодическом способе смазывания – $K_c = 1,2$;

K_v – коэффициент учитывающий наклон линии центров звездочек к горизонту; из таблицы 5.7 [25] при наклоне линии центров звездочек к горизонту $\theta = 0 \dots 60^\circ$ – $K_v = 1,0$;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент регулировки межосевого расстояния; из таблицы 5.7 [25] при нерегулируемой передаче – $K_{\text{рег}} = 1,2$;

K_p – коэффициент режима работы; из таблицы 5.7 [25] при односменном режиме работы – $K_p = 1,2$.

После подстановки полученных значений в (3.19) и (3.18) получим:

$$K_s = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,05.$$
$$p = 2,83 \sqrt{\frac{2,05 \cdot 55,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 15 \cdot 35}} = 16,8 \text{ мм.}$$

Полученное значение шага p округляем до ближайшего стандартного по таблице К32 [100] и принимаем $p = 19,05$ мм, что соответствует цепи ПР-19,05-37,8 по ГОСТ 135968-75.

б) Проектный расчет цепи передачи привода тормоза

Определяем шаг цепи:

$$p = 2,8 \sqrt[3]{\frac{K_0 T_p \cdot 10^3}{i z_2 [p_H]}} \quad (3.20)$$

где K_0 – коэффициент эксплуатации;

v – количество рядов цепи; принимаем предварительно $v = 1$;

z_2 – количество зубьев ведомой (меньшей) звездочки; согласно рекомендациям [25] при $v = 1$ принимаем $z_2 = 16$;

$[p_H]$ – допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей, Н/мм²; из таблицы 5.8 [25] при $n_1 = 72,4 \dots 271,1$ мин⁻¹ $[p_H] = 35$ Н/мм².

Коэффициент эксплуатации определяем по формуле:

$$K_0 = K_d K_c K_\theta K_{\text{рег}} K_p \quad (3.21)$$

где K_d – коэффициент динамичности нагрузки; из таблицы 5.7 [25] при переменной и толчкообразной нагрузке – $K_d = 1,2$;

K_c – коэффициент учитывающий способ смазывания; из таблицы 5.7 [25] при периодическом способе смазывания $K_c = 1,2$;

K_θ – коэффициент учитывающий наклон линии центров звездочек к горизонту; из таблицы 5.7 [25] при наклоне линии центров звездочек к горизонту $\theta = 0 \dots 60^\circ$ – $K_\theta = 1,0$;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент регулировки межосевого расстояния; из таблицы 5.7 [25] при нерегулируемой передаче $K_{\text{рег}} = 1,2$;

K_p – коэффициент режима работы; из таблицы 5.7 [25] при одноосменном режиме работы $K_p = 1,0$.

После подстановки полученных значений в (3.20) и (3.21) получим:

$$K_0 = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 1,73.$$

$$p = 2,8 \sqrt[3]{\frac{1,73 \cdot 30,2 \cdot 10^3}{1 \cdot 16 \cdot 35}} = 12,6 \text{ мм.}$$

Полученное значение шага p округляем до ближайшего стандартного по таблице К32 [100] и принимаем $p = 12,7$ мм, что соответствует цепи ЦР-12,7-900-1 по ГОСТ 135968-75.

Определяем число зубьев ведущей (большой) звездочки z_1 :

$$z_1 = z_2 u_{\text{шт}} = 16 \cdot 2,7 = 43,2. \quad (3.22)$$

Принимаем $z_1 = 43$.

Определяем число звеньев цепи:

$$l_p = 2a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a_p}, \quad (3.23)$$

где a_p – межосевое расстояние в шагах; $a_p = 30 \dots 50$.

$$l_p = 2(30 \dots 50) + \frac{16 + 43}{2} + \frac{[(16 - 43)/2 \cdot 3,14]^2}{(30 \dots 50)} = 90,1 \dots 130,2.$$

Принимаем $l_p = 110$.

Уточнить межосевое расстояние a_p в шагах:

$$\begin{aligned} a_p &= 0,25 \left\{ l_p - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0,5(z_2 + z_1)]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\} = \\ &= 0,25 \left\{ 110 - 0,5(16 + 43) + \sqrt{[110 - 0,5(16 + 43)]^2 - 8 \left(\frac{16 - 43}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right\} = 38. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Определяем фактическое межосевое расстояние a :

$$a = a_{\text{пр}} = 38 \cdot 12,7 = 482,6 \text{ мм.} \quad (3.25)$$

Определяем длину цепи l :

$$l = l_{\text{пр}} = 110 \cdot 12,7 = 1397 \text{ мм.} \quad (3.26)$$

Определяем диаметры делительных окружностей ведущей d_{o1} и ведомой d_{o2} звездочек:

$$d_{o1} = p / \sin \frac{180^\circ}{z_1} = 12,7 / \sin \frac{180^\circ}{43} = 174,0 \text{ мм;} \quad (3.27)$$

$$d_{o2} = p / \sin \frac{180^\circ}{z_2} = 12,7 / \sin \frac{180^\circ}{16} = 65,0 \text{ мм.} \quad (3.26)$$

Определяем диаметры окружностей выступов ведущей D_{e1} и ведомой D_{e2} звездочек:

$$D_e = p \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right); \quad (3.27)$$

$$D_{e2} = p \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right). \quad (3.28)$$

где K – коэффициент высоты зуба; согласно рекомендациям [25] – $K = 0,7$;

K_z – коэффициент числа зубьев;

λ – геометрическая характеристика зацепления.

Коэффициенты числа зубьев для ведущей K_{z1} и ведомой K_{z2} звездочек определим по формулам:

$$K_{z1} = \text{ctg} 180^\circ / z_1 = \text{ctg} 180^\circ / 43 = 13,7; \quad (3.29)$$

$$K_{z2} = \operatorname{ctg}180^\circ/z_2 = \operatorname{ctg}180^\circ/16 = 5,0. \quad (3.30)$$

Геометрическую характеристику зацепления λ рассчитаем по формуле:

$$\lambda = p/d_1, \quad (3.31)$$

где d_1 – диаметр ролика шарнира цепи, мм; согласно таблицы К32 [25] для цепи ПР-12,7-900-1 – $d_1 = 3,66$ мм.

Тогда после последовательной подстановки значений в (3.31), (3.30) и (3.29) получим:

$$\lambda = 12,7/3,66 = 3,47;$$

$$D_e = 12,7 \left(0,7 + 13,7 - \frac{0,31}{3,47} \right) = 181,7 \text{ мм};$$

$$D_{e1} = 12,7 \left(0,7 + 5,0 - \frac{0,31}{3,47} \right) = 71,3 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры окружностей впадин ведущей D_{i1} и ведомой D_{i2} звездочек:

$$D_{i1} = d_{z1} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{z1}} \right) = 174 - \left(3,66 - 0,175\sqrt{174} \right) = 172,6 \text{ мм}; \quad (3.32)$$

$$D_{i2} = d_{z2} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{z2}} \right) = 65 - \left(3,66 - 0,175\sqrt{65} \right) = 62,7 \text{ мм}. \quad (3.33)$$

в) Проверочный расчет

Проверяем частоту меньшей звёздочки n_2 по условию:

$$n_2 \leq [n_2], \quad (3.34)$$

где n_2 – частота вращения вала электромагнитного порошкового тормоза, мин^{-1} ; в нашем случае $n_2 = n_1 = 72,4 \dots 271,1 \text{ мин}^{-1}$;

$[n_2]$ – допускаемая частота вращения, мин^{-1} .

Значение $[n_2]$ определим по формуле:

$$[n_2] = 15 \cdot 10^3 / p = 15 \cdot 10^3 / 12,7 = 1181 \text{ мин}^{-1}. \quad (3.35)$$

$$n_2 = n_1 = 72,4 \dots 271,1 \text{ мин}^{-1} < [n_2] = 1181 \text{ мин}^{-1}.$$

Условие (3.34) выполняется.

Проверяем число ударов цепи о зубья звёздочек по условию:

$$U \leq [U], \quad (3.36)$$

где U – расчётное число ударов цепи, с^{-1} ;

$[U]$ – допускаемое число ударов цепи, с^{-1} .

Значения U и $[U]$ определим по формулам:

$$U = z_2 n_1 / (60 l_p) = 4 \cdot 16 (72,4 \dots 271,1) / (60 \cdot 110) = 0,7 \dots 2,6 \text{ с}^{-1}. \quad (3.37)$$

$$[U] = 508 / p = 508 / 12,7 = 40 \text{ с}^{-1}. \quad (3.38)$$

$$U = 0,7 \dots 2,6 \text{ с}^{-1} < [U] = 40 \text{ с}^{-1}.$$

Условие (3.36) выполняется.

Определяем фактическую скорость цепи по формуле:

$$v = z_2 p n_1 / (60 \cdot 10^3) = 16 \cdot 12,7 \cdot (72,4 \dots 272,1) / (60 \cdot 10^3) = 0,25 \dots 0,92 \text{ м/с}. \quad (3.39)$$

Определяем окружную силу, передаваемую цепью F_t , по формуле:

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		77

$$K_i = \frac{T_{\text{max}} n_r 10^3}{9550 v} = \frac{15,1(72,4 \dots 272,1)10^3}{9550(0,25 \dots 0,92)} = 458 \dots 46711. \quad (3.40)$$

Проверяем давление в шарнирах цепи по условию:

$$p_u = F_i K_i / d_i b_s \leq [p_{ii}], \quad (3.41)$$

где b_s – ширина внутреннего звена цепи, мм; согласно таблицы К32 [25] для цепи ПР-12,7-900-1 $b_s = 7,45$ мм.

После подстановки известных значений в (3.41) получаем:

$$p_u = 467 \cdot 1,73 / 3,66 \cdot 7,45 = 30 \text{ Н/мм}^2 < [p_{ii}] = 35 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие (3.41) выполняется.

Проверяем прочность цепи по условию:

$$S \geq [S], \quad (3.42)$$

где S и $[S]$ – соответственно расчётный и допускаемый коэффициенты запаса прочности; для роликовых (втулочных) цепей; согласно таблицы 5.9 [25] для цепи ПР-12,7-900-1 при $n_r = 72,4 \dots 272,1 \text{ мин}^{-1}$ – $[S] = 7,1 \dots 7,9$.

Расчётный коэффициент запаса прочности определим по формуле:

$$S = \frac{F_p}{F_i K_{\alpha} + F_0 + F_v}, \quad (3.43)$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, Н; согласно таблицы К32 [25] для цепи ПР-12,7-900-1 – $F_p = 9000$ Н;

F_0 – сила предварительного натяжения цепи, Н;

F_v – натяжение цепи от центробежных сил, Н.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		78

Сила предварительного натяжения цепи F'_0 определим по формуле:

$$F'_0 = K_f q a g 10^{-3}, \quad (3.44)$$

где K_f – коэффициент провисания; согласно рекомендаций [100] для передач, наклонных к горизонту до 40° – $K_f = 3$;

q – масса 1 м цепи, кг/м; согласно таблицы К32 [25] для цепи ПР-12,7-900-1 – $q = 0,3$ кг/м; g – ускорение свободного падения м/с²; $g = 9,81$ м/с².

Подставляя значения в (3.44) получим:

$$F'_0 = 3 \cdot 0,3 \cdot 482,6 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 4,3 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи F_v от центробежных сил определим по формуле:

$$F_v = q v^2 = 0,3(0,25 \dots 0,92)^2 = 0,02 \dots 0,30 \text{ Н.} \quad (3.45)$$

После подстановки полученных значений в (3.31) получим:

$$S = \frac{9000}{467 \cdot 1,2 + 4,3 + 0,3} = 15,9 > [S] = 7,9.$$

Условие прочности цепи (3.42) выполняется.

Определяем силу давления цепи на вал $F_{\text{он}}$ по формуле:

$$F_{\text{он}} = k_v F'_t + 2F'_0, \quad (3.46)$$

где k_v – коэффициент нагрузки вала; согласно таблицы 5.7 [25] принимаем k_v 1,05.

Тогда

$$F'_{\text{он}} = 1,05 \cdot 467 + 2 \cdot 4,3 = 500 \text{ Н.}$$

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		79

3.3.3 Определение реакций в опорах и построение эюр моментов на тормозном валу

а) Определение реакций в опорах

Расчетная схема вала представлена на рисунке 3.13.

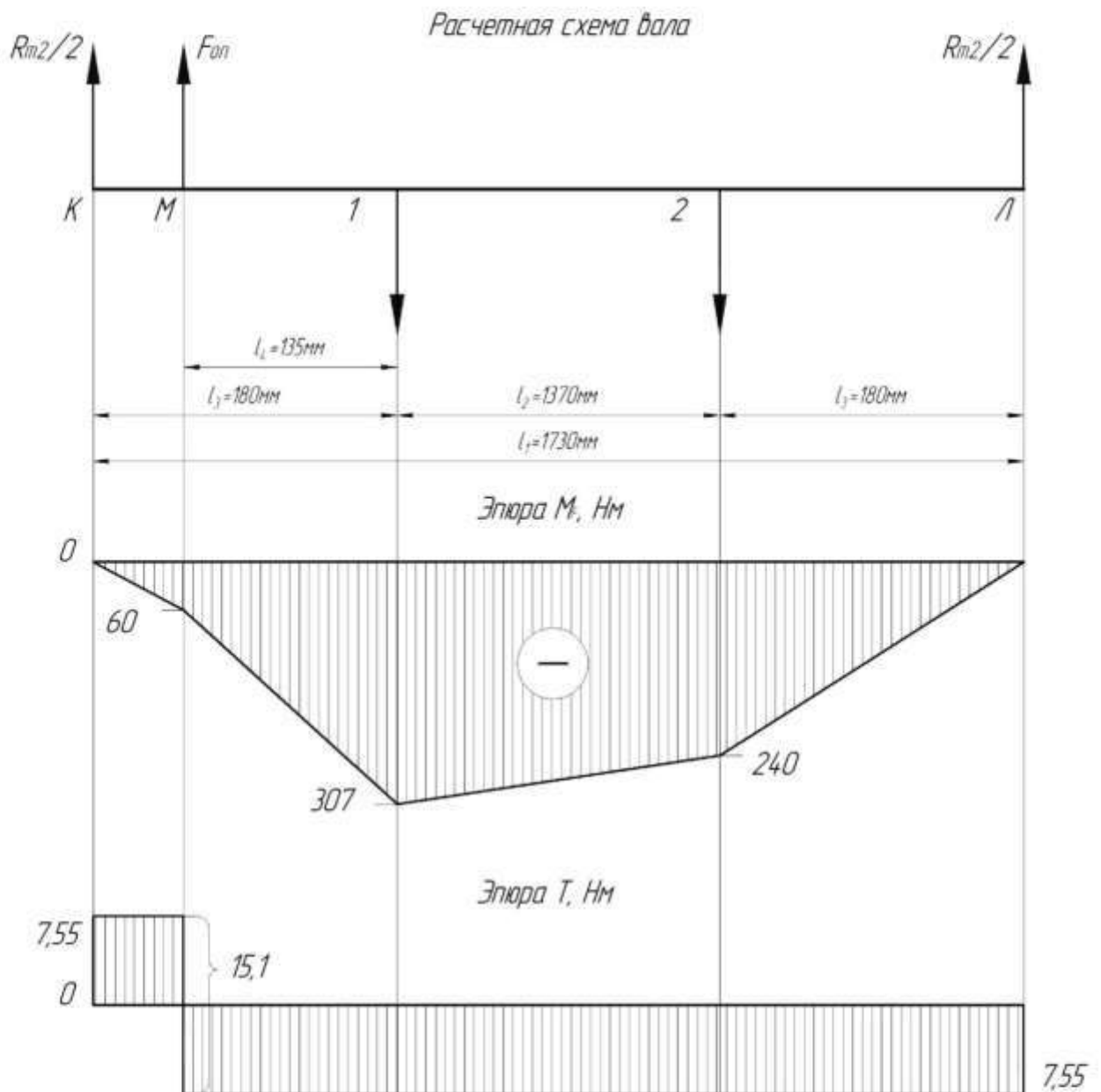


Рисунок 3.13 – Расчетная схема вала и эюры моментов

Реакции в опорах вала определяем исходя из уравнения равновесия момен-

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

80

ТОВ:

$$\sum M_{F_1} = 0. \quad (3.47)$$

$$\sum M_1 = 0;$$

$$-\frac{R_{r2}}{2}l_3 - F_{on}l_3 + \frac{R_{r2}}{2}(l_2 + l_3) - R_1l_2 = 0.$$

Откуда получаем:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{-\frac{R_{r2}}{2}l_3 - F_{on}l_3 + \frac{R_{r2}}{2}(l_2 + l_3)}{l_2} = \\ &= \frac{-\frac{2658,4}{2}180 - 500 \cdot 135 + \frac{2658,4}{2}(1370 + 180)}{1370} = 1280 \text{ Н.} \end{aligned}$$

$$\sum M_2 = 0;$$

$$-\frac{R_{r2}}{2}(l_2 + l_3) - F_{on}(l_2 + l_3) + \frac{R_{r2}}{2}l_3 + R_1l_2 = 0.$$

Откуда также получаем:

$$\begin{aligned} R &= \frac{\frac{R_{r2}}{2}(l_2 + l_3) + F_{on}(l_2 + l_3) - \frac{R_{r2}}{2}l_3}{l_2} = \\ &= \frac{\frac{2658,4}{2}(1370 + 180) + 500(1370 + 135) - \frac{2658,4}{2}180}{1370} = 1878,4 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Проверка правильности нахождения реакций в опорах:

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		81

$$\sum F' = \frac{R_{v2}}{2} + F'_{\text{отн}} - R_1 - R_2 + \frac{R_{v2}}{2} = \frac{2658,4}{2} + 500 - 1878,4 - 1280 + \frac{2658,4}{2} = 0,$$

т.е., реакции найдены.

б) Построение эпюр моментов

Расчеты производим на основании расчетной схемы вала (см. рисунок 3.13).

Определяем значения изгибающих и крутящих моментов в характерных сечениях тормозного вала:

$$M_{\text{МК}} = 0.$$

$$M_{\text{IМ}} = -\frac{R_{v2}}{2}(l_3 - l_1)10^3 = -\frac{2658,4}{2}(180 - 135)10^3 = -60 \text{ Нм}.$$

$$M_{\text{P1}} = \left[-\frac{R_{v2}}{2}l_3 - F'_{\text{отн}}l_4 \right]10^3 = \left[-\frac{2658,4}{2}180 - 500 \cdot 135 \right]10^3 = -307 \text{ Нм}.$$

$$\begin{aligned} M_{\text{P2}} &= \left[-\frac{R_{v2}}{2}(l_2 + l_3) - F'_{\text{отн}}(l_2 + l_4) + R_1l_2 \right]10^3 = \\ &= \left[-\frac{2658,4}{2}(1370 + 180) - 500(1370 + 135) + 1878,4 \cdot 1370 \right]10^3 = -240 \text{ Нм}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{отн}} &= \left[-\frac{R_{v2}}{2}(l_2 + 2l_3) - F'_{\text{отн}}(l_2 + l_3 + l_4) + R_1(l_2 + l_3) \right]10^3 = \\ &= \left[-\frac{2658,4}{2}(1370 + 2 \cdot 180) - 500(1370 + 180 + 135) + 1878,4(1370 + 180) \right]10^3 = 0 \text{ Нм}. \end{aligned}$$

По полученным данным строим эпюры M_F , Нм (см. рисунок 3.13).

Тормозной момент T передается ведущей звездочки до опорных колес, то есть тормозной момент на характерных участках вала будет иметь следующие

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		82

значения:

$$T_{\text{кМ}} = T_{\text{МП}} = T_{\text{р.мин}} / 2 = 15,1 / 2 = 7,55 \text{ Нм.}$$

При этом в сечении М (место установки ведущей звездочки) значение тормозного момента будет равно:

$$T_{\text{М}} = T_{\text{р.мах}} = 15,1 \text{ Нм.}$$

По полученным данным строим эпюру T , Нм (см. рисунок 3.13).

3.3.4 Расчет шлицевого соединения

Расчет шлицевого соединения ведомой звездочки валом электромагнитного порошкового тормоза производим с учетом равномерного распределения нагрузки по длине шлицев, по условию прочности на смятие.

Условие прочности на смятие шлицев имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_{\text{кМ}} 10^3}{K_3 z l h d_{\text{ср}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.48)$$

где $\sigma_{\text{см}}$ и $[\sigma_{\text{см}}]$ соответственно расчетное и допускаемое напряжение смятия, Н/мм^2 ; согласно рекомендациям [6] для неподвижного соединения с учетом переменных нагрузок $[\sigma_{\text{см}}] = 50 \text{ Н/мм}^2$;

K_3 – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям; $K_3 = 0,8$;

z – количество зубьев; для шлицевого соединения $6 \times 23 \times 28 \times 6$ – $z = 6$;

l и h – соответственно рабочая длина и высота зубьев, мм;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения, мм.

Рабочую высоту зубьев h и средний диаметр соединения $d_{\text{ср}}$ определим по формулам, соответственно (рисунок 3.14):

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad (3.49)$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5(D + d), \quad (3.50)$$

где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметр шлицев, мм; для шлицевого соединения $6 \times 23 \times 28 \times 6$ – $D = 28$ мм и $d = 23$ мм;

f – размер фаски у шлицев, мм; для шлицевого соединения $6 \times 23 \times 28 \times 6$ из таблицы 15 [3] имеем $f = 0,3$ мм.

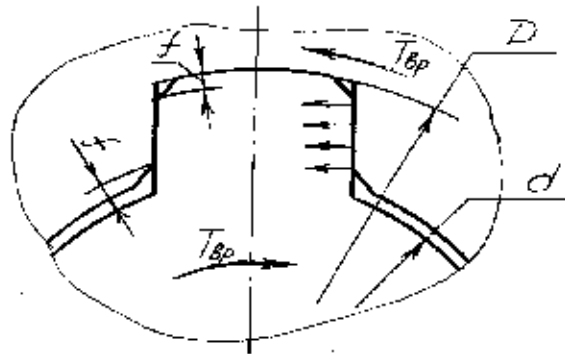


Рисунок 3.14 – Схема шлицевого соединения

Подставляя известные значения в (3.49) и (3.50) получим:

$$h = 0,5(28 - 23) - 2 \cdot 0,3 = 1,9 \text{ мм};$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5(28 + 23) = 25,5 \text{ мм}.$$

Рабочую длину зубьев определим из соотношения:

$$l = (1,0 \dots 1,5)d = (1,0 \dots 1,5)28 = 28 \dots 42 \text{ мм}, \quad (3.51)$$

пришимаем $l = 40$ мм.

Подставляем числовые данные в (3.48) и проверяем выполнение условия:

$$\sigma_{\text{сш}} = \frac{2 \cdot 15,1 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 6 \cdot 40 \cdot 1,9 \cdot 25,5} = 3,2 \text{ Н/мм}^2 \leq 50 \text{ Н/мм}^2,$$

условие прочности выполняется.

3.3.5 Расчет шпоночных соединений

а) Расчет шпоночного соединения тормозного вала со ступицей опорного колеса

Расчетная схема шпоночного соединения тормозного вала со ступицей опорного колеса приведена на рисунке 3.15.

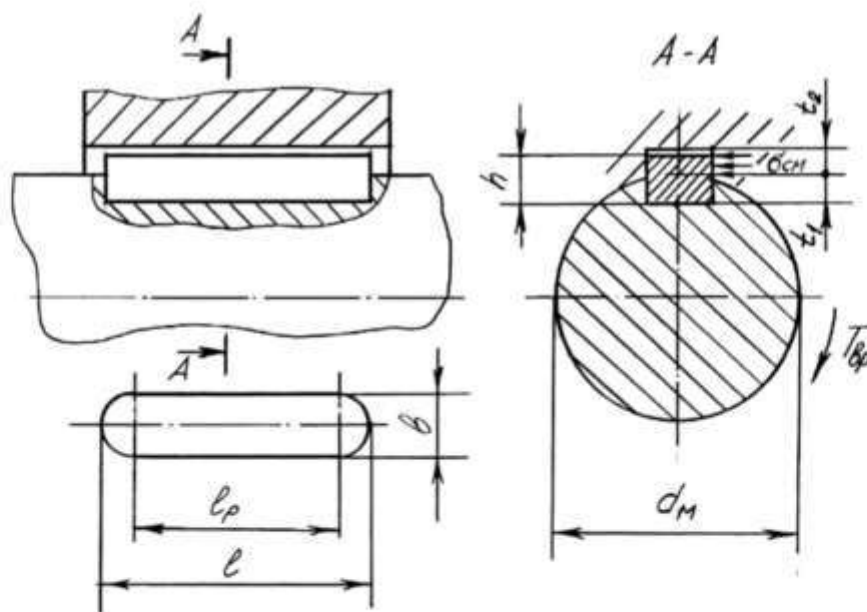


Рисунок 3.15 – Расчетная схема шпоночного соединения

Проверочный расчет соединения на смятие производим по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_{\text{км}} 10^3}{d_1 (h - t_1) (l - b)} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (3.52)$$

где $\sigma_{\text{см}}$ и $[\sigma_{\text{см}}]$ – соответственно расчетное и допускаемое напряжения смятия, Н/мм²; для чугунной ступицы колеса – $[\sigma_{\text{см}}] = 80$ Н/мм².

d_1 – диаметр вала, мм; согласно рисунка 3.8 – $d_1 = 25$ мм.

h , b и l – высота, ширина и полная длина шпонки, мм; из таблицы 24.29 [7] для диаметра вала $d_1 = 25$ мм и длине ступицы колеса $l_{\text{ст}} = 50$ мм имеем: $b = 8$ мм,

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

85

$h = 7$ мм и $l = 40$ мм;

t_1 – глубина шпоночного паза в валу, мм; $t_1 = 4$ мм.

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot 7,55 \cdot 10^3}{28(40 - 8)(7 - 4)} = 6,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < 80 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

условие выполняется.

б) Расчет шпоночного соединения тормозного вала со ступицей ведущей звездочки цепной передачи

Расчетная схема шпоночного соединения тормозного вала со ступицей опорного колеса приведена на рисунке 3.15.

Проверочный расчет соединения на смятие производим по формуле:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2T_{\text{м}} \cdot 10^3}{d_2(h - t_1)(l - b)} = \frac{2 \cdot 15,1 \cdot 10^3}{30(7 - 4)(32 - 8)} = 14 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma_{\text{сж}}] = 120 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (3.53)$$

Здесь $[\sigma_{\text{сж}}] = 120 \text{ Н/мм}^2$ для стальной ступицы звездочки; $d_2 = 30$ мм см. рисунок 3.8; $b = 8$ мм, $h = 7$ мм, $l = 32$ мм и $t_1 = 4$ мм согласно таблицы 24.29 [7] при $d_2 = 25$ мм и $l_{\text{ст}} = 40$ мм.

Как показывает расчет, условие прочности выполняется.

3.3.6 Расчет болтового соединения стакана с маховиком

Схема винтового соединения ведущей звездочки со ступицей приведена на рисунке 3.12.

Определим внутренний диаметр резьбы d_1 (мм) винтов. С учетом установки винтов в отверстия с зазором, значение диаметра d_1 исходя из условия прочности на растяжения будет определяться зависимостью:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F'}{\pi f [\sigma_p]}}, \quad (3.52)$$

где F' – окружное усилие, приходящееся на один болт соединения, Н;

f – коэффициент трения в стыке; принимаем $f = 0,15$;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжения растяжения материала болта, Н/мм².

Окружное усилие F , приходящееся на один болт соединения определим по формуле

$$F = \frac{2T_{\text{рmin}} \cdot 10^3}{D_0 i_b}, \quad (3.53)$$

где D_0 – диаметр окружности расположения центров винтов, мм; с учетом размеров деталей (см. рисунок) принимаем – $D_0 = 90$ мм;

i_b – количество болтов, принимаем $i_b = 4$.

Тогда

$$F = \frac{2 \cdot 15,1 \cdot 10^3}{90 \cdot 4} = 84 \text{ Н.}$$

Значение допускаемого напряжения растяжения $[\sigma_p]$ рассчитаем по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (3.54)$$

где σ_T – предел текучести материала болта, Н/мм²; из таблицы 5а [16] для принятого материала болтов Сталь 20, значение σ_T равно: $\sigma_T = 260$ Н/мм²;

$[s]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, из таблицы 1.2 [6] при условии действия переменных нагрузок и неконтролируемого усилия затяжки

болтов [3] 4.

Тогда

$$[\sigma_p] = \frac{260}{4} = 65 \text{ Н/мм}^2.$$

Подставляем найденные значения в (3.52) и получаем:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 84}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 65}} = 3,8 \text{ мм.}$$

С учетом найденного значения $d_1 = 3,8$ мм из таблицы 82 [3] выбираем резьбу винта М8.

3.3.7 Проверочный расчет подшипников качения

В качестве опор тормозного вала приняты шариковые подшипники радиальные сферические двухрядные № 11207 ГОСТ 8545 – 75, которые подвергаем проверочному расчету, т. е. проверяем выполнение условия:

$$L_{10\%} > L_{н}, \quad (3.55)$$

где $L_{10\%}$ – расчетная долговечность, час;

$L_{н}$ – требуемая долговечность, час; принимаем $L_{н} = 25000$ ч.

Расчетную долговечность $L_{10\%}$ рассчитаем по формуле:

$$L_{10\%} = \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^3 \frac{10^6}{60n_{опт}}, \quad (3.56)$$

где C_r – табличное значение динамической грузоподъемности подшипника, Н; из

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		88

таблицы 133 [3] для подшипника №11207 имеем $C_r = 19000$ Н;

R_e – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$n_{ок\ max}$ – максимальная частота вращения тормозного вала, мин^{-1} ; учитывая, что $n_{ок} = 26,8 \dots 100,3 \text{ мин}^{-1}$, то принимаем $n_{ок\ max} = 100,3 \text{ мин}^{-1}$.

Эквивалентную динамическую нагрузку рассчитаем по формуле:

$$R_e = v \lambda R_i k_B k_T, \quad (3.57)$$

где v – коэффициент вращения; при вращении внутреннего кольца подшипника относительно радиальной нагрузки $v = 1$;

λ – коэффициент радиальной нагрузки; для подшипников воспринимающих только радиальную нагрузку $\lambda = 1$;

R_i – реакции для расчета подшипников качения нагрузка, Н; $R_1 = 1878,4$ Н и $R_2 = 1280$ Н;

k_B – коэффициент безопасности; из таблицы 7.6 [7] для случая переменных нагрузок – $k_B = 1,6$;

k_T – температурный коэффициент; из таблицы 7.7 [7] при температуре эксплуатации подшипников меньше 100°C – $k_T = 1$.

Подставляя известные значения в (3.48) получим:

$$R_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 1878,4 \cdot 1,6 \cdot 1 = 3006 \text{ Н};$$

$$R_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 1280 \cdot 1,6 \cdot 1 = 2048 \text{ Н}.$$

В (3.47) подставляем известные значения и для наиболее нагруженной опоры 1 получим:

$$I_{10^6} = \left(\frac{19000}{3006} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 100,3} = 41960 \text{ ч} > I_n = 25000 \text{ ч}.$$

Условие выполняется, т.е. подшипник № 11207 пригоден.

3.4 Разработка основной конструкторской документации и общие требования безопасности к эксплуатации подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения

3.4.1 Разработка основной конструкторской документации подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения

На основании ранее проведенных результатов обоснования кинематической схемы и конструктивных параметров деталей и узлов подвижного модуля с динамическим стабилизатором движения разработаем основную конструкторскую документацию.

Основная конструкторская документация разработана в среде программного комплекса Компас 3D V14 и представлена общим видом подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости движения, а также рабочими чертежами основных его деталей.

На основании разработанной основной конструкторской документации были изготовлены детали и вышпеш опытный образец подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости его движения для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин (рисунок 3.24, 3.25).

3.4.2 Общие требования безопасности эксплуатации экспериментального стенда

3.4.2.1 Общие требования безопасности

Требования безопасности к производственному оборудованию, машинам и механизмам устанавливаются только после определения возможных источников опасных и вредных факторов с учетом конструкции и условий работы их элементов и функциональных систем. С точки зрения охраны труда, основными требованиями, предъявляемыми к ним, являются: безопасность для здоровья и жизни людей, надежность и удобство в эксплуатации.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		90

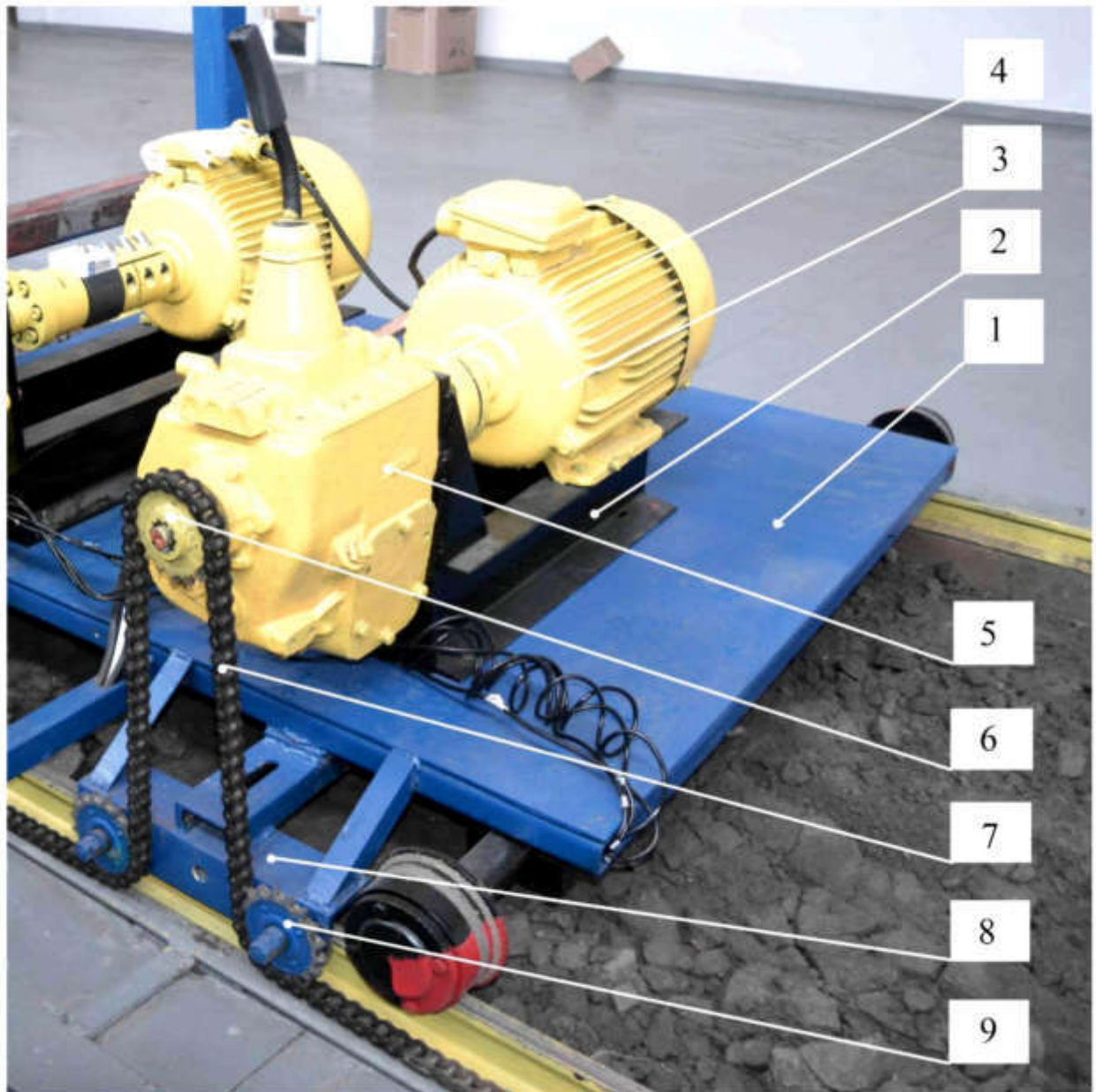


Рисунок 3.24 – Опытный образец привода подвижного модуля

1 – рама подвижного модуля; 2 – рама привода; 3 – электродвигатель; 4 – муфта;
 5 – коробка переменных передач; 6 – ведущая звездочка $z_1 = 15$; 7 – цепь ПР-19,05-
 37,8; 8 – кронштейн направляющих звездочек; 9 – ведомая звездочка $z_2 = 15$.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

91

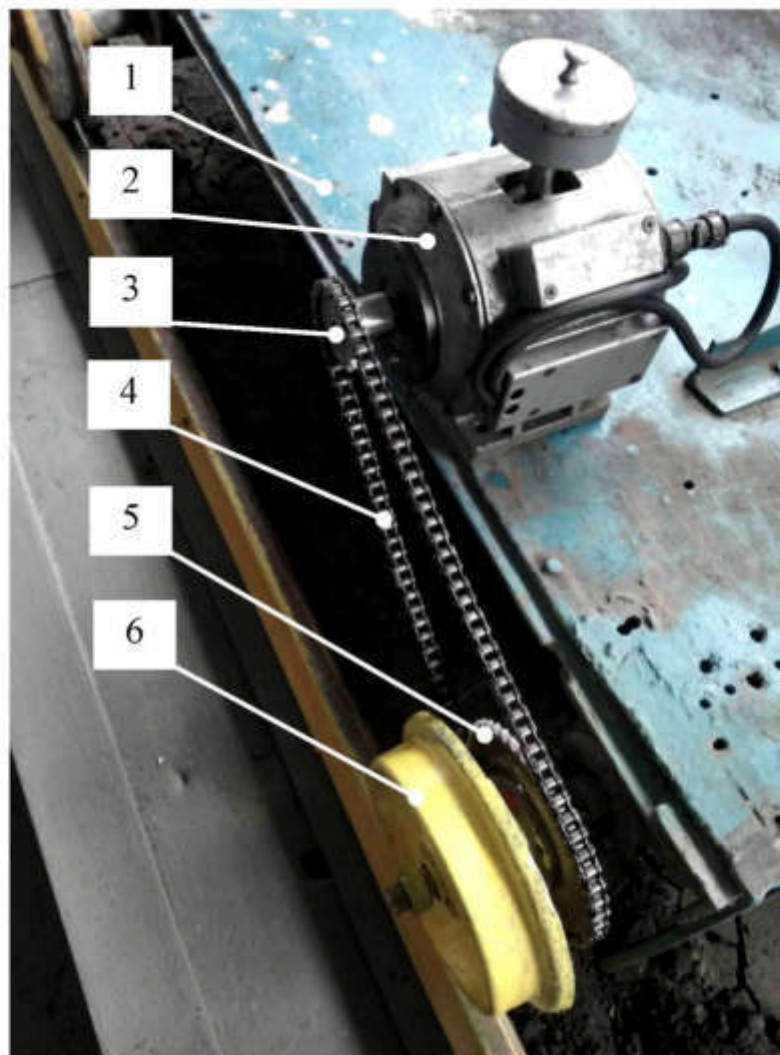


Рисунок 3.25 – Опытный образец подвижного модуля с динамическим стабилизатором устойчивости его движения

1 – рама подвижного модуля; 2 – электромагнитный порошковый тормоз ПТ-6М1;
 3 – ведомая звездочка $z_2 = 16$; 4 – цепь ПР-12,7-900-1;
 5 – ведущая звездочка $z_1 = 43$; 6 – колесо опорно-тормозного узла.

Особо важное значение в обеспечении безопасности имеет прочность конструктивных элементов. Чтобы исключить возможные перегрузки отдельных деталей, потенциально опасные сборочные единицы снабжают предохранительными устройствами, срабатывающими при выходе контролируемого параметра (усилия, крутящего момента, температуры и т.п.) за допустимые пределы. Движущиеся и вращающиеся части оборудования, если они являются источниками опасности, должны быть ограждены. В случае если рабочие органы не могут быть

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

92

ограждения вследствие их функционального назначения, необходимо предусмотреть установку других средств защиты. Внешние контуры защитных ограждений должны вписываться в контуры основного оборудования. Рабочие места, входящие в конструкцию оборудования, должны быть безопасными и удобными для выполнения работ. Оборудование, приводимое в действие электрическим током, снабжают устройствами для защиты от поражения электротоком, срабатывающими даже в случае неправильных или ошибочных действий обслуживающего персонала. Конструкция оборудования должна исключать возможность накопления зарядов статического электричества в опасных количествах. Органы аварийного выключения (кнопки, рычаги и т.п.) располагают на оборудовании так, чтобы они были легко видны и доступны. Значительно облегчают выполнение этого требования указатели расположения органов аварийного выключения, надписи об их назначения и окраска их в красный цвет. В отличие от других источников опасности электрический ток невозможно обнаружить без приборов, дистанционно. Основой организации безопасной эксплуатации электроустановок является высокая техническая грамотность и сознательная дисциплина обслуживающего персонала, строгое выполнение организационных и технических мероприятий.

Общие требования безопасности, предъявляемые к установке.

1. Приводные шестерни, цепи, звездочки, ремни, фрикционные передачи, шкивы и другие движущие части везде, где они расположены и где эти части могут создать опасность для оператора при случайном контакте с ними во время пуска станда и управления стандом, должны быть ограждены щитками или другими подобными защитными приспособлениями.

2. Все защитные устройства должны быть постоянно присоединены к станду и не должны быть съемными без использования инструментов. Открытие защитных устройств также должно требовать применения инструментов.

3. Рабочий орган станда должен быть защищен жестким фиксированным ограждением, закрывающим вращающиеся элементы сзади, по крайней мере, на угол 60° от вертикали.

						МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата			93

3.4.2.2 Требования безопасности перед началом эксплуатации экспериментального стенда

Перед началом эксплуатации экспериментального стенда оператор-исследователь должен:

- а) изучить инструкцию по эксплуатации и обслуживанию экспериментальной установки;
- б) полностью ознакомиться с органами управления экспериментальной установки;
- в) произвести необходимые настройки и регулировки;
- г) полностью осмотреть почвенный канал и удалить все посторонние предметы;
- д) проверить средства индивидуальной защиты (наушники, респиратор, диэлектрические перчатки и галоши);
- е) Омметром проверить исправность нулевой жилы в питающих кабелях.

3.4.2.3 Требования безопасности при эксплуатации экспериментального стенда

При эксплуатации экспериментального стенда оператор-исследователь должен:

- а) не держать руки или ступни около вращающихся частей или под ними;
- б) контролировать натяжение питающего кабеля экспериментальной тележки;
- в) контролировать рабочую зону стенда на предмет отсутствия посторонних лиц;
- г) не перегружать приводы установки, работая на слишком большую глубину и при высокой скорости.

При работе на экспериментальной установке оператору-исследователю запрещается:

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		94

- а) работать без наружной защитной одежды;
- б) работать без установленных защитных ограждений и щитков;
- в) проводить какие-либо регулировки, чистку, смазку и ремонт;
- г) оставлять без присмотра экспериментальную установку.

3.4.2.4 Требования безопасности при окончании работы на экспериментальной установке

При окончании работы на экспериментальной установке оператор-исследователь должен:

- а) переместить тележку в исходное положение;
- б) установить органы управления в нейтральное положение;
- г) отключить установку от электропитания;
- д) вынуть рабочие органы из почвы.

3.4.2.5 Требования безопасности при уходе за экспериментальным стендом

При уходе за экспериментальным стендом оператор-исследователь должен:

- а) убедиться в том, что установка отключена от сети электрического тока;
- б) произвести чистку рабочих органов и элементов установки от пыли и грязи;
- в) произвести смазку элементов трения;
- г) проверить крепления болтов, чтобы быть уверенным, что стенд находится в безопасном состоянии;
- д) комплектовать стенд инструментом по назначению и инструкцией по демонтажу, сборке и ремонту его основных узлов.
- е) хранить машину, приспособления и аксессуары в рабочем состоянии.

Выводы

На основании проведенных исследований было:

– обоснована кинематическая схема привода подвижного модуля с усовершенствованным механизмом его передвижения и динамическим стабилизатором устойчивости его хода.

– разработана основная конструкторская документация и изготовлен его опытный образец, а также рассмотрены общие требования безопасности эксплуатации экспериментального стенда.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		96

4 Экономическая эффективность совершенствования конструкции экспериментального стенда

В виду специфики использования экспериментального стенда для исследования почвообрабатывающих машин с активными рабочими органами, а именно использование стенда в некоммерческих целях при проведении лабораторных занятий и научных изысканий проведем необходимые экономические расчеты.

Целью расчетов является определение затрат труда и прямых затрат на эксплуатацию экспериментального стенда в указанных выше целях.

Предварительно составим таблицу 4.1, в которой отразим стоимость отдельных деталей и узлов подвижного модуля с учетом, что при его изготовлении использовались как стандартные изделия, так и детали и узлы, изготовленные индивидуально по эскизам и чертежам заказчика.

Таблица 4.1 – Смета на детали и узлы экспериментальной установки

№ п/п	Наименование детали (узла)	Единицы измерения	Количество	Удельная стоимость	Общая стоимость
1	Электродвигатель	шт.	2	8000	16000
2	Звездочка	шт.	2	300	600
3	Цепь	м.	20	200	4000
4	Коробка перемены передач	шт.	2	7500	1500
5	Корпус направляющих звездочек	шт.	1	2500	2500
6	Фрезбарaban	шт.	2	1850	3700
7	Кожух	шт.	1	1400	1400
8	Муфта соединительная	шт.	1	750	750
9	Тележка	шт.	1	16000	16000
10	Редуктор цепной	шт.	1	7000	7000
11	Вал промежуточный в сборе	шт.	1	1470	1470
12	Станина привода	шт.	2	1500	3000
13	Кабеледержатель	шт.	1	160	160

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

97

Продолжение таблицы 4.1

№ п/п	Наименование детали (узла)	Единицы измерения	Количество	Удельная стоимость	Общая стоимость
14	Балка поперечная	шт.	1	840	840
15	Стремяшка	шт.	4	92	368
16	Рама редуктора	шт.	1	400	400
17	Кабель	м	30	75	2250
18	Тормоз ПТ-6М1	шт.	1	30000	30000
19	Звездочка ведущая	шт.	2	300	600
20	Звездочка ведомая	шт.	1	150	150
21	Ступица	шт.	1	150	150
22	Преобразователи частоты	шт.	2	25000	50000
23	Крепежные элементы	–	–	1000	1000
Итого					143838

Таким образом стоимость установки без учета затрат на слесарные и сборочные работы составляет 143838 руб.

В процессе совершенствования конструкции подвижного модуля были добавлены электромагнитный порошковый тормоз, ведущая и ведомая звездочки, ступица, станина привода, корпус направляющих звездочек и цепь. Общая стоимость указанных комплектующих согласно таблицы 4.1 составляет 39550 руб. [28]. Поэтому стоимость существующего подвижного модуля составляла 104288 руб.

Проведем необходимые расчеты по определению затрат труда и прямых затрат на эксплуатацию усовершенствованного экспериментального стенда в сравнении с его базовой конструкцией с учетом научно-исследовательских целей.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.2

Таблица 4.2 Данные для расчета

Наименование показателя	Базовая конструкция	Модернизированная конструкция
Время смены, ч	7	7
Коэффициент использования времени смены	0,7	0,7
Количество отдельных исследований, проводимых в год	4	4
Рабочая длина почвенного канала, м	20	20
Средняя скорость модуля, м/с	0,67	0,67
Коэффициент использования мощности	0,9	0,9
Число персонала необходимое для обслуживания	2	2

Определяем балансовую стоимость экспериментального стенда по формуле (дополнительный индекс «1» – базовый вариант; индекс «2» – модернизированный):

$$C_B = 1,1C_i, \quad (4.1)$$

где C_i – стоимость установки, руб.

$$C_{B1} = 1,1 \cdot 104288 = 114716,8 \text{ руб.}$$

$$C_{B2} = 1,1 \cdot 143838 = 158221,8 \text{ руб.}$$

Количество рабочих смен на исследования в год:

$$Z_{\text{см.г}} = Z_{\text{ис}} Z_{\text{оп}} Z_{\text{отсм.г}} \quad (4.2)$$

где $Z_{\text{ис}}$ – количество исследований в год; из таблицы 4.2 – $Z_{\text{ис}} = 4$;

$Z_{\text{оп}}$ – количество опытов в отдельном исследовании;

$z_{оп см}$ – количество повторностей опытов в смену; исходя из особенностей проведения экспериментальных исследований [13, 15] принимаем $z_{оп см} = 1$;

Количество опытов в отдельном исследовании $z_{оп}$ определим с учетом плана эксперимента в факторном пространстве (см. рисунок 2.3) по формуле:

$$z_{оп} = z_{кт} z_{пов}, \quad (4.3)$$

где $z_{кт}$ – количество контрольных точек; согласно плана эксперимента в факторном пространстве (см. рисунок 2.3) – $z_{кт} = 9$;

$z_{пов}$ – количество повторов в отдельном опыте; учитывая ранее проведенные проведения исследования [13, 15] для базовой конструкции экспериментального стенда принимаем $z_{пов 1} = 5$, при этом в усовершенствованном экспериментальном стенде за счет улучшения условий его функционирования предполагается снижение числа повторностей при проведении серии опытов с 5 до 3, то есть принимаем $z_{пов 2} = 3$.

Тогда после подстановки значений в (4.3) и (4.2) получим:

$$z_{оп 1} = 9 \cdot 5 = 45;$$

$$z_{оп 2} = 9 \cdot 3 = 27;$$

$$z_{см 1} = 4 \cdot 45 \cdot 1 = 180;$$

$$z_{см 2} = 4 \cdot 27 \cdot 1 = 108.$$

Определяем годовые затраты труда:

$$T_r = z_p n_{см} z_{см}, \quad (4.4)$$

где z_p – количество обслуживающего персонала; из таблицы 4.2 – $z_p = 2$;

τ – время смены, ч; из таблицы 4.2 $\tau = 6$;

$k_{см}$ – коэффициент использования времени смены; из таблицы 4.2 – $k_{см} = 0,7$.

После подстановки известных значений в (4.4) получим:

$$T_{c1} = 2 \cdot 6 \cdot 0,7 \cdot 180 = 1512 \text{ чел. ч.};$$

$$T_{c2} = 2 \cdot 6 \cdot 0,7 \cdot 108 = 907 \text{ чел. ч.}$$

Рассчитаем снижение затрат труда в год:

$$T' = \frac{T_1 - T_2}{T_1} 100\% = \frac{1512 - 907}{1512} 100\% = 40\%. \quad (4.5)$$

Определим затраты на проведение экспериментальных исследований:

$$Z = Z_{от} + Z_{эл} + Z_p + Z_A, \quad (4.6)$$

где $Z_{от}$ – затраты на оплату труда обслуживающего персонала, руб.;

$Z_{эл}$ – затраты на электроэнергию, руб.;

Z_p – затраты на техническое обслуживание и ремонт, руб.;

Z_A – отчисления на амортизацию, руб.

Затраты на оплату труда обслуживающего персонала $Z_{от}$ определим по формуле:

$$Z_{от} = \tau_{от} \cdot k_{см} \cdot \tau \cdot K_z, \quad (4.7)$$

где $\tau_{от}$ – часовая оплата труда обслуживающего персонала на i -том виде работ, руб./чел.-ч.; $\tau_{от} = 85$ руб./чел.-ч.;

K_z – коэффициент начислений на зарплату на i -том виде работ: налоговые отчисления в региональный бюджет, начисляемые от уровня часовой оплаты тру-

да; в отрасли растениеводства $K, 1,829$.

После подстановки значений в (4.7) получим:

$$Z_{\text{отп}} = 2 \cdot 180 \cdot 7 \cdot 85 \cdot 1,829 = 391722 \text{ руб.};$$

$$Z_{\text{отп}} = 2 \cdot 108 \cdot 7 \cdot 85 \cdot 1,829 = 235063 \text{ руб.}$$

Затраты средств на электроэнергию и другие энергоресурсы $Z_{\text{эл}}$ с учетом особенностей функционирования станда (наличие рабочего и холостого хода), рассчитаем по формуле:

$$Z_{\text{эл}} = \frac{(P_{\text{дв1}} + 2P_{\text{дв2}}) C_{\text{эл}}}{k_p} \tau_{\text{см.эл}} \tau_{\text{см.р.}} \quad (4.8)$$

где $P_{\text{дв1}}$ и $P_{\text{дв2}}$ – мощность электрического двигателя привода активных рабочих органов и привода подвижного модуля, кВт; согласно таблицы 1.1 – $P_{\text{дв1}} = 7,5$ кВт и $P_{\text{дв2}} = 11,0$ кВт;

$C_{\text{эл}}$ – цена 1 кВт·ч электрической энергии, руб; $C_{\text{эл}} = 3,91$ руб. [29];

k_p – коэффициент использования мощности электродвигателей; $k_p = 0,9$.

$\tau_{\text{см.эл}}$ – время работы станда в смену, ч.

Время работы станда в смену $\tau_{\text{см.эл}}$ определим по формуле:

$$\tau_{\text{см.эл}} = 2l_{\text{пк}} \tau_{\text{оп.см}} / 3600v_{\text{ср}} \quad (4.9)$$

где $l_{\text{пк}}$ – рабочая длина почвенного канала, м; из таблицы 4.2 – $l_{\text{пк}} = 13$ м;

$v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения подвижного модуля, м/с; из таблицы 4.2 – $v_{\text{ср}} = 0,67$ м/с.

После подстановки значений в (4.9) и (4.8) получим:

$$\tau_{\text{см.эл}} = \tau_{\text{см.эл2}} = 2 \cdot 20 \cdot 1 / 3600 \cdot 0,67 = 0,017 \text{ ч};$$

$$Z_{\text{эл}} = \frac{(7,5 + 2 \cdot 11)3,91}{0,9} 0,017 \cdot 180 = 392,2 \text{ руб.};$$

$$Z_{\text{эл}} = \frac{(7,5 + 2 \cdot 11)3,91}{0,9} 0,017 \cdot 108 = 235,3 \text{ руб.}$$

Затраты на ремонт и техническое обслуживание Z_p и амортизацию Z_A экспериментального стенда определим по формулам:

$$Z_p = \frac{7C_B}{100}; \quad (4.10)$$

$$Z_A = \frac{11C_B}{100}. \quad (4.11)$$

$$Z_{p1} = \frac{7 \cdot 114716,8}{100} = 8030 \text{ руб.};$$

$$Z_{p2} = \frac{7 \cdot 158221,8}{100} = 11076 \text{ руб.};$$

$$Z_{A1} = \frac{11 \cdot 114716,8}{100} = 12618 \text{ руб.};$$

$$Z_{A1} = \frac{11 \cdot 158221,8}{100} = 17404 \text{ руб.}$$

Тогда после подстановки полученных данных в (4.6) соответствующих значений получим:

$$Z_1 = 391722 + 392,2 + 8030 + 12618 = 412762,2 \text{ руб.};$$

$$Z_2 = 235063 + 235,3 + 11076 + 17404 = 263778,3 \text{ руб.}$$

Годовая экономия от эксплуатации экспериментального стенда Δ_1 составит:

$$\Delta_1 = Z_1 - Z_2 = 412762,2 - 263778,3 = 148,983 \text{ руб.} \quad (4.12)$$

Срок окупаемости дополнительных вложенных средств определим по формуле:

$$C_{\text{окуп}} = \frac{C_{\text{Б2}} - C_{\text{Б1}}}{Z_1 - Z_2} = \frac{158221,8 - 114716,8}{412762,2 - 263778,8} = 0,29 \text{ года.} \quad (4.13)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Показатели экономической эффективности совершенствования экспериментального стенда

Наименование показателя	Базовая конструкция	Модернизированная конструкция
Стоимость стенда, руб.	104288	143838
Время смены, ч	7	7
Коэффициент использования времени смены	0,7	0,7
Количество отдельных исследований, проводимых в год	4	4
Число персонала необходимое для обслуживания	2	2
Загрты труда в год, чел. ч.	1512	907
Снижение трудовых затрат, %		40
Загрты на проведение экспериментальных исследований, тыс. руб.	412,76	263,77
Годовая экономия, тыс. руб.	–	148,98
Срок окупаемости дополнительных вложений, лет	–	0,29

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

104

Выводы

В результате применения усовершенствованной конструкции экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин были достигнуты следующие положительные результаты экономической эффективности:

а) снижение затрат труда на 40%;

б) снижение затрат на проведение экспериментальных исследований с 412,76 до 263,77 тыс. руб., что составляет 36%.

в) годовая экономия составила 148,98 тыс. руб.

Срок окупаемости дополнительных вложений составил 0,29 года.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		105

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения исследования, для достижения поставленной цели, заключающейся в расширении функциональных возможностей экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин совершенствованием привода перемещения его подвижного модуля:

1) проведен анализ устойчивости движения подвижного модуля экспериментального стенда для исследования активных рабочих органов с учетом особенностей их кинематики и силового нагружения, а также особенностей методик планирования эксперимента, позволивший выявить нарушение устойчивости его движения на определенных режимах функционирования;

2) на основании проведенных изысканий была обоснована кинематическая схема привода перемещения подвижного модуля и конструктивные параметры основных его деталей и узлов;

3) разработана основная конструкторская документация на подвижный модуль с цепным приводом и электромагнитным тормозом и изготовлен его опытный образец, а также рассмотрены общие требования безопасности эксплуатации экспериментального стенда;

4) дана технико-экономическая оценка эффективности функционирования экспериментального стенда при исследовании активных рабочих органов, результаты которой показывают, что за счет снижения затрат на его эксплуатацию годовая экономия составила 148,98 тыс. руб., а срок окупаемости дополнительных вложений – 0,29 года.

Список использованных источников

1. Александров М. И. Грузоподъемные машины / М. И. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана – Высп. шк., 2000. – 552 с.
2. Андреев В. И. Исследования динамических процессов ротационных почвообрабатывающих машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. И. Андреев. – М., 1969. – 28 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3т. Т.2 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
4. Борисов В. П. исследование динамических характеристик и режимов работы почвообрабатывающих фрзс. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Кисев.: 1969. – 26 с.
5. ГОСТ 23729-88. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. М.: Из-во стандартов, 1988. 25 с.
6. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Фрохина. – М. : КолосС, 2005. – 462 с.
7. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Издательский центр «Академия», 2007. – 496 с.
8. Красовский Г. И. Планирование эксперимента / Г. И. Красовский, Г. Ф. Филарстов. – Мн.: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.
9. Купряшкин В. Ф. Анализ устойчивости самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы при ее качании относительно оси ходовых колес / В. Ф. Купряшкин, Е. А. Бобровская, П. И. Паумкин [и др.] // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. – 2011. – № 11, Т. 11. – С. 113-119.
10. Купряшкин В. Ф. Анализ устойчивости хода экспериментальной тележки испытательного стенда для исследования почвообрабатывающих машин с фрезерными рабочими органами / В. Ф. Купряшкин, П. И. Паумкин, М. П. Чаткин [и др.] // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы. (Межвуз. сб. науч. тр.). Саранск: Изд-во Мордов. ун-та. 2010. – С. 372–378.
11. Купряшкин В. Ф. Динамический анализ работы малогабаритной почво-

						МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата			107

обрабатывающей фрезы ФС-0,85 / В. Ф. Купряшкин, М. Н. Чаткин, Н. И. Наумкин // Наука и инновации в Республике Мордовия : материалы III респ. науч.-практ. конф. «Роль науки и инноваций в развитии хозяйственного комплекса региона» : в 3 ч. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2004. – Ч. 1. – С. 290 – 297.

12. Купряшкин В. Ф. Исследование устойчивости движения подвижного модуля экспериментальной установки при испытании активных ротационных рабочих органов почвообрабатывающих машин / В. Ф. Купряшкин, Н. И. Наумкин, В. В. Купряшкин // Вестник Мордовского университета. – 2016. – № 4. – С. 246 – 258.

13. Купряшкин В. Ф. Методика проведения стендовых испытаний самоходных почвообрабатывающих машин с активными рабочими органами / В. Ф. Купряшкин, М. Н. Чаткин, Н. И. Наумкин [и др.] // Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем. (Материалы Всерос. науч.-техн. конф.). – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2009. – С. 385 – 389.

14. Купряшкин В. Ф. Обоснование факторного пространства исследования активных рабочих органов самоходных почвообрабатывающих фрез (на примере фрезы ФС-0,85) / В. Ф. Купряшкин // Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем. (Материалы Всерос. науч.-техн. конф.). – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2009. – С. 391 – 394.

15. Купряшкин В. Ф. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы оптимизацией конструктивно-технологических параметров (на примере фрезы ФС-0,85): автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Ф. Купряшкин. – Саранск, 2011. – 20 с.

16. Купряшкин В. Ф., Проектирование винтовых приспособлений / В.Ф. Купряшкин, Г.И. Ламкин, Е.А. Кильмяшкин, Н.И. Наумкин; Под общ. ред. П.В. Сеница. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2003. 80 с.

17. Купряшкин В. Ф. Устойчивость движения и эффективное использование самоходных почвообрабатывающих фрез. Теория и эксперимент / В. Ф. Купряшкин. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2014. –140 с.

18. ОСТ 102.18-2001. Испытание сельскохозяйственной техники. Методы экономической оценки. Минсельхоз России, 2001. 36 с.

					МД-02069964-35.04.06-05-20	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		108

19. Пат. 109955 Российская Федерация, МПК⁷ А01В 33/00. Экспериментальная тележка для испытательного стенда / В. Ф. Купряшкин, Н. И. Наумкин, М. Н. Чаткин, М. А. Купряшкин ; заявитель и патентообладатель ГОУВПО «МГУ им. Н.П. Огарева». – №2009128508/22; заявл. 0.04.2011; опубл. 10.11.2011, Бюл. №31. – 2 с.: ил.

20. Пат. 114262 Российская Федерация, МПК⁷ А01В 33/00. Экспериментальная тележка для испытательного стенда / В. Ф. Купряшкин, Н. И. Наумкин, М. Н. Чаткин [и др.] ; заявитель и патентообладатель ГОУВПО «МГУ им. Н. П. Огарева». – №2011121198/13; заявл. 25.05.2011; опубл. 20.03.2012, Бюл. №8. – 5 с.: ил.

21. Попов Г. Ф. Исследование технологических режимов и обоснование конструктивных параметров рабочих органов пропашных фрезерных культиваторов. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М.: 1970. – 24 с.

22. Расчет механизма подъема кранов общего назначения : метод. Указания / сост. В. Ф. Купряшкин, Е. А. Кильмяшкин, Н. И. Наумкин [и др.]. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2006. – 36 с.

23. Уланов А.С. Повышение эффективности функционирования мотоблока с лемешно-отвальным плугом: дис. ... канд. техн. наук / А.С. Уланов – Саранск, 2019. – 250 с.

24. Чаткин М. Н. Кинематика и динамика ротационных почвообрабатывающих машин / М. Н. Чаткин. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2008. – 316 с.

25. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин – М.: Высш. шк., 1981.– 432 с.

26. Ящерицын П. И. Планирование эксперимента в машиностроении / П. И. Ящерицын, Е. И. Махаринский. – Минск. : Вышэйшая школа, 1985. – 286 с.

27. <http://www.stancons.ru/pt.shtml>.

28. <http://www.texnocom-nnru.myprom.ru/board/tormoz-poroshkovyy-pt-6-80473.html>.

29. <http://www.skwes.com>.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

Удостоверение на рационализаторское приложение



Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

110

Диплом 1 степени Международной дистанционной олимпиады медиа-проектов по инженерным направлениям.



Диплом

I степени

Международной дистанционной олимпиады
медиа-проектов по инженерным направлениям

«Моя будущая профессия»

в номинации слайд-шоу на тему: «Механизм передвижения подвижного модуля экспериментального стенда для исследования рабочих органов сельскохозяйственных машин»

за оригинальное оформление презентации награждается

Князькова Ирина Александровна

студентка 112 группы

Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования

«Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва»

(руководитель зав. кафедрой МЭС и СХМ им. проф. А. И. Лешанкина,
к.т.н., доцент Купряшкин Владимир Фёдорович)

Председатель жюри в
номинации слайд-шоу

В.Л. Аванесов

Председатель оргкомитета

С.А. Макаров



Саратов 25 октября 2018 г.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

111

Диплом участника Всероссийской научно-практической-конференции.



**Азово-Черноморский инженерный институт
ФГБОУ ВО Донской ГАУ**

ДИПЛОМ

УЧАСТНИКА

**Всероссийской научно-практической
конференции студентов и молодых исследователей**

**«СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ И ТЕХНИЧЕСКИХ
СРЕДСТВ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ»**

Князькова И.А.

студентка магистратуры

*тема доклада: «Анализ конструкций и особенностей функционирования
приводов подвижных модулей экспериментальных стендов для исследования
активных рабочих органов почвообрабатывающих машин»*

Научный руководитель: к.т.н, доцент Купряшкин В.Ф.

**ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский
государственный университет им. Н.П. Огарева», г. Саранск**

*Директор Азово-Черноморского
инженерного института
ФГБОУ ВО Донской ГАУ,
профессор Сергеев А.А.*

19 декабря 2019 года



Сергеев



Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-05-20

Лист

112

МКЦС.423146.006 СБ

Лист 1 из 1

Стр. №

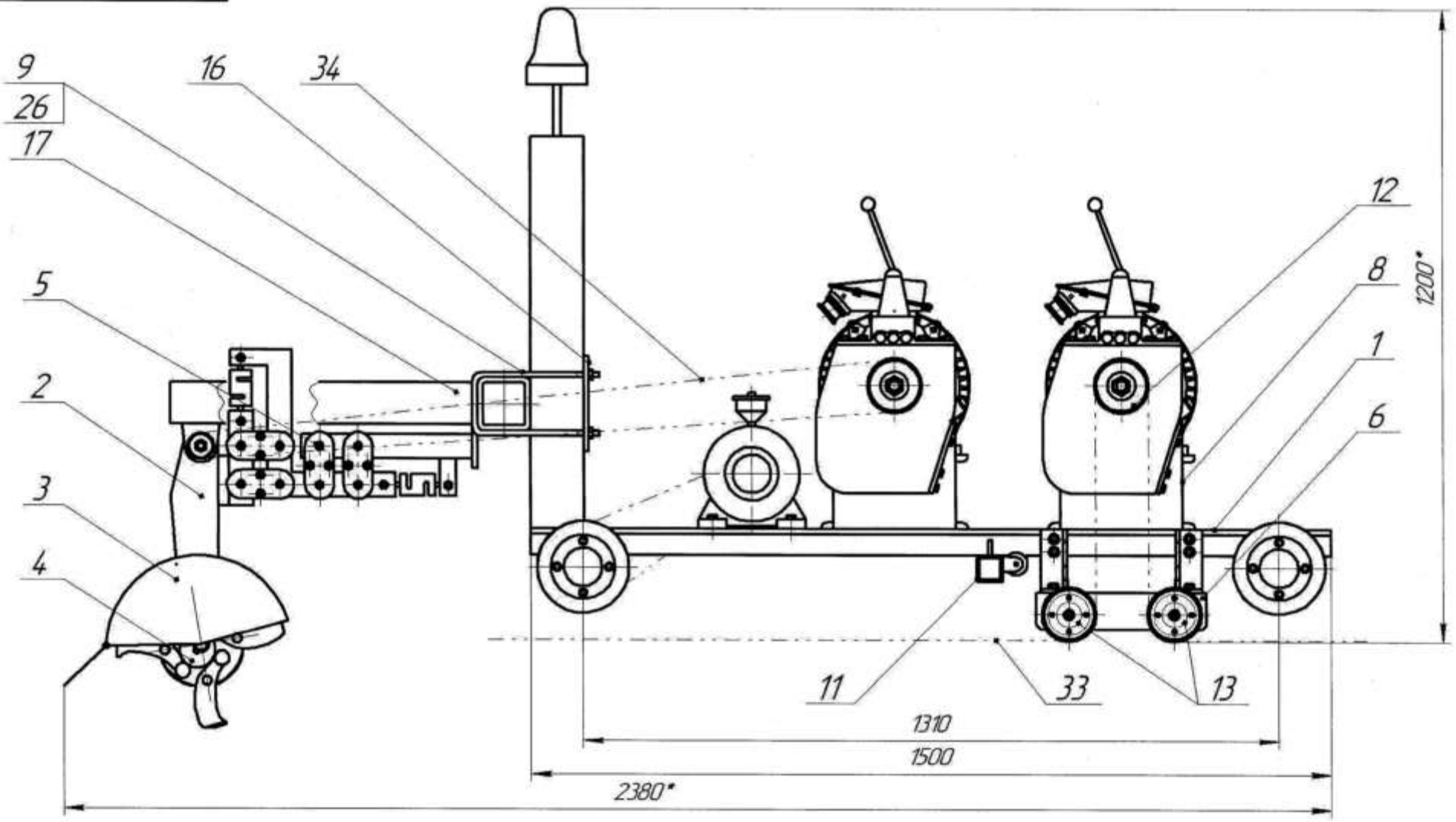
Год и дата

И.О. № док.

Взам. И.О. №

Год и дата

И.О. № подл.



Техническая характеристика

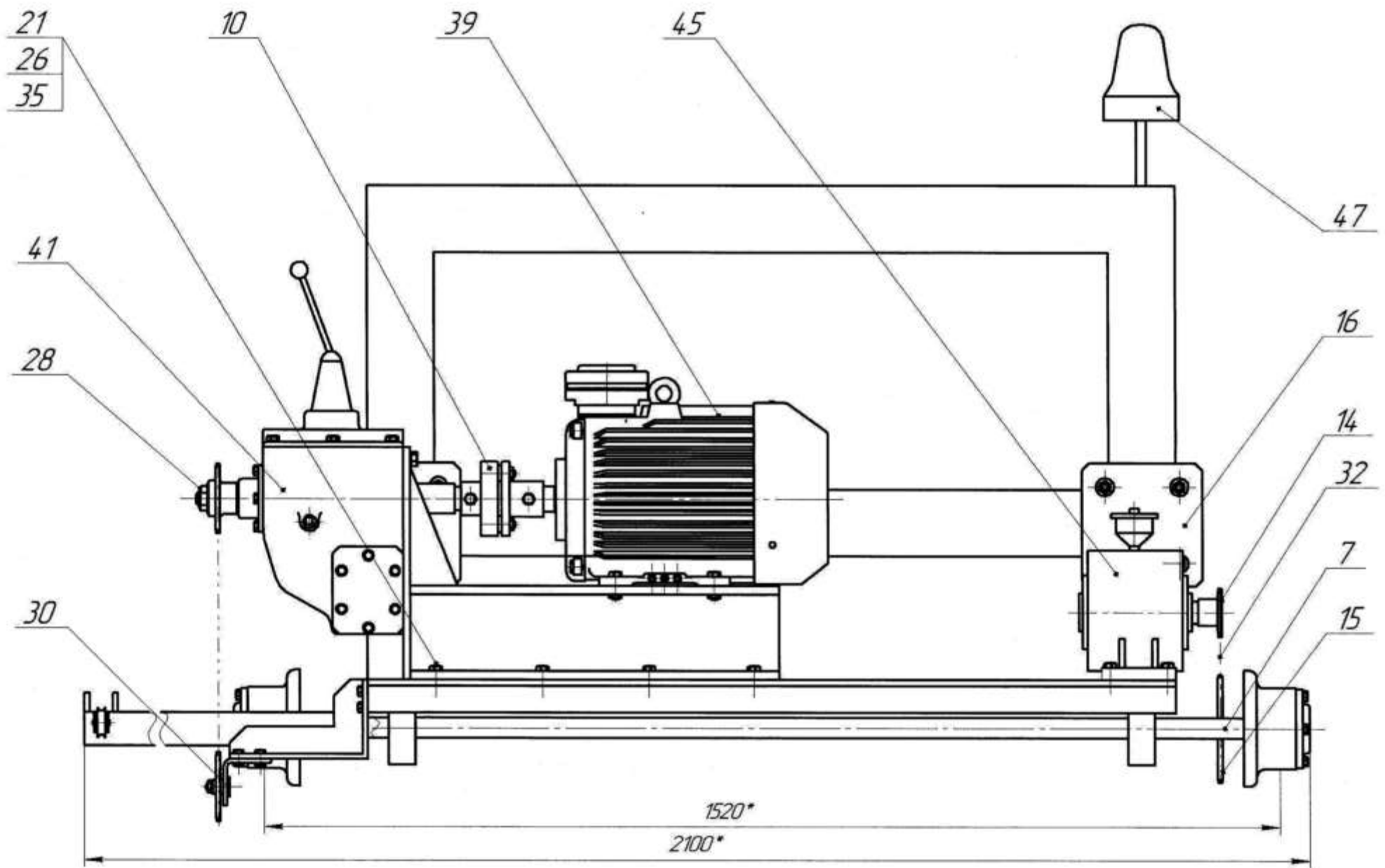
- | | |
|--------------------------------------------------------------|---------|
| 1. Мощность двигателя подвижного модуля, кВт: | 11,0 |
| 2. Частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹ : | 1000 |
| 3. Частота вращения вала фрез барабанов, мин ⁻¹ : | 0...300 |
| 4. Скорость передвижения подвижного модуля, км/ч: | 0...12 |

МКЦС.423146.006 СБ			
Изм./Лист	№ докум.	Пробл.	Листов
Разработ	Никольская И.А.	1	11.04.20
Проект	Куприякин В.Ф.	1	22.06.20
Технический			
Исполнитель	Кудряшова А.И.	1	18.10.20
Утвердил	Куприякин В.Ф.	1	17.08.20
Подвижный модуль. Сборочный чертеж			
Лист		Листов 1	
ИМЗ 212 гр.			

Копирован

Формат А3

МКЦ.423146.006 СБ



№01 № 001
 №02 № 002
 №03 № 003
 №04 № 004
 №05 № 005
 №06 № 006
 №07 № 007
 №08 № 008
 №09 № 009
 №10 № 010
 №11 № 011
 №12 № 012
 №13 № 013
 №14 № 014
 №15 № 015
 №16 № 016
 №17 № 017
 №18 № 018
 №19 № 019
 №20 № 020
 №21 № 021
 №22 № 022
 №23 № 023
 №24 № 024
 №25 № 025
 №26 № 026
 №27 № 027
 №28 № 028
 №29 № 029
 №30 № 030
 №31 № 031
 №32 № 032
 №33 № 033
 №34 № 034
 №35 № 035
 №36 № 036
 №37 № 037
 №38 № 038
 №39 № 039
 №40 № 040
 №41 № 041
 №42 № 042
 №43 № 043
 №44 № 044
 №45 № 045
 №46 № 046
 №47 № 047
 №48 № 048
 №49 № 049
 №50 № 050

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

МКЦ.423146.006 СБ

Конструктор

Формат А3

Лист
2

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			МКЦС. 423146.006 СБ	Сборочный чертеж	2	листа
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	МКЦС.744000.006 СБ	Рама	1	
		2	МКЦС.303159.006 СБ	Редуктор цепной	1	
		3	МКЦС.743344.006 СБ	Защитный кожух	1	
		4	МКЦС.303168.006 СБ	Фреза	2	
		5	МКЦС.715413.006 СБ	Измерительный модуль	1	
		6	МКЦС.373613.006 СБ	Кронштейн направляющих звездочек	1	
		7		Опорно-тормозной узел	1	
				<u>Детали</u>	1	
					1	
		8	МКЦС.711300.006	Станина	2	
		9	МКЦС.711200.006	Стремянка	4	
		10	МКЦС.754058.006	Муфта	2	
		11	МКЦС.731132.006	Кронштейн	1	
		12	МКЦС.751340.006	Звездочка	2	
		13	МКЦС.751336.006	Звездочка	2	
		14	МКЦС.751345.006	Звездочка	1	
		15	МКЦС.751358.006	Звездочка	1	
		16	МКЦС.741124.006	Пластина	2	

МКЦС.423146.006

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
Разраб.		Князькова И.А.		11.06.20
Проверил		Купряшкин В.Ф.		22.06.20
Т.контр				
Н.контр		Кувшинов А.Н.		18.08.20
Уте		Купряшкин В.Ф.		27.08.20

Подвижный модуль

Лит.	Лист	Листов
У	1	3

ИМЭ, 212 гр.

МКЦС.373613.006 СБ

Лист №

Стор. №

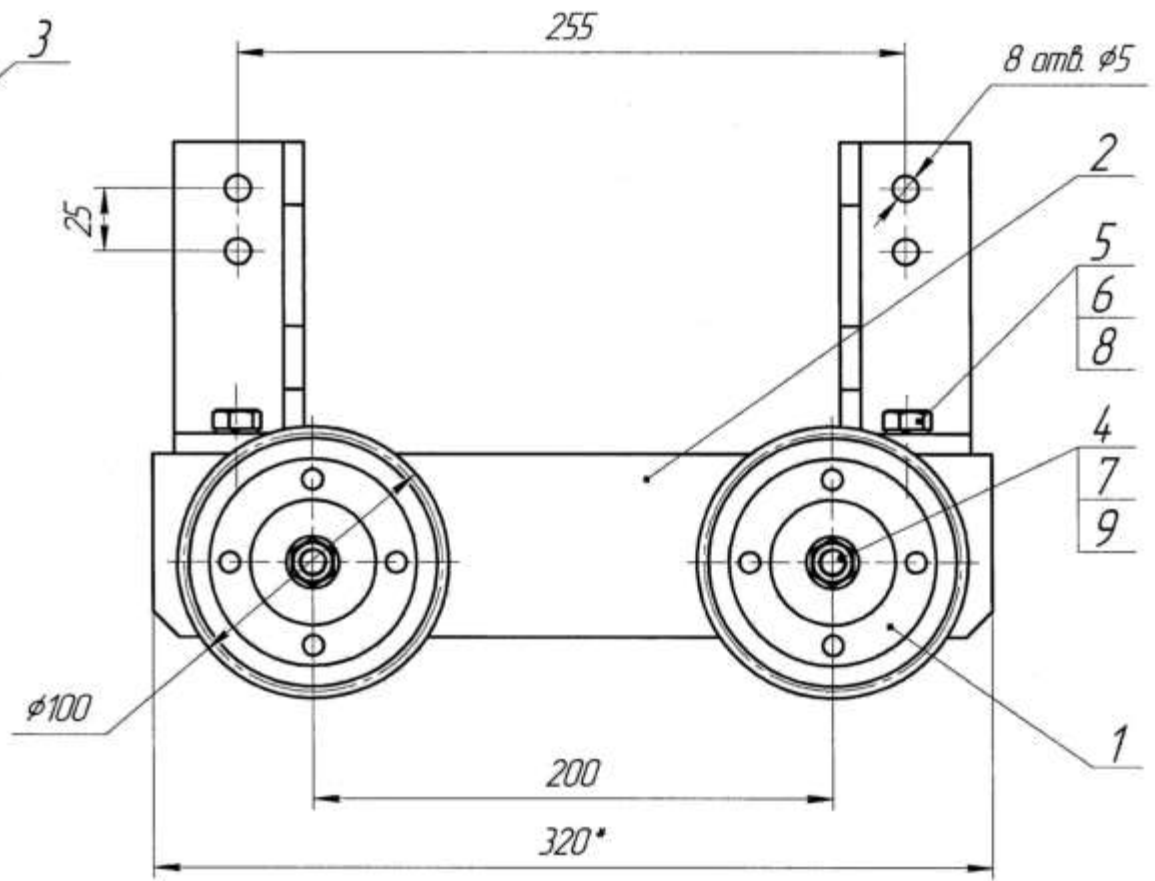
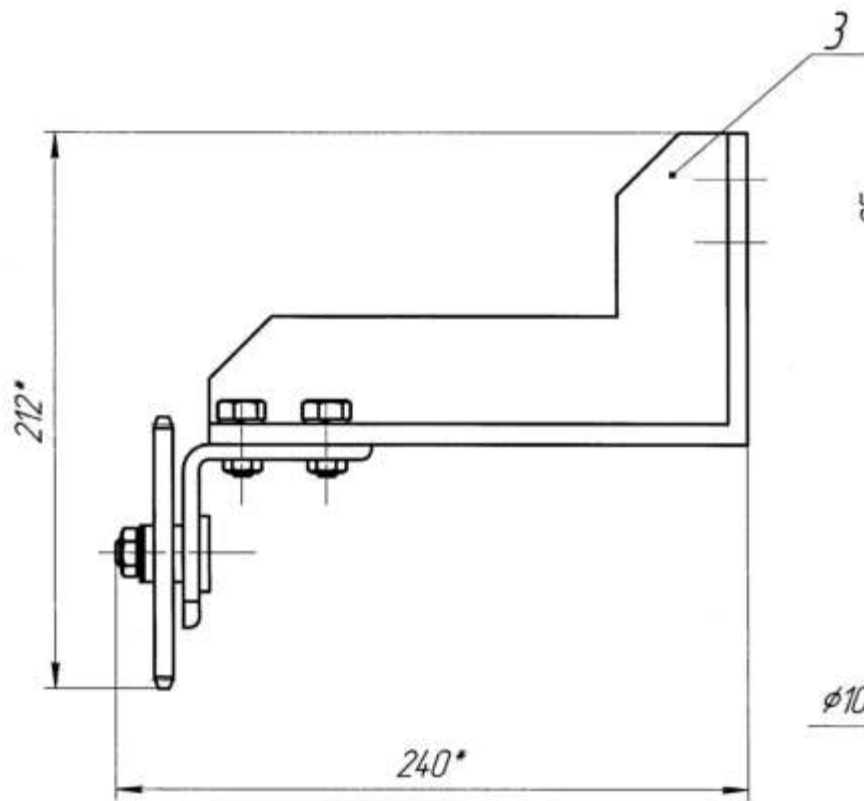
Лист и дата

Лист и дата

Взам. №

Лист и дата

Лист и дата



					МКЦС.373613.006 СБ		
Изм/Лист	№ докум.	Извр.	Дата	Кронштейн направляющих звездочек Сборочный чертёж	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Князькова И.А.	<i>[Signature]</i>	11.06.20				1:1
Проб.	Киряшкин В.Ф.	<i>[Signature]</i>	11.06.20		Лист	Листов	1
Т.контр.							
Н.контр.	Кудашин А.И.	<i>[Signature]</i>	11.06.20				
Утв.	Киряшкин В.Ф.	<i>[Signature]</i>	11.06.20				

ИМЗ 212 гр.

Копирован

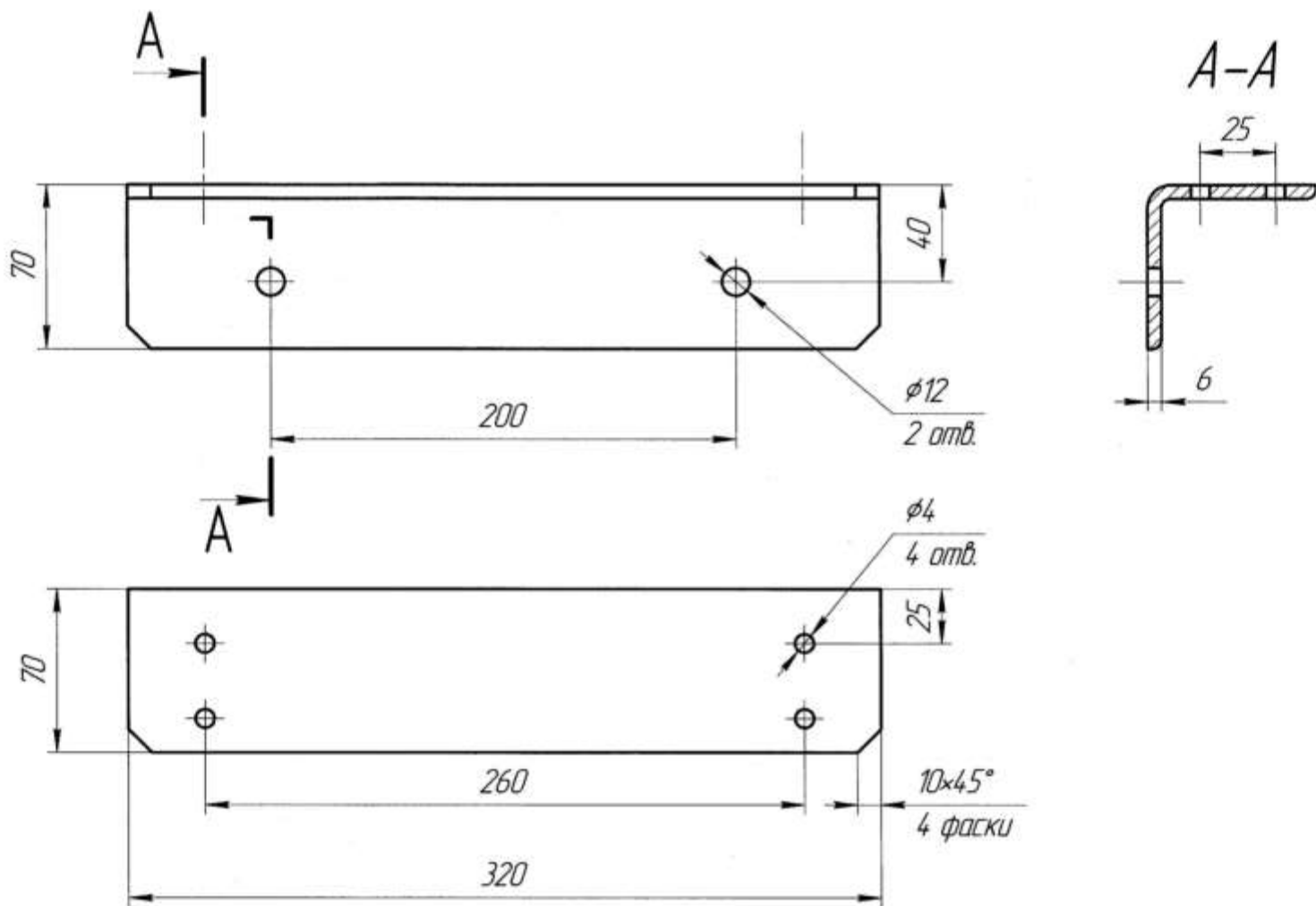
Формат А3

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
			МКЦС.373613.006 СБ	Сборочный чертеж	1	лист
				<u>Детали</u>		
		1	МКЦС.751820.006	Звездочка	2	
А3		2	МКЦС.743100.006	Корпус	1	
		3	МКЦС.751820.006	Кронштейн	2	
		4	МКЦС.758483.006	Ось	2	
				<u>Стандартные изделия</u>		
				Болт ГОСТ 7796-70		
		5		М8-6g ×20.58	4	
				Гайка ГОСТ 5927-70		
		6		М8-6Н.5	4	
		7		М10-6Н.5	2	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		8		8 65Г	4	
		9		10 65Г	2	

МКЦС.373613.006				
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
Разраб.		Князькова И.А.		11.06.10
Проверил		Купряшкин В.Ф.		22.06.10
Т.контр				
Н.контр		Кувшинов А.Н.		18.06.10
Уте.		Купряшкин В.Ф.		24.06.10
Кронштейн направляющих звездочек				
		Лит	Лист	Листов
		у	1	2
ИМЭ, 212 гр.				

МКЦС.373613.006

√ Rz6.3 (√)



Лист 1 из 1
 Склад №
 Лист 1 из 1
 Изм. № 1
 Лист 1 из 1
 Изм. № 1
 Лист 1 из 1
 Изм. № 1
 Лист 1 из 1

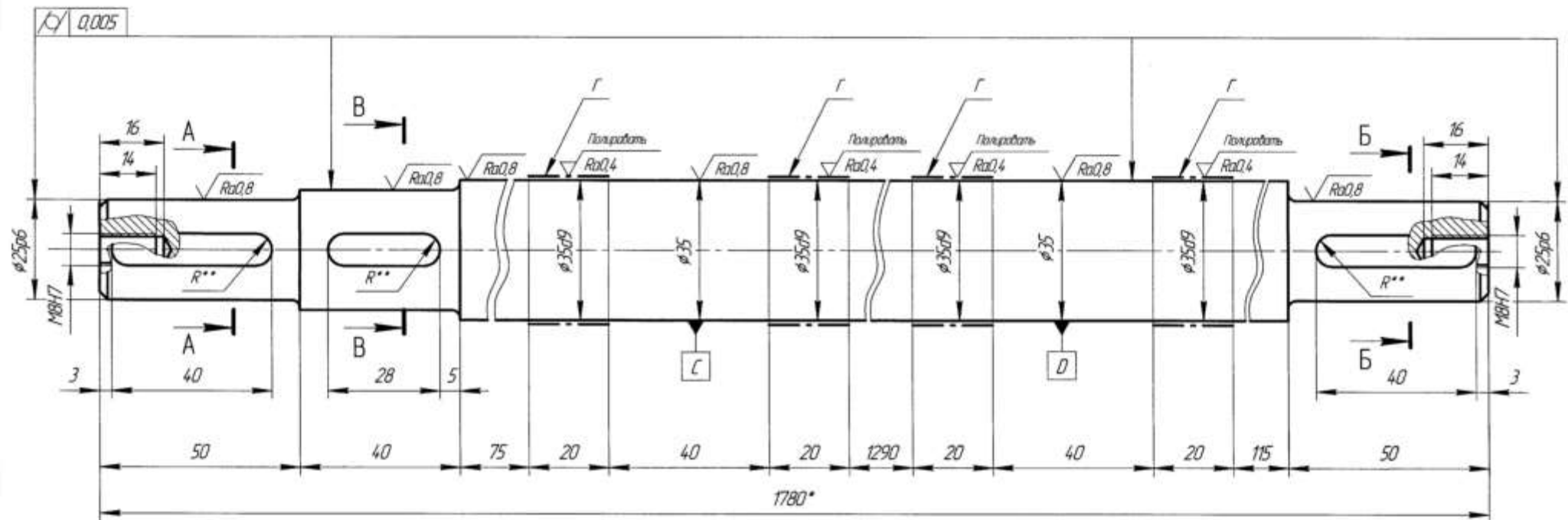
				МКЦС.373613.006		
Изм/Лист	№ докум	Дата	Корпус	Лист	Масса	Масштаб
Разраб	Князькова И.А.	11.06.10				1:1
Проб	Куряжкин В.Ф.	22.06.10				
Т.контр.				Лист	Листов	1
И.контр.	Кубишнов А.Н.	11.06.10	Сталь 45 ГОСТ 1050-88			ИМЗ 212 гр.
Утв.	Куряжкин В.Ф.	22.06.10				

Копия

Формат А3

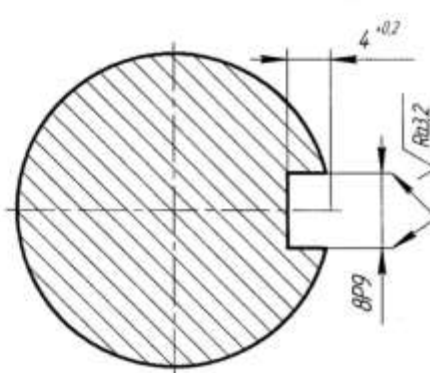
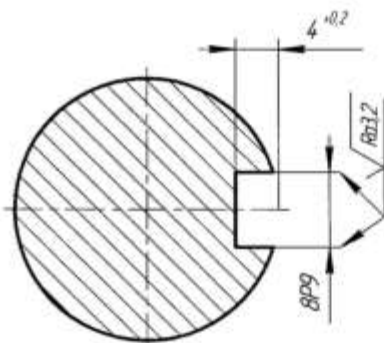
МКЦ.715428.006

$\sqrt{Ra6,3}$ (✓)



A-A, Б-Б (2:1)

В-В (2:1)



- 260...285НВ, кроме поверхности Г.
Поверхность Г калий ТВЧ $h=0,9...1,0$, 40...50 НRC.
- Радиусы скруглений 2 мм max.
- * Размер для справок.
- ** Размер обеспечивается инструментом.
- Неуказанные предельные отклонения размеров: H14, h14, $\pm \frac{IT14}{2}$ -
пов. ✓; H16, h16, $\pm \frac{IT16}{2}$.

МКЦ.715428.006

Вал

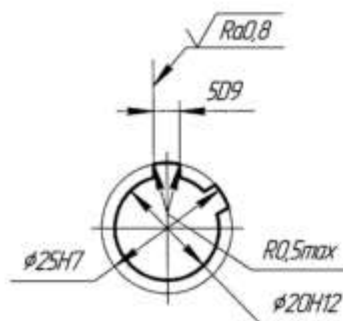
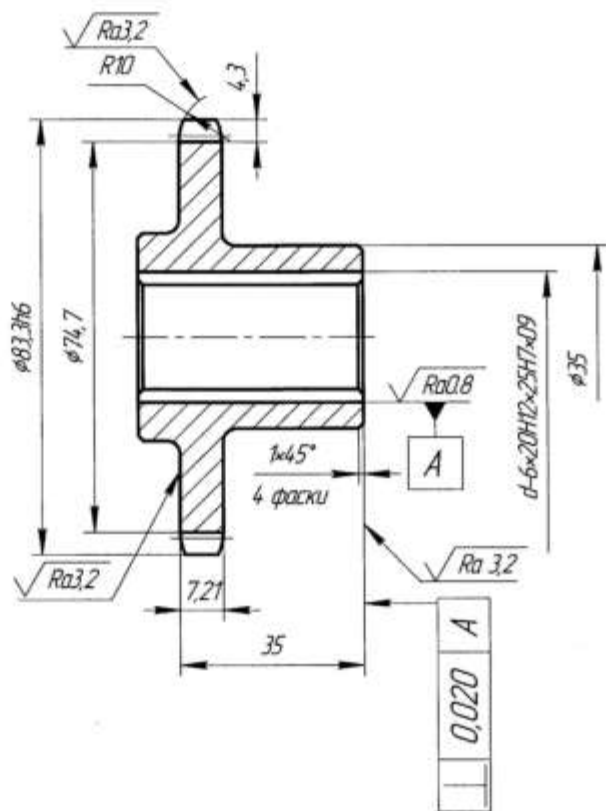
Сталь 45 ГОСТ 1050-88

Лист	Масса	Масштаб
у		1:1
Лист		Листов 1

ИМЭ, 212 гр.

МКЦС.751336.006

$\sqrt{Ra\ 6.3}$ (\checkmark)



Цель ПР-12,7-900-1 ГОСТ13568-81		
Число зубьев	z	16
Профиль зуба	Стандарт	ГОСТ591-69
	Смещение	0,57
Класс точности	-	2
Радиус впадины		6,03
Радиус сопряжения		15,56
Диаметр делительный	d_0	65

1. HB 200..240.
2. Радиусы скруглений 2мм max.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: H14, h14, $\pm \frac{IT14}{2}$ -
пов. \checkmark ; H16, h16, $\pm \frac{IT16}{2}$.

Лист 1 из 1

Справ. №

Лист и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Лист и дата

Изм. №

МКЦС.751336.006				Лист	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Дата	Звездочка	11	1
Разраб.	Князькова И.А.		11.06.20			
Проб.	Курякин В.Ф.		22.06.20			
Т.контр.						
И.контр.	Кудышнов А.И.		18.06.20	Сталь 45 ГОСТ 1050-88	ИМЭ, 212 гр.	
Чтв.	Курякин В.Ф.		22.06.20	Копия	Формат А1	