Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ»

На правах рукописи



Сенькевич Сергей Евгеньевич

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ ПУТЕМ КОМПЛЕКСНОГО НАУЧНОГО ПОДХОДА

Специальность 4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса

Диссертация
на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант:
член-корреспондент РАН,
доктор технических наук,
профессор
Годжаев Захид Адыгезал оглы

Москва 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ....6
1. ОБЗОР, АНАЛИЗ И ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ....23
1.1. Общий анализ состояния отрасли производства тракторов 23
1.2. Функционирование трактора и рабочей машины в условиях колебаний тяговой нагрузки 35
1.2.1. Влияние колебаний тяговой нагрузки на работу трактора и рабочей машины 42
1.3. Исследование путей улучшения условий функционирования трактора и рабочей машины.... 50
1.3.1. Методы снижение вредных воздействий от колебаний нагрузки на работу трактора и рабочей машины.... 57
1.4. Устройства для улучшения условий функционирования трактора и рабочей машины 63
1.4.1. Теоретические предпосылки улучшения условий функционирования трактора за счет применения УДМ 78
1.5. Выводы по первой главе.... 86
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОМАССОВОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ С МЕХАНИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ....89
2.1. Описание классификации систем демпфирования динамических нагрузок и работы упруго-демпфирующего механизма.... 89
2.2. Общая методика определения частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора.... 93
2.3. Определение частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора класса тяги 1,4 106
2.4. Определение частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора класса тяги 0,9 114
2.5. Определение частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора класса тяги 0,6 123
2.6. Выводы по второй главе.... 131
3. ОПИСАНИЕ РАЗРАБОТАННОГО МЕТОДА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ....133
3.1. Метод проведения теоретических исследований путем синтеза совокупности параметров элементов конструкции при разных условиях работы трактора.... 133
3.2. Комплекс моделей, описывающих трактор и внешнюю нагрузку.... 138
3.2.1. Описание обобщенных координат динамической и математической моделей серийного трактора и трактора с УДМ 138
3.2.2. Динамическая модель серийного трактора и внешней нагрузки 143
3.2.3. Динамическая модель трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче и внешней нагрузки 145
3.3. Системы дифференциальных уравнений, описывающих движение трактора. Математические модели конструктивных элементов трактора 148
3.3.1. Математическая модель двигателя и регулятора.... 148
3.3.2. Математическая модель фрикционной муфты сцепления.... 149
3.3.3. Математическая модель силовой передачи трактора.... 150

3.3.4. Математическая модель планетарного редуктора как части упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора 151

3.3.5. Математическая модель пневмогидроаккумулятора и дросселя демпфирующей части упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора 153

3.3.6. Математическая модель ведущего моста и главной передачи 155

3.3.7. Математическая модель колесного движителя 157

3.3.8. Уравнения движения остова трактора 160

3.3.9. Математическая модель внешней нагрузки 164

3.4. Комплекс математических моделей процесса функционирования трактора как системы «Двигатель-Силовая передача-Движитель-Внешняя нагрузка» 167

3.4.1. Математическая модель трактора как системы «Двигатель-Силовая передача-Движитель-Внешняя нагрузка» для моделирования внешнего воздействия на трактор с серийной силовой передачей 167

3.4.2. Математическая модель трактора как системы «Двигатель-Силовая передача-Движитель-Внешняя нагрузка» для моделирования внешнего воздействия на трактор с УДМ в силовой передаче 169

3.5. Методика решения уравнений движения трактора 171

3.6. Методика проведения вычислительных экспериментов для решения локальных задач оптимизации 175

3.6.1. Методика проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора в агрегате с плугом на показатели его работы 175

3.6.2. Методика проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора в агрегате с культиватором на показатели его работы 177

3.6.3 Методика проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора в агрегате с сеялкой на показатели его работы 178

3.7. Методика проведения оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче 179

3.8. Выводы по третьей главе 183

4. ОПИСАНИЕ РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРАКТОРА 185

4.1. Описание схемы и алгоритма экспериментальных исследований трактора при работе с основными технологическими машинами 185

4.2. Условия проведения экспериментальных исследований 187

4.3. Объект исследования при проведении натурного эксперимента 187

4.4. Измерительная аппаратура и комплект первичных преобразователей 190

4.5. Методика проведения исследований по выявлению действия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном треке 202

4.6. Методика проведения полевых исследований 205

4.6.1. Условия проведения измерений в поле 208

4.6.2. Методика проведения полевых исследований трактора в агрегате с плугом 210

4.6.3. Методика проведения полевых исследований трактора в агрегате с культиватором 213
4.6.4. Методика проведения полевых исследований трактора в агрегате с сеялкой 215
4.6.5. Методика проведения исследований транспортно-технологического агрегата 217
4.7. Методика проверки математической модели на адекватность и сходимость результатов 219
4.8. Методика проведения корреляционно-спектрального анализа результатов экспериментальных исследований 222
4.9. Методика расчета на надёжность элементов силовой передачи 227
4.10. Точность измерений 230
4.11. Выводы по четвертой главе 232
5. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ 234
5.1. Результаты проверки математической модели на адекватность и сходимость результатов 234
5.2.1. Результаты проведения вычислительных экспериментов по оценке влияния упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы в агрегате с плугом 238
5.2.2. Результаты проведения вычислительных экспериментов по оценке влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы в агрегате с культиватором 241
5.2.3. Результаты проведения вычислительных экспериментов по оценке влияния упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы в агрегате с сеялкой 243
5.3. Результаты проведения исследований методом оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при разных условиях работы трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче 245
5.4. Выводы по пятой главе 256
6. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРАКТОРА ПРИ РАБОТЕ С ОСНОВНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МАШИНАМИ 258
6.1. Результаты проведения натурных исследований по выявлению воздействия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном треке 258
6.2. Результаты проведения полевых исследований 261
6.2.1. Результаты проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с плугом 261
6.2.2. Результаты проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с культиватором 270
6.2.3. Результаты проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с сеялкой 279
6.2.4. Результаты проведения исследований транспортно-технологического агрегата 289
6.3. Результаты расчета на надёжность элементов силовой передачи (долговечность и безотказность) 298
6.4. Аппроксимация экспериментальных характеристик влияния устройства стабилизации динамических нагрузок в силовой передаче на функциональные свойства трактора 302
6.4.1. Применение методики анализа быстропеременного процесса 302

6.4.2. Результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования трактора 305
6.4.3. Результаты аппроксимации функции взаимной спектральной плотности некоторых процессов опытного и серийного тракторов 312
6.5. Результаты оценки агротехнических показателей 319
6.5.1. Оценка агротехнических показателей на пахоте 319
6.5.2. Оценка агротехнических показателей на культивации 320
6.5.3. Оценка агротехнических показателей на посеве 320
6.6 Выводы по шестой главе 321
7. ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ 326
7.1 Технико-экономическая оценка эффективности применения опытной конструкции упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора 326
7.1.1. Исходные данные для оценки эффективности применения модернизированной силовой передачи 326
7.1.2. Расчет технико-экономических показателей 328
7.2 Оценка эффективности применения упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора находящегося в парке тракторов модельного хозяйства 331
7.2.1. Краткие сведения о модельном хозяйстве при определении экономической эффективности 331
7.2.2. Результаты расчета базового варианта 332
7.2.3. Результаты расчета нового варианта 334
7.3. Выводы по седьмой главе 338
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 340
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 346
ПРИЛОЖЕНИЕ А 385
ПРИЛОЖЕНИЕ Б 387
ПРИЛОЖЕНИЕ В 408
ПРИЛОЖЕНИЕ Г 421
ПРИЛОЖЕНИЕ Д 426
ПРИЛОЖЕНИЕ Е 433
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж 439
ПРИЛОЖЕНИЕ З 450
ПРИЛОЖЕНИЕ И 455

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время в Российской Федерации эксплуатируется более полутора сотен тысяч единиц колесных и гусеничных тракторов. Основная доля работ в сельскохозяйственном производстве приходится на колесные тракторы, так как они наиболее полно отвечают возрастающим требованиям этого производства. Они более универсальны, имеют меньшую стоимость и эксплуатационные затраты, эффективно используются на пропашных и транспортных работах. Высокая универсальность этих тракторов позволяет им выполнять практически весь комплекс сельскохозяйственных работ и тем самым снизить количественный и марочный состав машинно-тракторного парка хозяйства.

Большая часть эксплуатируемых колесных тракторов в нашей стране – это тракторы тягового класса 1,4, которые составляют, по данным Минпромторга и Росспецмаш, около 158,4 тысяч единиц. От общей численности колесных тракторов это 65,6%. [198, 200]. Обязательно нужно учитывать тот факт, что годовое производство тракторов в РФ с 90-х годов XX века сократилось более чем в 3,5 раза [9, 19, 154]. Например, за период 2015 по 2020 год происходило устойчивое сокращение тракторов сельскохозяйственного назначения с темпами выбытия 1,5-2,0 раза опережающими темпы обновления [102]. Данный факт численности тракторов предопределяет соответствующее снижение темпа его обновления. При ресурсном подходе, с учетом фундаментального природного закона ограничивающего фактора (закона минимума Либиха), наличие тракторов определяется как узкое место в работе всех остальных элементов АПК, включая потери в виде не образовавшейся продукции, которые достигают 30% от общей полученной продукции.

Характеристика тракторооснащенности, по данным Минсельхоза России, составляет 35% от оптимальной технологической потребности. Минсельхоз оценивает дефицит самоходной техники не менее чем в 100 тыс. единиц в целом по стране, а по информации «Росагролизинг» в стране особо остро дефицит техники ощущается в сегменте тракторов – более 77 тыс. единиц [9, 19]. При условии

среднегодового приобретения самоходных машин, в числе которых колесные тракторы, на уровне 16 тыс. ед., вопрос совершенствования и технической модернизации АПК будет актуален в средне- и долгосрочной перспективе [102, 293, 267].

В свою очередь, «Росагролизинг» приводит данные о том, что имеется большая потребность в тракторах малой и средней мощности, а также специализированной технике для садоводства, виноградарства, льноводства и других отраслей [19, 102]. Многое из перечисленного закупается у иностранных поставщиков, так как отечественных аналогов на рынке пока не представлено или представлено недостаточно. Причем за последние 10 лет количество тракторов в среднем за год сокращалось на 10 тыс. единиц (по данным Росстат). Доля тракторов старше 10 лет (полностью выработавших нормативный срок службы) критично велика и составляет более 60% (от общей численности всех тракторов), в общей численности тракторов сельскохозяйственного назначения преобладают машины со сроками службы более 20 лет, что свидетельствует о существенном физическом и моральном износе парка [9]. В работе [102] приводятся данные, что только 22,4% тракторов имеют срок службы шесть и менее лет. Это означает что если за шесть лет парк обновляется на 22,4%, то при сохранении таких же темпов воспроизводства потребуется 26 лет для обновления всех тракторов на 100% [102]. В работе [61] отмечено что большая доля затрат и простоев на ремонт приходится на отказы агрегатов силовых передач - до 25% , из которых до 20 % – коробки передач. Так же в этой работе отмечается, что на отказы и неисправности ДВС приходится 45%.

Физический и моральный износ эксплуатируемых тракторов в значительной мере предопределяет межремонтные сроки их работы, а также объём и стоимость текущих и капитальных ремонтов. На осуществление ремонтов тракторов в малых фермерских хозяйствах ежегодно расходуются запасные части на десятки и сотни тысяч рублей. Поэтому даже сравнительно небольшое повышение долговечности тракторов даёт значительную экономию затрат материальных, денежных и трудовых ресурсов [293, 267].

Проанализировав вышеприведённые данные, можно сделать заключение о том, что огромная часть тракторов сельскохозяйственного назначения нуждается в значительном обновлении. При этом следует ожидать, что потребности в тракторах у крестьянских хозяйств расширяются, а их значение в обеспечении будущего развития экономики страны будет возрастать. Идеальным вариантом будет полное обновление парка тракторов. Однако, одномоментно этого сделать невозможно, по причине очень высокой стоимости проведения такого обновления. Наиболее простым решением такого обновления, является совершенствование и модернизация уже существующих образцов путём улучшения характеристик силовых передач. Так же необходимо учитывать, что в настоящее время методология совершенствования тракторов сельскохозяйственного назначения в окончательном виде не проработана. Имеется значительный научный задел по совершенствованию отдельных элементов, но при этом остро возникают проблемы обеспечения полной реализации комплексного подхода**.** Комплексный научный подход заключается в разработке методологии проведения исследований, направленных на поиск рациональных путей и технических средств стабилизации режимов нагружения силовых передач колесных тракторов сельскохозяйственного назначения, в том числе снижения уровня динамических нагрузок элементов конструкции и включает повышение долговечности и остаточного ресурса [15]. Все это повышает требования к функциональным и эксплуатационным характеристикам тракторов. Обеспечить эти требования можно только на основе комплексного научного подхода к показателям функционирования тракторов.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что **проблема,** которая имеет большое значение для народного хозяйства страны, заключается в старении, снижении качества и технического уровня колесных тракторов сельскохозяйственного назначения, на фоне растущих к ним требований, **является актуальной**. **Научная проблема** состоит в том, что разработанных научных методов совершенствования тракторов моноблочной компоновки сельскохозяйственного назначения недостаточно и при этом отсутствует комплексный подход в таких исследованиях. По определению, комплексный подход заключается в способе осуществления исследовательской работы на ранних

этапах и практической деятельности, путем создания функциональной целостности объектов, приемов, методов для достижения запланированного результата [15].

Решение обозначенной научной проблемы лежит в области комплексного научного подхода к улучшению условий функционирования тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки путём совершенствования силовых передач. Такой подход обусловлен необходимостью разработки методологии и методов проведения исследований, направленных на поиск рациональных путей и технических средств повышения производительности при снижении уровня динамической нагруженности элементов конструкции, что в конечном итоге позволит обеспечить повышение долговечности и увеличить остаточный ресурс тракторов.

Работа соответствует основным критериям, определенным в «Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года», утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 7 июля 2017 г. № 1455-р, «Программе фундаментальных научных исследований в Российской Федерации на долгосрочный период 2021–2030 годы», (утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 31 декабря 2020 г., № 3684-р), так же Федеральному закону от 02.07.2021 № 297-ФЗ «О самоходных машинах и других видах техники». Исследования выполнены по плану научно-исследовательской работы ФГБНУ ФНАЦ ВИМ (государственное задание №0581-2019-0010 – «Разработать систему мобильных энергетических и транспортно-технологических средств для цифрового сельского хозяйства»).

При проведении экспериментальных исследований проводились измерения в рамках договоров между ГНУ ВНИПТИМЭСХ и ФГОУ ВПО АЧГАА: договор №235 от 20 сентября 2004 года «Измерение характеристик тракторов и тракторных двигателей в лабораторных и полевых условиях»; договор №250 от 30 марта 2005 года «Измерение тяговых динамических и кинематических характеристик трактора и агрегатов на различных агрофонах»; договор №268 от 4 июля 2005 года «Измерение амплитуд и частот колебаний трактора класса 1.4 при использовании динамических гасителей, обеспечивающих плавность хода».

Степень разработанности темы исследований. Основы теории движения трактора и автомобиля заложены в работах В.Н. Болтинского, Е.Д. Львова, Р.В. Ротенберга, Е.А.Чудакова, А.А. Хачатурова. Существенный вклад в развитие методов проектирования и исследования колесных машин внесли также В.В. Гуськов, З.А. Годжаев, А.Г. Жутов, Г.М. Кутьков, И.П. Ксеневич, В.И. Кнороз, А.И. Свитачев, В.П. Тарасик, И.А.Тараторкин, И.П. Трояновская, И.С. Цитович, В.В. Шеховцов, Д.С. Гапич, В.И. Прядкин и другие исследователи. Исследования по применению упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче проводили Н.Г. Кузнецов, В.А. Кравченко, Д.А. Нехорошев. В Воронежском аграрном университете (г. Воронеж) профессор О.И. Поливаев и А.Н. Беляев исследовали подобные механизмы в ходовых системах колёсных тракторов. В своих работах ученые доказали, что применение упруго-демпфирующего механизма повышает эффективность работы трактора. Кроме российских ученых, похожей проблемой занимались и зарубежные исследователи. Frank M. Zoz и Robert D. Grisso, Smith, D. исследовали в целом работу трактора и его элементов. Polifke, G. предложил Voith Hydrodamp – гидравлический амортизатор крутильных колебаний.

Условия эксплуатации тракторов весьма многообразны. В таких многообразных условиях ресурс трактора в значительной степени зависит от технического состояния его силовой передачи. Элементы силовой передачи трактора работают в условиях действия высоких циклических нагрузок, вызванных резким переменным характером режима работы, значительной величиной передаваемых крутящих моментов, а также другими случайными факторами [122, 293, 267]. Неопределенность условий эксплуатации тракторов требует особого подхода к проведению теоретических и экспериментальных исследований по совершенствованию силовых передач [155].

В настоящее время продолжаются работы по дальнейшему совершенствованию и повышению надёжности тракторов, в том числе их отдельных деталей и узлов. В связи с этим приобретают важное значение вопросы рационального конструирования деталей, узлов и агрегатов трактора, которое невозможно решить без исследования особенностей работы отдельных элементов конструкции и их взаимосвязи с другими деталями и конструктивными узлами

[122, 293, 267]. Рациональное конструирование должно обеспечить достижение необходимой долговечности силовой передачи и повышения производительности трактора, при одновременном повышении энергоэффективности и улучшении условий труда водителя. Это обеспечивается за счет стабилизации нагрузочных режимов. В свою очередь к стабилизации нагрузочных режимов относится снижения динамической нагруженности как на установившемся режиме работы трактора, так и на переходных режимах: режим разгона, режим переключения передач [193]. Необходимость в стабилизации нагрузочных режимов возникла по причине увеличения рабочих скоростей тракторов, которое привело к росту вибронагруженности составляющих звеньев силовой передачи и зоны рабочего места водителя. Возросли колебания крюковой нагрузки относительно среднего значения до 30…35 % [193].

Снижение динамических нагрузок на элементы конструкции тракторов путём совершенствования силовой передачи является значительным резервом для повышения их долговечности. В связи с этим защита силовой передачи и ходовой системы трактора от динамических нагрузок является важной проблемой, решение которой приведет к росту производительности и надежности работы трактора, находящегося в составе машинно-тракторного агрегата (МТА) [193]. Снизить динамическую нагруженность можно путем введения в силовую передачу специальных устройств с оптимальными упруго-демпфирующими характеристиками. Использование упругих и эластичных элементов на колесных тракторах позволило существенно повысить эффективность их работы. Производительность повысилась на 8,5…17,7 %, расход топлива снизился на 11…21 %, а долговечность силовой передачи повысилась в 2…3 раза. Достигается данный эффект как за счет стабилизации нагрузки (повышения вероятности работы на средней нагрузке), так и за счет снижения величины максимальных динамических нагрузок [193].

Вместе с тем, степень воздействия упругих элементов на работу трактора в составе машинно-тракторных агрегатов с различными орудиями и машинами, при установке их в начальном звене механической силовой передачи изучена недостаточно. Совмещение в одном устройстве упругого и демпфирующего

механизма со свойствами гасителя колебаний тяговой нагрузки свидетельствует о перспективности использования такого механизма в тракторах. Установленные ближе к двигателю, в районе сцепления, упруго-демпфирующие элементы позволяют решить актуальную проблему совмещения упругих приводов с виброгасителями (использование дополнительного демпфирования), что способствует значительному повышению надежности и долговечности трактора, а также защищает его силовую передачу от динамической нагруженности, возникающей в системе «Двигатель – Силовая передача – Орудие – Опорная поверхность». В конечном итоге это приводит к повышению стабилизации скорости движения во время работы с основными технологическими орудиями и машинами [193].

В диссертационной работе предложен комплексный подход к теоретическим (на основе методов оптимизационного синтеза и математического моделирования) и экспериментальным (на основе разработанной методики) исследованиям, для создания функциональной целостности совершенствования тракторов посредством изменения динамических характеристик силовых передач в колебательной системе «Трактор-Агрегатируемая сельхозмашина» с целью стабилизации динамических нагрузок в широком диапазоне [88]. Предлагаемые мероприятия по совершенствованию силовых передач посредством изменения динамических характеристик системы «Трактор-Агрегатируемая сельхозмашина», приводят к снижению вредного воздействия от динамических нагрузок, например путем установки упруго-демпфирующего механизма (УДМ), который не требуют существенных конструктивных изменений силовой передачи трактора, но при этом улучшает показатели производительности и условия труда оператора.

В соответствии с изложенным, **цель** настоящего исследования состоит в повышении технического уровня колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки путём разработки комплексного научного подхода к созданию и совершенствованию силовых передач с улучшенными динамическими характеристиками за счет стабилизации нагрузок и повышения надёжности.

Для достижения поставленной цели нами были выдвинуты научная и рабочая гипотезы.

Научная гипотеза заключается в том, что повышение технического уровня колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, при условии растущих к ним требований по производительности и надежности, может быть достигнуто путем комплексного научного подхода к теоретическим и экспериментальным исследованиям с применением технических устройств для стабилизации динамических нагрузок.

Рабочая гипотеза заключается в том, что повышение технического уровня колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, при условии растущих к ним требований по производительности и надежности, может быть достигнуто комплексным научным подходом к созданию функциональной целостности совершенствования силовых передач, опирающегося на применение разработанного метода теоретических исследований, базирующегося на получении оптимального решения, с использованием методики экспериментальных исследований при различных условиях работы трактора и установкой устройства (упруго-демпфирующего механизма) для изменения динамических свойств системы «Трактор – Агрегатируемая сельхозмашина», для защиты от динамических нагрузок, что приведет к росту производительности машины и надежности элементов конструкции.

Исходя из поставленной цели и выдвинутых научной и рабочей гипотез, необходимо решить следующие **задачи** исследования:

1. Осуществить анализ научно-технической информации, систематизировать и обобщить сведения о научно-исследовательских методах и технических решениях совершенствования силовых передач, включая устройства для изменения динамических характеристик.

2. Дать теоретическое обоснование методов совершенствования тракторов моноблочной компоновки сельскохозяйственного назначения для снижения их динамической нагруженности и повышения надежности элементов конструкции.

3. Разработать, на базе комплексного научного подхода, метод исследования динамических процессов, обеспечивающий синтез совокупности различных режимов и условий работы колесного трактора.

4. Получить векторно-целевую функцию оптимизации модифицированной колебательной системы колесного трактора с компонентой изменения динамических характеристик в конструкции силовой передачи.

5. Разработать методику экспериментальных исследований динамических процессов движения колесного трактора сельскохозяйственного назначения в рамках комплексного научного подхода.

6. Дать оценку согласованности теоретических и практических результатов исследований, выполнив анализ вероятностных характеристик динамической нагруженности и надежности элементов конструкции, при установившихся и неустановившихся режимах движения в рамках комплексного научного подхода к исследованию динамических процессов колесного трактора сельскохозяйственного назначения.

7. Выполнить оценку эффективности применения компоненты изменения динамических характеристик колебательной системы силовой передачи колесного трактора сельскохозяйственного назначения по результатам расчетно-теоретических и экспериментальных исследований.

Решение этих задач позволяет дополнить существующие методы исследований и прогнозирования режимов работы трактора, определит пути его дальнейшего совершенствования, как энергетического средства следующего поколения.

Также обозначены объект и предмет научных исследований.

Объект научных исследований – силовые передачи колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, в том числе параметры и режимы работы.

Предмет научных исследований – закономерности крутильно-колебательных процессов в силовых передачах колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, закономерности

изменения динамических характеристик и пути стабилизации динамических нагрузок на элементы конструкции.

Научная новизна исследований состоит в следующем:

1. Впервые представлена системная классификация устройств стабилизации и демпфирования динамических нагрузок, отличающаяся иерархией конструктивных признаков и топологией их размещения в конструкции трактора моноблочной компоновки с учетом зависимости эффективности демпфирования колебаний от пространственной удаленности механизмов относительно источников возмущения.

2. Научно обоснован принцип адаптивной стабилизации динамических нагрузок трактора в составе агрегата, отличающийся активным управлением параметрами жесткости и инерционности силовой передачи в реальном времени (патент №2739100), для направленного изменения собственных частот привода в дополнение к демпфированию.

3. Сформулирован комплексный научно-методический подход к стабилизации динамических нагрузок колесных тракторов моноблочной компоновки, отличающийся применением поиска единого оптимального решения для широкого спектра стохастических режимов работы трактора в составе агрегата и обеспечением математической инвариантности параметров адаптивного механизма к вариативности внешней нагрузки.

4. Разработан метод оптимизационного синтеза конструктивных параметров устройства изменения динамических характеристик силовой передачи, отличающийся применением аппарата математического программирования для поиска седловых точек функции Лагранжа, устанавливающий закономерности между конструктивными параметрами устройства и динамическими характеристиками силовой передачи трактора моноблочной компоновки в условиях эксплуатационных ограничений.

5. Разработана комплексная расчетно-экспериментальная методика исследования динамики трактора в составе агрегата, отличающаяся интеграцией алгоритмов спектрального анализа в процесс обработки тензометрических данных

для прямой идентификации параметров силовой передачи в условиях стохастического нагружения.

6. Закономерности изменения динамических характеристик силовых передач тракторов моноблочной компоновки, устанавливающие аналитическую зависимость между параметрами применяемых адаптивных упруго-демпфирующих механизмов и частотным спектром внешнего воздействия, отличающиеся учетом взаимного влияния переменной жесткости связи и стохастической структуры нагрузки на установившихся и неустановившихся режимах движения.

7. Научно обоснованная совокупность критериев технико-экономической эффективности применения адаптивных систем стабилизации и демпфирования динамических нагрузок, отличающаяся установленной количественной связью между снижением уровня вибронагруженности силовой передачи и параметрами надежности элементов силовой передачи трактора, находящегося в составе МТА в условиях интенсивных технологий возделывания сельскохозяйственных культур.

Теоретическую значимость диссертационной работы составляют:

1. Разработанный метод оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы тракторов моноблочной компоновки, базирующийся на получении оптимального решения.

2. Векторно-целевая функция, полученная методом оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы колесного трактора моноблочной компоновки, позволила обосновать конструктивные параметры упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовую передачу трактора, как средства стабилизации динамических нагрузок.

3. Разработанная методика экспериментальных исследований динамики движения трактора моноблочной компоновки и динамической нагруженности силовой передачи с установленным упруго-демпфирующим механизмом, позволяет оценить эффективность, в том числе с проведением анализа вероятностных характеристик для улучшения динамических и энергетические показателей трактора.

Практическую значимость диссертационной работы составляют:

1. Устройство изменения динамических характеристик и совершенствования силовых передач трактора на основе разработанных технических решений защищённых патентами РФ на изобретения (№2398147, №2299135, №2252148, №2222440, №83458, №2020619748, № 2739100);

2. Расчетно-экспериментальная методика исследований динамических процессов при работе трактора, позволяющая получить новые научные результаты для совершенствования силовых передач и полнокомплектной машины в целом на стадии проектирования и модернизации.

3. Результаты и методологические основы в виде методических рекомендаций по исследованию тягово-сцепных свойств и динамических процессов тракторов различных тяговых классов используются тракторными заводами, Министерством сельского хозяйства и продовольствия Республики Дагестан, а также в учебном процессе для студентов инженерных специальностей и для слушателей повышения квалификации кадров инженерных специальностей.

Методология и методы исследований представлены в комплексе эмпирических и теоретических научных исследований. Теоретические методы исследования включали в себя постановку проблемы, построение гипотезы, анализ, синтез, конкретизацию и обобщение полученных научных фактов об исследуемых процессах функционирования колесного трактора, в силовую передачу которого установлено устройство для изменения динамических характеристик системы «Трактор-Агрегатируемая машина», в том числе параметры и режимы его работы. Применены теоретические разработки, а именно использованы методы аналитической динамики, системного анализа, теории вероятностей, математической статистики и обработки информации, методы математического программирования. Теоретико-аналитические исследования выполнены с использованием известных положений теории колёсных и гусеничных машин, теоретической и прикладной механики, теории колебаний, гидромеханики, теории планирования эксперимента, позволяющие определить закономерности формирования возмущающих воздействий, оценки динамических характеристик крутильно-колебательной системы силовой передачи трактора в реальных условиях эксплуатации. Эмпирический метод исследований опирался на

использование усовершенствованной методики испытания трактора и методов планирования многофакторных экспериментов. Основные расчеты и обработка результатов экспериментов выполнялась с использованием пакета программ для ЭВМ (Mathcad, MATLAB, MAPLE, пакета программ Microsoft Office).

Научные положения исследований, выносимые на защиту:

1. Системная классификация устройств стабилизации и демпфирования динамических нагрузок, позволяющая обосновать рациональные зоны установки механизмов в условиях моноблочной компоновки для адресной нейтрализации колебаний в критических узлах валопровода.

2. Принцип адаптивной стабилизации динамических нагрузок трактора в составе агрегата (патент №2739100), позволяющий динамически выводить систему из резонансных режимов путем направленного изменения собственных частот привода в реальном времени, повышая демпфирующую способность, что обеспечивает рост эксплуатационной надежности агрегата.

3. Комплексный научно-методический подход к стабилизации динамических нагрузок колесных тракторов моноблочной компоновки, позволяющий определить единый оптимум параметров адаптивного устройства изменения динамических характеристик для широкого спектра режимов эксплуатации, что обеспечивает устойчивость защиты силовой передачи независимо от изменения внешних условий нагружения.

4. Метод оптимизационного синтеза конструктивных параметров устройства для изменения динамических характеристик силовой передачи, позволяющий трансформировать стохастические характеристики внешней нагрузки в детерминированные значения параметров настройки устройства, обеспечивая стабилизацию динамических процессов в колебательной системе «Трактор — Агрегатируемая машина», снижая нагруженность валопровода и защиту двигателя от колебаний внешней нагрузки во всем диапазоне рабочих режимов.

5. Комплексная расчетно-экспериментальная методика исследования и алгоритм обработки экспериментальных данных динамики трактора в составе агрегата, позволяющая верифицировать теоретические модели и достоверно

оценивать динамическую нагруженность силовой передачи для обеспечения заданных показателей надежности системы «Трактор — Агрегатируемая машина».

6. Закономерности трансформации вероятностных характеристик нагружения силовых передач тракторов моноблочной компоновки, позволяющие путем адаптивного управления параметрами упруго-демпфирующих механизмов научно обосновать прогнозирование ресурса и минимизировать энергозатраты двигателя при работе со стохастической нагрузкой на разных агрофонах.

7. Совокупность критериев и показателей технико-экономической эффективности, позволяющая обосновать целесообразность применения адаптивных систем стабилизации в силовых передачах тракторов за счет увеличения долговечности и повышения безотказности в условиях интенсивных технологий возделывания сельскохозяйственных культур.

Степень достоверности результатов подтверждается тем, что теоретические предпосылки основаны на известных проверяемых данных и согласуется с результатами экспериментальных исследований. Сравнение результатов аналитических исследований согласуется с полученными экспериментальными данными в реальных условиях. Данные эксперимента получены в результате измерений с использованием сертифицированного оборудования и проверенных методик исследования. Сходимость теоретических и экспериментальных данных позволяет говорить об адекватности предложенных математических моделей и не противоречит фактам, известным из специальной литературы.

Экспериментальный трактор испытывался на полях учебно-опытного хозяйства Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии (в настоящее время Азово-Черноморский институт Донского государственного аграрного университета в Ростовской области), при этом показал высокую эффективность в реальных условиях эксплуатации аграрного производства. Результаты теоретических исследований реализованы в опытном образце.

Апробация научных результатов исследований. Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на научных, научно-технических и научно-

практических конференциях с 2003 по 2024 годы: Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии (АЧГАА, г.Зерноград, 2003-2012 гг.), Челябинского государственного аграрного университета (ЧГАУ, Челябинск, 2004), ВНИПТИМЭСХ (Зерноград, 2005 г.), «Будущее машиностроения России» (МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2017 г.); АЧИИ ДонГАУ, 2018 г. (Зерноград, 2018 г., 2021 г.); «Состояние и перспективы развития агропромышленного комплекса» (ДГТУ, 2019 г.), на международных конференциях: 1-3 International Conference on Intelligent Computing & Optimization, (Thailand, 2018-2020 гг.), «Чтения академика В.Н.Болтинского» (РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева, 2018-2026 гг.); а так же на многих научных семинарах, посвященных теме исследований. Подробный список представлен в Приложении А.

Результаты исследований трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче приняты и реализуются в ОАО «МТЗ» Республика Беларусь, г. Минск, в ООО «МИКОНТ» города Чебоксары Чувашской Республики, в ПАО КАМАЗ города Набережные Челны Республики Татарстан, на заводе ООО «Трактор» города Еманжелинск Челябинской области, на тракторном заводе ООО «ЧЗПТ» города Челябинска, в ООО «Агросервис» Ставропольского края Красногвардейского района, в учебном процессе кафедры «Автомобилей и сервиса» ФГБОУ ВО «ВГЛТУ им. Г.Ф. Морозова», используются при проведении занятий на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Дагестанский ГАУ имени М.М. Джамбулатова», в учебном процессе кафедры «Технические системы в агробизнесе, природоустройстве и дорожном строительстве» ФГБОУ ВО «Брянского государственного аграрного университета», в учебном процессе кафедры «Автомобили, тракторы и технический сервис» ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургского государственного аграрного университета», в учебном процессе кафедры «Наземные транспортные средства» ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», также результаты исследований переданы и используются Министерством сельского хозяйства и продовольствия Республики Дагестан. Полученные результаты могут быть использованы конструкторскими бюро других заводов-изготовителей, специализирующихся на выпуске и изготовлении тракторов.

Личный вклад соискателя. Лично автором выполнены: определение цели и задач исследования, постановка научной гипотезы, формулирование основных научных положений; разработка комплексного научного подхода, включающего метод теоретических исследований и методику проведения экспериментальных исследований; создание математической модели, поиск практических решений и получение результатов; проведение анализа теоретических и экспериментальных данных; обоснование теоретических выводов, рекомендаций и параметров модернизированной конструкции упругодемпфирующего механизма. При участии автора осуществлены: подготовка материалов для публикаций по теме диссертации, проведение лабораторных и полевых экспериментальных исследований, а также непосредственная разработка модернизированной конструкции упругодемпфирующего механизма.

В работе использованы материалы исследований, выполненные лично автором, а также результаты, полученные совместно с Владимиром Алексеевичем Кравченко (исследования культиваторного агрегата), Анной Александровной Сенькевич (исследования посевного агрегата), Вероникой Владимировной Дурягиной (исследования пахотного агрегата), Захидом Адыгезал оглы Годжаевым (теоретические исследования динамических процессов тракторов тяговых классов 0,6-1,4 т.), Екатериной Николаевной Ильченко (теоретические исследования надежности тракторов тяговых классов 0,6-1,4 т.) и Ильей Сергеевичем Алексеевым (теоретические исследования динамических процессов трактора тягового класса 0,6 т.), работавшими вместе с автором.

Публикации. Результаты проведенных исследований опубликованы в 46 научных статьях, в том числе: восемь статей опубликованы в журналах, входящих в Russian Science Citation Index, Web of Science, Scopus; 15 статей в изданиях из перечня ведущих периодических изданий, определенных ВАК при Министерстве науки и высшего образования Российской Федерации по научной специальности 4.3.1 категории К1 и К2; получено семь патентов на изобретения и полезные модели, включая свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ; 16 статей в сборниках научных трудов, материалах научных конференций, главы в книгах

иностранных монографий. Объем публикаций по теме диссертации 35,3 п.л., из которых доля авторского вклада – 16,2 п.л.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, семи глав, иллюстрированных 156 рисунками и включающих 97 таблиц, заключения, списка литературы из 387 наименований и содержит 9 приложений. Работа изложена на 466 страницах. На заимствованные материалы и работы, выполненные в соавторстве, сделаны соответствующие ссылки.

1. ОБЗОР, АНАЛИЗ И ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

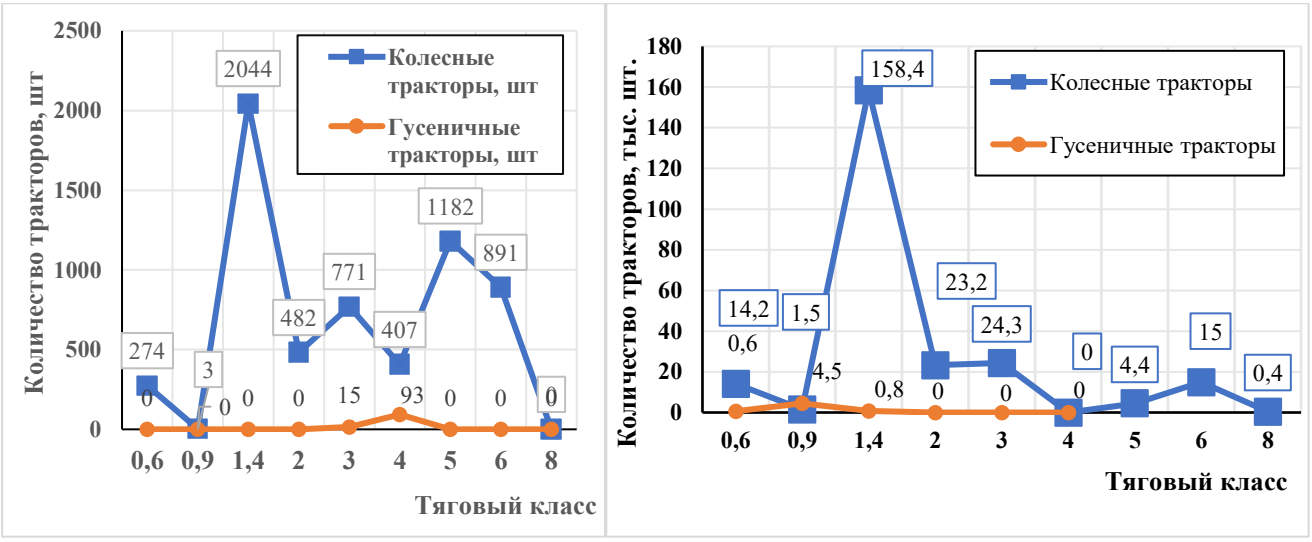
1.1. Общий анализ состояния отрасли производства тракторов

Социально-экономическое реформирование начала 90-х годов негативно отразилось на показателях эффективности деятельности аграрной сферы. Всё это усугубило положение отрасли аграрного профиля и отразилось не только на старении и сокращении машинно-тракторного парка, но и, как следствие, росте себестоимости производимой продукции, снижении уровня рентабельности продукции сельскохозяйственного производства, высоком уровне урбанизации, повлекшем за собой проблемы кадрового обеспечения [10, 228, 267]. Такая ситуация в аграрной отрасли явилась слабым сегментом российской экономики.

По данным Росстата количество тракторов сельскохозяйственного назначения на предприятиях агропромышленного комплекса РФ за последние 10 лет сокращалось в среднем на 10 тыс. единиц за год. С учетом существенного физического и морального износа парка тракторов увеличиваются риски, связанные с простоем как самих тракторов, так и машин, с которыми они работают при агрегатировании [9, 19, 102, 201].

Уровень оснащенности сельскохозяйственного производства мобильной техникой, в частности тракторами, является индикатором развития агропромышленного комплекса страны. Анализ состояния производства тракторов в России, проведенный в работе [19] выявил, что объем производства и общее количество колесных и гусеничных тракторов различных тяговых классов на территории РФ с 2018 года имеет тренд на существенное снижение.

В настоящее время в РФ эксплуатируется более двухсот сорока семи тысяч единиц колесных и гусеничных тракторов (по состоянию на 2018 год - 247,3 тысяч единиц). Основой парка колесных тракторов являются тракторы тягового класса 1,4 которые составляют (по данным Минпромторга и Росспецмаш) около 158,4 тысяч единиц. От общей численности колесных тракторов в парке это составляет 65,6% (рисунок 1.1).



а) *б)*

а) объем производства; *б)* общее количество

Рисунок 1.1 – Объем производства и общее количество колесных и гусеничных тракторов различных тяговых классов на территории РФ за 2018 год [198, 200]

Однако, в январе 2021 года объем отгрузок машин мощностью более 100 л.с. значительно вырос (136,8%), но уже с 2022 года по 2024 году пошел тренд на снижение [19, 200]. Высокая степень зависимости от импорта сохраняется на российском рынке, обусловленная она неполным спектром производимой в стране техники. График отгрузки сельхозтехники российского и иностранного производства представлен на рисунке 1.2.



Рисунок 1.2 – График отгрузки сельхозтехники российского и иностранного производства [19, 200].

Только для стран с развитым сельскохозяйственным сектором характерна высокая механизация труда и насыщенность техникой на единицу пахотной площади. По итогам 2024 года доля импорта на отечественном рынке тракторов составила

62% (рисунок 1.3). Это в первую очередь поставки техники из Республики Беларусь. [199, 200].

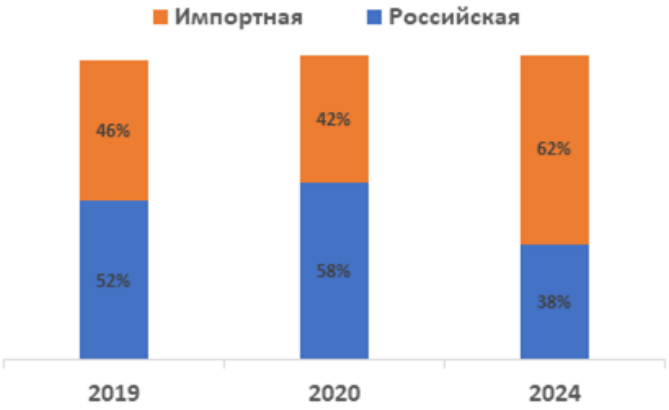


Рисунок 1.3 – Распределение техники отечественного и зарубежного производства [199, 200]

По данным официального сайте Росспецмаш в январе 2021 года рынок сельскохозяйственных тракторов вырос на 19,7% по сравнению с аналогичным периодом 2020 года [200]. В сегментах рынка по мощностям наблюдается разнонаправленная динамика. Рынок малогабаритных тракторов с двигателем мощностью до 40 л.с. в январе 2021 года снизился на 17,3%. На текущий момент сектор до 40 л.с. формируется в основном техникой из Китая и Японии. В секторе тракторов мощностью от 40 до 100 л.с. за январь 2021 года положительная динамика составила 9,1%. На текущий момент данный сектор формируется в основном за счет поставок из Республики Беларусь и стран дальнего зарубежья, а также отгрузок российской техники [200]. Сектор полноприводных тракторов формируется в основном отгрузками российских производителей [200].

Приведенные показатели свидетельствуют о том, что в настоящее время для отечественного тракторостроения вопрос наполнения машинно-тракторного парка хозяйств тракторами необходимого тягового класса является актуальным. Поэтому ещё в 2008 году была разработана «Стратегия машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России на период до 2020 года», которая была впоследствии учтена в «Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года» [275, 276, 267]. Фундаментальной базой для формирования стратегии развития аграрного сегмента является обоснование параметров необходимости модернизации данной сферы, отразившееся в повышении эффек-

тивности показателей производственной деятельности. Основными разработчиками Стратегии были ведущие учёные и специалисты научно-исследовательских институтов Россельхозакадемии, Министерства сельского хозяйства России и Министерства промышленности России. Прогноз развития парка тракторов сельскохозяйственного назначения России до 2030 г. представлен в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Прогноз развития парка тракторов сельскохозяйственного назначения России до 2030 г. [231]

Показатели	2015			2030		
	СХО*	КФХ*	ЛПХ*	СХО	КФХ	ЛПХ
Тракторный парк, тыс. шт.	364	70	-	900	425	2000
Количество занятых работников, тыс. чел.	2300	1200	45000	5400	1200	20000
Производительность труда, тыс. руб./чел. год	514,6	174,3	23,6	600	250	40
Объем производства, млрд. руб.	1183,7	209,2 5040	1068,5	4000	300 10750	800
Относительный объем механизированных работ, %	60	40 35	0	70	60 65	20
Объем экспорта, млрд. руб.		972			1600	
Объем импорта, млрд. руб.		1590			1600	
Объем запаса зерна, млн. руб. (млн. т)		280 (34,8)			0	
Объем потребления, млрд. руб. (%)		5980 (50)			0 10750 (100)	

* СХО – сельскохозяйственные организации; КФХ – крестьянско-фермерские хозяйства; ЛПХ – личные подсобные хозяйства.

Прогноз развития отечественного парка машин до 2030 года предполагается положительным, хотя и с небольшой динамикой. С 2008 по 2015 гг. тракторный парк сельскохозяйственных организаций (СХО) сократился с 233,6 тыс. до 130,8 тыс. За период 2015 по 2020 год происходило устойчивое сокращение тракторов сельскохозяйственного назначения с темпами выбытия 1,5-2,0 раза опережающими темпы обновления [102]. Данный факт численности тракторов предопределяет соответствующее снижение темпа его обновления. В работе [102] приводятся данные что 22,4% тракторов имеют срок службы шесть и менее лет. Это означает что если за шесть лет парк обновляется на 22,4%, то при сохранении таких же темпов воспроизводства потребуется 26 лет для обновления всех тракторов на 100% [102].

Следует вывод о том, что в общей численности тракторов сельскохозяйственного назначения преобладают машины со сроками службы более 20 лет, что свидетельствует о существенном физическом и моральном износе машин [9].

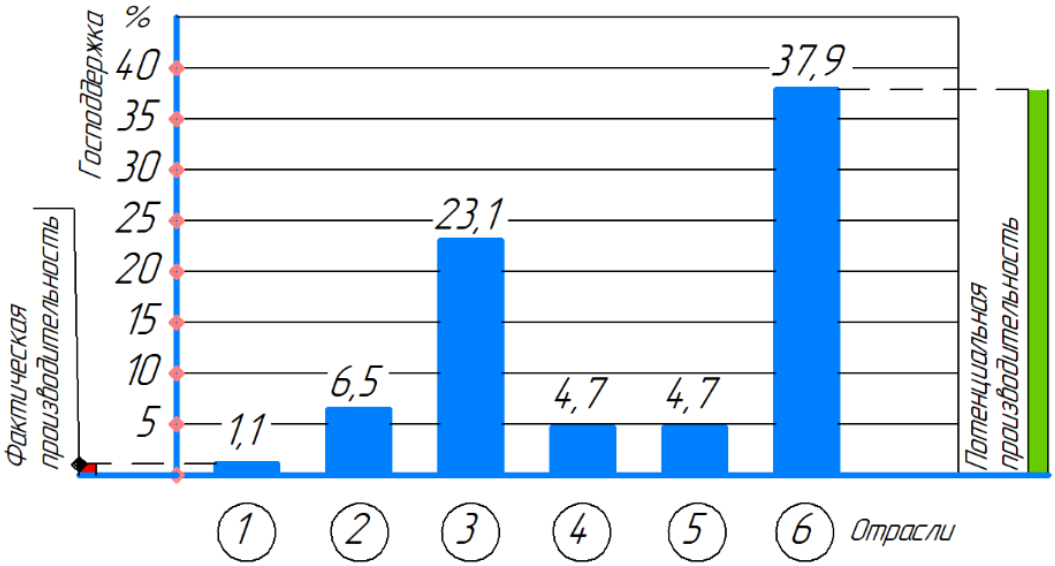
По оценкам BusinesStat, в 2014-2018 гг продажи тракторов для лесного и сельского хозяйства в России сократились на 39,2% (с 42,4 до 25,8 тыс. шт). Основная причина – снижение платежеспособного спроса на тракторы в связи с ухудшение экономической ситуации в стране. Соответственно за тракторным парком сократилась площадь пашни на 4,4 млн. га (6,1%), численность рабочих мест – на 800 тыс. чел (35%). Все это по данным проекта «Российская технологическая платформа» (далее Платформа) [231]. Как указывается в проекте Платформы, из условиях рыночного развития тракторонасыщенность уменьшилась до 2,7 тракторов/1000 га, что соответствует 27% от технологически необходимой и поэтому «Тракторный парк стал лимитирующим ресурсом, своим уровнем, ограничивающим действие любых других ресурсов». Изменение количества тракторов, приходящихся на тысячу гектаров, по годам показано на рисунке 1.4.



Рисунок 1.4 – Количество агромашин на тысячу гектар [19, 201]

Другими словами, тракторный парк является критическим звеном, наглядная демонстрация мультипликативной роли которого показана на рисунке 1.5 [199, 231]. Экономический смысл мультипликативности заключается в том, что при деградации одного элемента, перестают работать все другие элементы системы. При

ресурсном подходе с учетом фундаментального природного закона ограничивающего фактора (закон минимума Ю. Либиха, 1840 г.), парк тракторов определяется как узкое место, так как характеристика тракторооснащенности, по данным Минсельхоз России, составляет 35% от оптимальной технологической потребности. Именно это препятствует работе всех остальных элементов продуктивности АПК, включая потери в виде не образовавшейся продукции, которые достигали в 2015 году до 30 % от общей полученной продукции [374].



1 – Тракторный парк; 2 – Сельские территории; 3 – Растениеводство;
4 – Малые формы хозяйствования; 5 – Мелиорация; 6 – Животноводство.
Рисунок 1.5 – Наглядное представление ограничивающего фактора при оценке эффективности государственной поддержки отраслей агропромышленного комплекса (по данным Минсельхоз России)

Анализ и диагностика современного состояния аграрной отрасли позволили выявить, что основными связующими показателями, влияющими на себестоимость, рентабельность и урожайность сельскохозяйственной продукции, являются количественные и качественные характеристики парка тракторов и сельскохозяйственных машин. Данный факт прямо пропорционально отражается на валовом региональном продукте и соответственно доле в валовом внутреннем продукте, где удельный вес сельскохозяйственной отрасли в последние годы составляет примерно 3% [231, 267]. Конкурентное состояние рынка тяжелых тракторов (тягового класса 5,0-8,0) характеризуется доминирующим положением зарубежных фирм, таких как Challenger и Jonn Deere. Отечественные производители в данном сегменте представлены малым количеством производителей (по данным Платформы) [231].

Колесные тракторы модельного ряда «Агромаш» представлены семейством машин классов 0,6; 0,9; 1,4; 3,0; 4,0 [154]. «Росагролизинг» приводит данные о том, что имеется большая потребность в тракторах малой и средней мощности, а также специализированной технике для садоводства, виноградарства, льноводства и других отраслей [19, 102].

Проблема пополнения парка тракторов хотя бы до уровня 2002…2003 гг., который принимается некоторыми специалистами за минимально достаточный [153, 154], имеет стратегическое значение. Как видно из анализа и прогноза, пополнение это может быть осуществлено не ранее 2035 г. (при условии принятия решения в точке бифуркации в 2016 году) – и то в случае значительных поставок тракторной техники не менее, чем 12…14 тыс. штук в год новыми тракторостроительными заводами, которые ещё требуется построить. Общая стоимость инновационных заводов в современных ценах 150…155 млрд руб., это сопоставимо с тем, сколько Россия тратит ежегодно на ввоз тракторов из-за рубежа [153]. Примерный график убывания и восстановления тракторов и мобильных энергетических машин представлен на рисунке 1.6 [154].

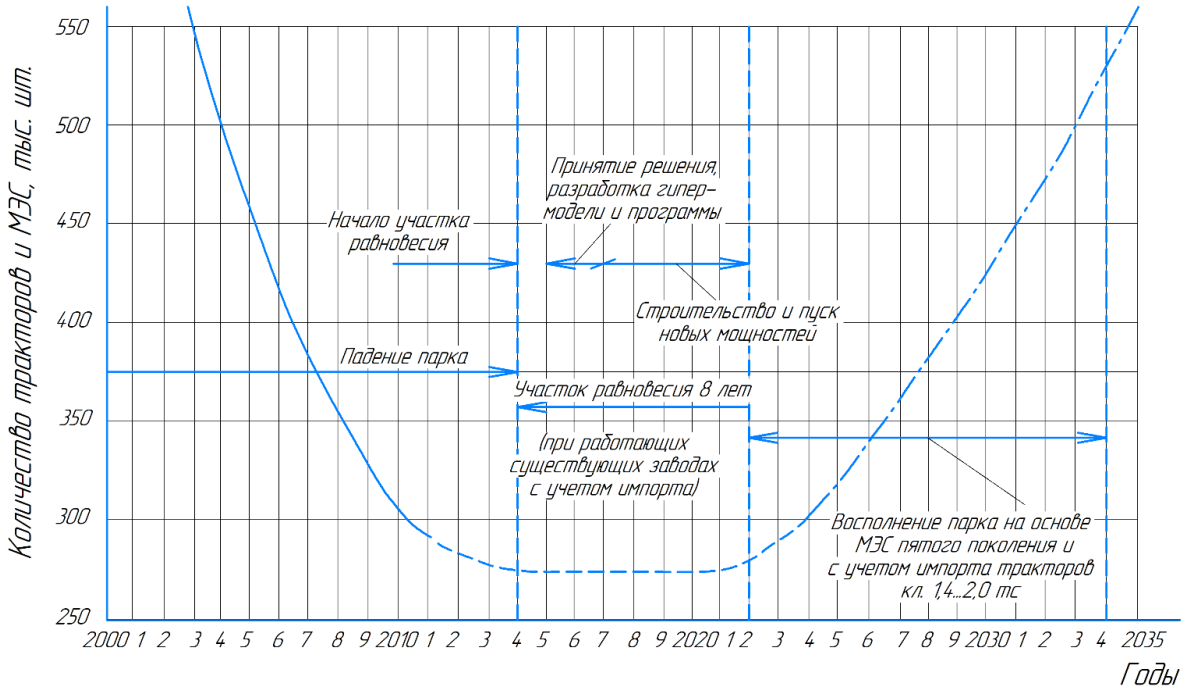


Рисунок 1.6 – Примерный график убывания и восстановления тракторов и мобильной техники (прогноз до 2035 гг) [154]

Разработка системы тракторного парка базируется на трёх основных элементах: конструкция тракторов, агрегатирование техники с трактором и тракторный

парк (рисунок 1.7) [374]. Для увеличения объема потребления с 5380 млрд руб. в 2015 г. до 10750 млрд руб. в 2030 г. при сохранении желательного импорта в 15% от собственного производства, тракторный парк СХО должен быть увеличен с 238,6 тыс. до 750 тыс. со средней мощностью 80-110 л.с. [231, 267].

К настоящему времени база тракторов существенно изменилась, мощность тракторов возросла в среднем в 10…15 раз (в сравнении с теми машинами, которые использовались 40-50 лет назад), коренным образом улучшились условия труда оператора, повысились экономическое и технико-эксплуатационные параметры.

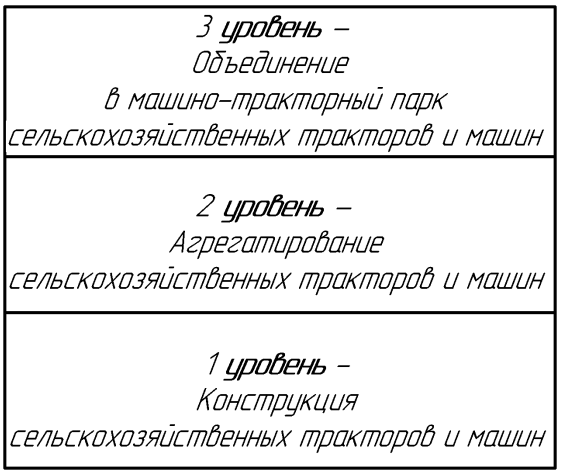


Рисунок 1.7 – Схема многоуровневой системы тракторов сельскохозяйственного назначения и машин, реализуемой в виде тракторного парка

Конструктивно-технологические решения в создании тракторов привели к повышению движущихся масс, существенно уплотняющих продукционные слои почв. Переход на массовое применение колесных машин при одновременном стремлении повышать производительность тракторов в составе машинно-тракторных агрегатов на полевых работах, в целом привели к росту массы тракторов до 15…17 т. Движение такой массы по полю с рабочей скоростью до 12…15 км/ч просто уничтожает продукционные процессы в агроценозах, сокращая урожайность на 30…35% на площадках под колесами [32, 33, 153, 154, 167, 166, 165, 233].

Фактически, игнорируя технологические усовершенствования, тракторостроители колесных машин решили устанавливать сдвоенные колеса, доведя ширину трактора до 4 м и более. Такую машину агрегатировать, например, с плугом весьма проблематично, так как последний должен иметь такую же ширину захвата – в 4 м (это не менее 12 корпусов) и соответственно развивать тяговую силу на

крюке не менее 6,0 и даже 8,0 тонн. При скорости в 6 км/ч такой агрегат должен иметь мощность не менее 250 л.с., соответственно возрастает металлоёмкость агрегата. Сейчас уже практически все новые колесные тракторы, даже тягового класса 3…4 (30…40 кН), дооборудуются вторым комплектом колес. В частности, это относится к новым машинам Минского тракторного завода. Тоже осуществляет Terrion ATM-3180, ООО «Концерн «Тракторные заводы», КЗ «Ростсельмаш», Versatile и RSM 2400.

Не смотря на все вышесказанное, современная отечественная машинно-технологическая база, как это ни парадоксально звучит, имеет всё необходимое для синтеза инновационной энерготехники, что очень подробно освещено в работах Э.И. Липковича и И.А. Долгова [74, 153, 154]. Наша страна пока имеет всю необходимую научную и элементно-агрегатную базу, которая позволит создать и освоить серийное производство тракторов нового поколения с долговечностью в 12…15 лет производственного использования. Не стоит забывать о том, что те модели тракторов, которые создаются в настоящее время, должны работать и быть востребованы не менее 30 лет с момента начала выпуска в серийном производстве, и должны обеспечивать экономический эффект сельхозтоваропроизводителю, по крайней мере, до середины 50-х годов текущего столетия. Это стратегическая проблема в АПК, которая с современных позиций при имеющейся динамике производства едва ли может быть решена успешно. Поэтому уже сейчас должны быть найдены новые конструктивно-технологические решения в создании нового поколения мобильной сельскохозяйственной энергетики, которые приобретут не только высокоэффективные технико-экономические параметры. На этой основе трактор в составе МТА должен иметь прежде всего высокую экологическую сбалансированность в продукционных процессах агроценозов. Экологическая сбалансированность техногенных процессов в растениеводстве (в том числе) есть современный краеугольный камень техники нового поколения. Она объединяет весь спектр эффективности на макроуровне и порождает эффект в современном АПК на стратегическую перспективу

до 2050 г. [153, 154, 167, 166, 165, 233]. Надо отметить, что экологическая сбалансированность заметно продвинулась в реализации на макроуровне и в нашей стране тоже. Это объясняется следующим [153, 154, 167, 166, 165, 233]:

- во-первых, тем, что в России оживает производство сельхозмашин в региональном аспекте, которое имеет значительную распределённость практически в полутора десятках природно-климатических зон зернового производства;

- во-вторых, инженерный корпус отечественного АПК, несмотря на его плачевное состояние, очень устойчив, и генетически воспитан на проблеме зональности сельхозтехники;

- в-третьих, традиции в отечественной мобильной агроэнергетике (в глубоко поврежденной нашей производственной базе) опираются на широкое использование адекватной сельхозтехники, которая имеет самое широкое распространение, также в своем развитии направленна на экологическую сбалансированность, и пока что такие подходы продолжают оставаться приоритетными;

- в-четвертых, оставшиеся работающими отечественные НИИ и ВУЗы продолжают вести исследования в данном направлении: сюда относятся научно-исследовательские работы ФНАЦ ВИМ (г. Москва), АЧИИ (г. Зерноград Ростовской области), ВолГАУ (г. Волгоград), ВолГТУ (г. Волгоград), Воронежский ГАУ (г. Воронеж), содружества НИУ Новосибирска и т.п., в определенной степени новые или вновь создаваемые комплексы институтов Минобрнауки России.

Конструктивно-технологические особенности колесной группы тракторов, предлагается рассмотреть на фоне общепринятых свойств машин. Отметим основные моменты [153, 154, 167, 166, 165, 233].

Первое. Отметим, что группа колесных тракторов, создававшаяся для отечественного АПК, начиная с 30-х годов прошлого века, и выпускающаяся сейчас в значительно меньших количествах, чем планировавшееся разработчиками, не представляет такой целостности подсистемы, как это имело место при создании гусеничной мобильной энерготехники. В колесном исполнении системность, по крайней мере, до четвертого поколения включительно просматривается только применительно к тракторам относительно малого класса тяги – 1,4 и ниже (<14 кН).

Это означает, что группу (подсистему) колесных машин в отечественном АПК как в дореформенный период, так и в период проведения реформ в России считать отработанной не представляется возможным.

Второе. Схемы сопряжения как гусеничных, так и колесных тракторов с орудиями и другими технологическими средствами механизации совершенно одинаковы. Применяются единые по ГОСТ задние навесные системы одинаковых конструктивно-технологических схем, включая крюковые тягово-сцепные конструкции. Однако имеются практические решения использовать колесные трактора для привода безмоторных технологических машин.

Третье. Особое отличие колесных тракторов от гусеничных заключается в экологической сбалансированности техногенных процессов в производственных агроэкосистемах. Сюда относятся следующие проблемы [153, 154, 233]:

– повышенное удельное давление на поверхностный почвенный слой до уровня 1,2…1,4 кг/см^2 снижает урожайность обрабатываемой площади от 35% до 50%, потому что след от колеса образует «канавку» глубиной до 150 мм, в которую при посеве сваливаются семена в большом количестве.

Приведенные явления относятся, в основном, к тракторам класса 5 и выше, массой 13 и более тонн. Такие колесные машины не должны использоваться в сельхозпроизводстве по экологическим соображениям. Тяжелые колесные тракторы создают в пахотном и в подпахотном слое зоны повышенной плотности по глубине до 800…1000 мм.

Более того, заметное переуплотнение почвы хорошо просматривается на глубину до 40…45 см, что требует обязательного разрыхления – трудоемкой и энергоемкой операции, выполняемой специально разработанным глубокорыхлителем – чизельным плугом [153, 154, 233]. Это явление также представляется существенным недостатком в применении тяжелых колесных тракторов. Например, созданных для повышения производительности труда на наиболее трудоемких почвообрабатывающих операциях трактор тягового класса 5.0, способен с навесным восьмикорпусным плугом обрабатывать ежедневно не менее 30 га на отвальной пахоте. Однако, он не вписался в экологические требования к техногенным процессам, которые с ростом наших знаний постоянно ужесточаются, поэтому использование его

в существующей конструктивно-технологической схеме неприемлемо [153, 154, 233].

Как установлено многочисленными исследованиями [60, 122, 174, 203, 353, 318], недостатком колесных ходовых систем в существующем исполнении тяжелых тракторов (тягового класса от 30 кН и выше) является повышенное буксование ходовых колес. В названных машинах оно допускается, как известно, до 12 и даже 15%. Сравнительные характеристики тяговых свойств колесных и гусеничных машин также оказываются не в пользу первых: если гусеничная ходовая система обеспечивает тяговый коэффициент в 0,60…0,65, то колесная – только в 0,4…0,45. С инженерной точки зрения такое нерациональное использование сцепной массы машины, работающей в тяговом режиме, не может быть полезным [153, 154, 233].

Однако колесные машины обладают и положительными свойствами, которые в определенной степени влияли на выбор этой техники для АПК отечественными топ-менеджерами. Приведем их ниже [153, 154, 233]:

- во-первых, применение пневматических колес позволяло обеспечить плавный ход по неровностям рельефа, а также по дорожному полотну в сельской местности. Без рессорных (пружинных) подвесок машины на современном колесном ходу дают возможность передвигаться со скоростью до 30…35 км/ч и даже до 40 км/ч;

- во-вторых, колесный движитель допускает движение по дорогам с твердым покрытием без повреждения последнего;

- в-третьих, система рулевого управления, которая применяется на колесных машинах, оказывается более адаптивной при движении по почве, чем система управления гусеничными машинами. К тому же последняя значительно сложнее, имеет сложные механизмы и нерациональное перемещение почвы.

Проведя общее описание тракторов сельскохозяйственного назначения, установлено, что тракторы меньших классов, прежде всего класса 1,4 (14 кН), представляются в процессах земледелия более адекватными по экологическим соображениям, чем тяжелые – класса 3 (30 кН) и выше. К тому же тяжелые тракторы (свыше 50 кН) до четвертого поколения включительно не получили широкого применения

как мобильные энергосредства для тяжелых высокопроизводительных безмоторных технологических машин. Это привело к созданию целой, очень сложной и дорогой подотрасли самоходных машин: зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов, картофелеуборочных и свеклоуборочных комбайнов – чрезвычайно сложных машин, кукурузоуборочных машин и даже самоходных опрыскивателей; и вся эта техника постоянно усложняется. [153, 154, 233].

Трактор, в большей степени, это технологическая машина с широкими диапазонами изменения коэффициентов сопротивления движению и сцепления. Его работа сопровождается частыми чередованиями основного технологического процесса со вспомогательным процессом (на гоне и на разворотной полосе соответственно). Не стоит забывать так же, что трактор отдаёт на приводных операциях до 70 % своей мощности, которая уходит на привод активных рабочих органов сельскохозяйственных машин. Однако, большую часть рабочего времени трактор работает на энергоемких почвообрабатывающих операциях при высоких загрузках, которые могут составлять 85…95 % от номинальных значений и при этом подвергается одновременно нескольким внешним воздействиям, которые носят динамический (ярко и быстро переменный) характер. [153, 154, 233].

1.2. Функционирование трактора и рабочей машины в условиях колебаний тяговой нагрузки

Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов является фундаментальной научной основой для расчета динамических параметров трактора в составе МТА, реально наблюдаемых при производственной эксплуатации. Знания этих параметров дают возможность более точно, чем статическим методом определять главные энергетические характеристики мобильных энергосредств в реальных условиях эксплуатации.

Основателем статистической динамики признана научная школа Ленинградского сельскохозяйственного института (ныне С.-Петербургский аграрный университет) во главе с А.Б. Лурье [158, 159, 160], С.А. Иофиновым [87], В.Е. Агеевым [3], а также ряд других профессоров [7, 8, 22, 23, 84, 85, 92, 93].

Основные положения этой отрасли земледельческой механики сводятся к следующему [7, 8, 22, 23, 84, 85, 92, 93]:

– внешняя среда, в которой работает трактор в составе МТА, представляется вероятностной (стохастической, в основном) системой, аппроксимированной вероятностными, как правило, стохастическими процессами, ординарными, стационарными без последствия;

– переменные воздействия на ходовые системы тракторов, самоходных машин, орудий на собственном ходовом аппарате, также аппроксимируются стохастическими процессами того же типа;

– переменные (по своей природе) воздействия на несущие системы энергосредств рассматриваются как стохастические того же свойства;

– внешняя характеристика, приложенная к двигателю энергосредства, также рассматривается как вероятностный процесс;

– в случае нестационарности вероятностные процессы линеализируются по специальным правилам;

– в рабочем виде все названные величины описываются математическими ожиданиями с системой вероятностных характеристик: корреляционной функцией, частотными характеристиками, среднеквадратическими отклонениями, дисперсиями и тому подобными параметрами, которые требуется узнать исследователю, вычисляемые по специальным аналитическим конструкциям;

– математическим фундаментом статистической динамики тракторов и сельскохозяйственных машин является теория вероятностных процессов.

Статистическая динамика – наука мирового значения – позволила определять, а следовательно, и рассчитывать силовые конструкции, в частности, тракторов и сельхозмашин, прежде всего, с получением результатов, отличающихся в сторону большей точности по сравнению со статическими вычислениями. Эта точность находится в пределах 20…30 %. Иногда использование этого инструмента для разработчиков носит принципиальный характер [7, 8, 22, 23, 84, 85, 92, 93, 153, 154]. Как доказано научными исследованиями, представленными в работах [3, 62, 26, 27, 28, 29, 31, 30, 47, 269, 272], основные параметры реакций внешней среды на

работающий в поле трактор в составе МТА носят вероятностный характер, изменяясь вдоль траектории движения или по времени его движения по стохастическим законам, аппроксимированным вероятностными (стохастическими, случайными) процессами.

В работах А.Б. Лурье разработаны методы исследований условий работы и динамики навесных почвообрабатывающих и посевных машин, изложены методы выбора и расчета вероятностных оценок эффективности функционирования сельскохозяйственных агрегатов и их рабочих процессов [158, 159, 160]. Изучены статистические свойства микропрофиля полей, исследовано влияние колебаний машин на качество выполняемого технологического процесса.

Характеристики рельефа в агроландшафте у Л.Е. Агеева и некоторых других авторов [3, 92, 93, 17, 16, 158, 159, 160] разделены на две группы. К первой группе относятся ландшафтообразующие мезорельеф-Л и микрорельеф-Л (индекс Л – ландшафтообразующие характеристики). Ко второй группе относятся характеристики рельефа обрабатываемых полей, влияющие на технологические, агротехнические и динамические выходные параметры трактора в составе МТА (макрорельеф-М, мезорельеф-М, микрорельеф-М). В общем виде вторая группа параметров рельефа агроландшафта определяется как «неровности поверхности поля» [158, 159, 160]. Неровности поля А.Б. Лурье оценивал дисперсией D, коэффициентом β, характеризующим среднюю частоту периодических составляющих профиля поверхности и коэффициентом τ, характеризующим распределение спектра этой частоты. На рисунке 1.8 приведены примеры нормированных корреляционных функций $\rho(l)$ профиля поверхности полей, которые А.Б. Лурье аппроксимировал нижеприведенными формулами [160].

$$K_z(l) = D_z e^{-\bar{L}(l)} cos\bar{\beta} \cdot l\,, \tag{1.1}$$

или

$$K_z(l) = D_z e^{-\bar{L}(l)} \cdot cos\bar{\beta}_l\ . \tag{1.2}$$

Значения σ_z = 0,9…4,3; $\bar{L}_z$ = 0,75…5,6 м$^{-1}$, $\bar{\beta}_z$ = 1,7…7,9 м$^{-1}$ профиля полей применительно к Северо-Западной зоне (по А.Б. Лурье) [160]. Характер протекания

кривых $\rho(l)$ и значения числовых характеристик показывают, что в изменениях неровностей имеются и периодические составляющие. Частоты, при которых спектральная плотность имеет наибольшие значения, колеблются примерно от ω = 2 до ω = 7 м$^{-1}$ соответственно для кривых 8 и 1. Анализ значений спектральных плотностей в этой группе замеров показал, что основной спектр дисперсий заключен в диапазоне частот ω = (0,4…12) м$^{-1}$. Следовательно, на полях, где проводились исследования, высокий диапазон существенных периодов колеблется в пределах L = = ∞…1,6 м; низкий диапазон периодов – в пределах $\boldsymbol{L}$ = 1,6…0,52 м.

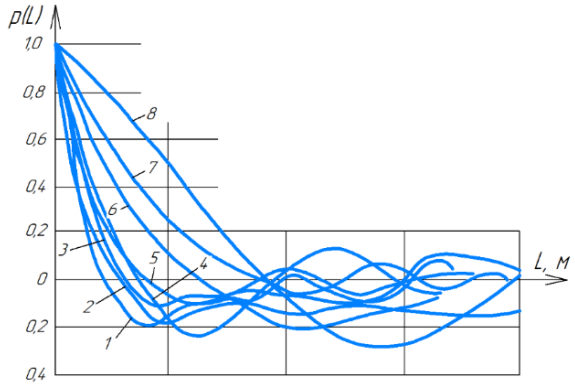


Рисунок 1.8 – Нормированные корреляционные функции профиля полей в Северо-Западной зоне (А.Б. Лурье) [160]

На рисунке 1.9 представлены примеры нормированных (отнесенных к дисперсии) корреляционных функций и спектральных плотностей профиля поверхности поля при работе пахотного агрегата [3]. Установлено, что длина l корреляционной связи колеблется в широких пределах: для залежи – 0,7…1,3 м, для поля при вспашке – 0,65…2,10 м. При наличии склонов удобнее учитывать две составляющие: профиля поверхности вдоль движения агрегата $\boldsymbol{Z_e(L)}$ и $\boldsymbol{Z_c(L)}$.

Необходимо также учитывать и общее изменение уклонов поля.

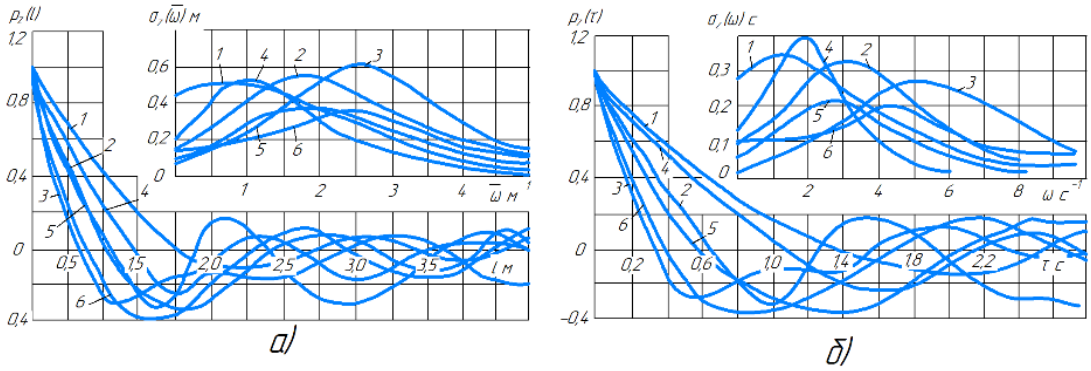


Рисунок 1.9 – Нормированные корреляционные функции $\rho_z(l)$ и $\rho_z(\tau)$ и спектральные плотности $\sigma_z(\bar{\omega})$, $\sigma_z(\omega)$ профиля поля в зависимости от длины (*а*) и времени (*б*) [3]

На рисунке 1.10 представлены профилограммы $Z_B(L)$ и $Z_C(L)$, где уклоны в обоих направлениях создают не стационарности в закономерностях распределения неровностей.

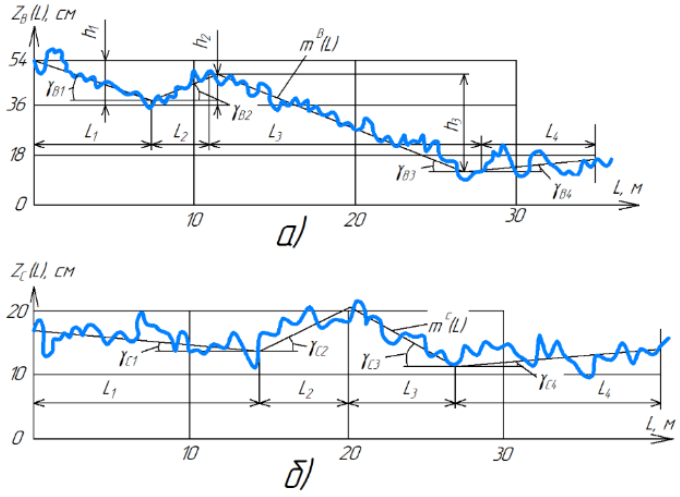


Рисунок 1.10 – Профилограммы поля вдоль (*а*) и поперек (*б*) движения трактора в составе агрегата [3]

Обработка такого рода нестационарных случайных процессов (точнее, их аппроксимация) может быть выполнена на основе методики описанной у А.Б Лурье и Л.Е.Агеева [3, 16, 160]. Профиль $Z_n(L)$ поверхности поля является фактором, оказывающим существенное влияние на неравномерность целого ряда базовых выходных параметров трактора в составе МТА: неравномерность глубины обработки почвы, заделки семян, неравномерность нагрузочного и скоростного режимов агрегатов и т.п. Характер неровности полей оказывает существенное влияние и на эргономические параметры трактора в составе МТА.

Для рассмотрения динамики агрегатов и определения режимов их использования наибольшее практическое значение имеет случайный процесс $Z_n(t)$ и его вероятностные оценки $K_x(\tau)$ и $s_z(\omega)$ [3]. Воздействие внешнего фактора $Z_n(t)$ на агрегат зависит от рабочей скорости движения $\boldsymbol{v_p}$. Переход от функции $Z_n(t)$ к процессу $Z_n(t)$ осуществляется делением аргумента l на значение $\boldsymbol{v_p}$. Нормированная корреляционная $\rho_z(\tau)$ определяется путем деления абсцисс точек корреляционной функции $\rho_z(l)$ на скорость движения МТА при сохранении ординат функции без изменений. Нормированная спектральная плотность вычисляется посредством умножения абсцисс и деления ординат спектральной плоскости в функции частоты на значение рабочей скорости.

Исследуя закономерности колебания тягового сопротивления плуга, Ю.К.Киртбая [92, 93] предложил ввести три типа колебаний в зависимости от периода $T_м$: с величины $T_с < 2$ м – микроколебания, с $T_с < 12$ м – мезоколебания и с $T_с > 12$ м – макроколебания.

В своё время В.А. Вернигор, а позднее А.А. Юшин, [317, 43] предложили областью макроколебаний нагрузки считать колебания 0…0,2 Гц, мезо колебаний – 0,2…0,3 Гц, микроколебаний – свыше 3…5 Гц. На основании этих исследований они определили параметры рельефа: к макрорельефу отнести рельеф с $L_м \approx \infty$…3 м; к мезорельефу – $L_м \approx 3$…2,1 м и к микрорельефу – $L_м \approx 2{,}1$…1,25 м.

Характеристики почв в агроландшафте существенным образом влияют на динамические, технологические параметры трактора в составе МТА, а также на технологии возделывания основных полевых культур. Значимым показателем является плотность сложения почв и плотность пахотного слоя. В таблице 1.2, также позаимствованной из работы академика В.И. Кирюшина [94], приведены воздействия на почву основных отечественных тракторов.

Таблица 1.2 – Воздействие на почву основных отечественных тракторов [94]

Трактор	Давление движителей на почву, кПа		Нормальное напряжение в почве на глубине 0,5 м, кПа
Эксплуатационная масса, кг	среднее	максимальное	
5000	36,0	98,6	16,3
5880	42,0	115,1	19,0
5980	42,7	117,0	19,4
6080	43,4	118,9	19,7
6370	45,8	125,5	20,8
8120	52,8	179,7	24,5
8100	36,8	99,3	17,6
8400	38,0	102,6	18,2
11400	48,1	72,1	25,6
8100	122,0	183,0	36,0
13700	136,0	205,0	56,1

Плотность почвы в значительной мере определяет ее водный и воздушный режимы. Эти режимы непосредственно влияют на биологическую активность корневой системы растений и на её развитие. Это развитие в свою очередь зависит от структурного состояния почвы. Плотность пахотного слоя находится в пределах 1,1…1,4 г/см^3, однако отклонения от этих значений могут быть весьма велики, что

сильно сказывается на условиях жизни растений и почвенных организмов [233, 94].

При уплотнении почвы ухудшается ее аэрация и увеличивается доля недоступной влаги: при плотности 1,5…1,6 г/см^3 на долю доступной влаги приходится всего 5…10% объема почвы. Нормальный газообмен нарушается при плотности почвы более 1,45 г/см^3.

Уплотняющие деформации почвы под влиянием тяжелых тракторов распространяются на глубину 40…60 см, а иногда до 1 м. Все эти параметры уплотнения и влияние на выходные параметры работы агрегатов с оценкой их величиной недобора урожая детально изучены В.А. Русановым [233]. Приведенные В.А. Русановым, параметры свойств почв свидетельствуют о том, что почва по своим характеристикам – это вероятностная среда, закономерности изменения параметров которой могут быть аппроксимированы нормальным законом распределения. Системный, интегрированный показатель свойств почв может быть оценен с помощью тягового сопротивления, которое почва как обрабатываемая среда оказывает механическим орудиям. В таблице 1.3 приведены числовые значения вероятностных процессов при работе навесного пахотного агрегата.

Таблица 1.3 – Статистические характеристики вероятностных процессов в пахотном агрегате К-700 + ППН-8-35 (поступательная скорость $\boldsymbol{v_p}$ = 1,55 м/с) [166]

Процессы, размерность	*m*	*σ*	*V, %*
Глубина вспашки *a(t)*, см:			
- у первого корпуса плуга	22,0-22,1	1,45-3,0	6,7-13,5
- у восьмого корпуса плуга	22,0-22,2	1,5-2,7	6,7-12,3
Вертикальная реакция $N_x(t)$ почвы на опорных колесах плуга, кН:			
- на переднем	24-25	4,3-8,5	16,5-35,5
- на заднем	3,3-4,2	0,7-1,5	21,9-35,6
Горизонтальные составляющие усилия $P_x(t)$ в нижних тягах навески, кН:			
- правой	28-31	2,3-3,5	8,2-11,3
- левой	22,8-35,7	2,2-2,9	10,5-11,0
Вертикальные составляющие усилия $P_x(t)$ в нижних тягах навески, кН:			
- правой	4,7-12,5	1,6-2,8	23-34
- левой	2,0-8,4	1,4-3,0	32-70

Исследования, выполненные для тяжелых пахотных агрегатов с использованием тракторов К-700 и К-701 и плугов ППН-8-35 подтверждают ярко выраженный

статистический характер обрабатываемой среды [166, 165]. Статистические характеристики некоторых вероятностных процессов при работе пахотного агрегата К-700+ППН-8-35 показывают, что силовые процессы $P_x(t)$, определяющие тяговое сопротивление плуга, имеют небольшие отклонения относительно средних значений: коэффициенты вариации этих процессов не превышают 8,0…11,3%.

Аналогичные колебания наблюдаются у процесса глубины вспашки у первого и восьмого корпусов. Большие колебания отмечены у процесса вертикальных реакций почвы на опорные колеса плуга и вертикальные составляющие в тягах навески. Добавить можно и то, что статистические характеристики вероятностных процессов при работе пахотного, культиваторного и посевного агрегатов с трактором относительно малого класса тяги изучены довольно мало.

1.2.1. Влияние колебаний тяговой нагрузки на работу трактора и рабочей машины

Неустановившийся режим движения, как известно, имеет место при трогании и разгоне трактора, при переключении передач на ходу, а также при колебаниях нагрузки. При неустановившемся движении трактора в составе агрегата имеют место изменение кинетических энергий масс трактора и потенциальных энергий в связях, отчего влияние поступательных масс и масс вращающихся элементов трактора на показатели его движения существенно возрастает. Особенно это проявляется при начальном процессе движения, который является одним из наиболее тяжёлых режимов для всего агрегата. Ввиду сложности и напряжённости такого режима движения, исследования его приобретают особо важное значение.

Общий нагрузочный режим колесной машины можно представить в виде трех составляющих [197, 291]: квазистатической; динамической циклической; динамической импульсной. Для любой динамической системы квазистатической считается такая нагрузка, максимальная частота изменения которой в три и более раза меньше, чем низшая частота собственных колебаний системы [197]. Так как низшая собственная частота колебаний силовых передач колесных машин составляет 1…2 Гц [197, 291], то квазистатическим нагружением для них является нагрузка,

частота изменения которой не выше 0,3…0,7 Гц. Для колесных машин квазистатическая составляющая нагрузочного режима формируется под действием внешнего сопротивления движению. Эта составляющая может быть охарактеризована тяговым усилием или касательной силой тяги, создаваемым ведущими колесами машины. Из теории тягового баланса трактора известно, что тяговое усилие $P_к$ расходуется на преодоление сопротивлений: подъему P_a качению P_f, воздуху P_w, инерции P_j :

$$P_к = P_f + P_w \pm P_a \pm Pj. \tag{1.3}$$

Выразив все сопротивления через известные составляющие вышеприведенной формулы и подставив их в выражение (1.3), будем иметь:

$$P_к = G_a f \cos\alpha + kF\upsilon_a^2 \pm G_a \sin\alpha + \frac{G_a}{g}\delta\frac{d\upsilon}{dt}. \tag{1.4}$$

где G_a – вес трактора, Н;

α – угол склона, град;

f – коэффициент сопротивления передвижению;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

k – , град;

F – площадь лобового сопротивления, м^2;

υ – скорость движения, м/с;

δ – буксование движителя.

Для колесных машин, эксплуатируемых с прицепами, орудиями или навесными машинами (колесные тракторы, автопоезда и др.), в правую часть выражения (1.4) добавляются составляющие, учитывающие сопротивление движению орудия, прицепа или навесной сельскохозяйственной машины.

Уравнение (1.4) определяет те параметры, от которых зависит значение квазистатической составляющей нагрузочного режима силовой передачи. Коэффициент представляет собой отношение силы сопротивления к нормальной реакции основания на машину. Часто при расчетах коэффициент и угол a объединяют введением суммарного коэффициента сопротивления движению ψ:

$$\psi = f \pm \sin\alpha \approx f + i, \tag{1.5}$$

где i — относительный уклон дороги или поля, рад.

Такое объединение особенно удобно при проведении вероятностных расчетов, так как ψ можно представить в виде плотности его распределения. Показано, что распределение коэффициентов суммарного сопротивления по основным дорогам всех типов соответствует или приближается к нормальному закону, параметры которого даны в работе [197].

Динамическая циклическая составляющая нагрузочного режима формируется под воздействием периодических колебательных нагрузок в широком диапазоне частот. При расчетах на выносливость действие этой составляющей обычно учитывается с помощью коэффициента внешних динамических нагрузок, значение которого зависит от типа силовой передачи [307].

Колебательные нагрузки в силовой передаче вызываются неравномерностью работы двигателя, погрешностями зубчатых зацеплений, действием карданных передач вследствие асинхронности их вращения, воздействием микронеровностей. Отклик силовой передачи на эти периодические возмущения зависит от упруго инерционных параметров силовой передачи и подвески, а также их демпфирующих свойств. Доля вклада каждого из этих возмущений в формирование динамических нагрузок определяется местом расположения детали в динамической системе силовой передачи.

В работах [157, 197, 291] указывается, что спектральный состав нагрузок на полуосях и карданной передаче на практике определяется воздействием микронеровностей. Единичная неровность основания может характеризоваться ее высотой и длиной. Обмерив на некотором участке основания микронеровности, можно получить их средние параметры. Такие средние характеристики микропрофиля могут дать в первом приближении оценку воздействия основания на колесную машину. Однако такое представление не дает структурного анализа микронеровностей. Поэтому в последнее время применяется статистическая оценка микропрофиля основания, базирующаяся на использовании спектрального анализа [203]. В этом случае микропрофиль является случайной функцией протяженности поверхности основания, пройденной, колесной машиной. Экспериментально установлено, что при

большом объеме выборки характер распределения высот и длин неровностей приближается к нормальному. Для ограничения объема выборки полагают, что случайная функция, описывающая микропрофиль, стационарна и эргодична. Кроме того, отсчет ординат неровностей ведут от среднего положения, что позволяет математическое ожидание функции приравнять к нулю. При этих допущениях микропрофиль дороги как случайная функция может быть охарактеризован спектральной плотностью дисперсий неровностей.

В работах [197, 203] на основе теории передаточных функций осуществляется переход от спектральной плотности микропрофиля к спектральной плотности динамического крутящего момента на приведенном валу силовой передачи. Другими авторами в работах [157, 291] установлено, что спектры динамических циклических нагрузок в силовой передаче имеют один или два экстремума, проявляющихся на низших частотах собственных колебаний. Положения экстремумов не зависят от типа опорного основания и скорости движения колесной машины. Один из экстремумов охватывает обычно узкую полосу частот с большой амплитудой, а другой – более широкую с небольшими амплитудами, которые в расчетах на выносливость могут не учитываться. На основании этого предложена формула для определения коэффициента учета динамических циклических нагрузок при расчетах на выносливость [157].

Динамические импульсные нагрузки возникают в силовой передаче при трогании, переключении передач, наездах на препятствия, торможениях. Наибольшую повторяемость при эксплуатации колесных машин имеют такие режимы как трогания и переключения передач. Нагрузки, которые возникают при этом, могут быть столь высокими, что появляется опасность выхода из строя силовой передачи [197]. Поэтому совершенствование силовых передач и устройств для их защиты, имеет актуальность в настоящее время.

Так как работа трактора в составе машинно-тракторного агрегата сопровождается колебаниями момента сопротивления движению, то она имеет свои особенности, которые отличают ее от работы со стабильной нагрузкой. Изменение сопротивления передвижению трактора сопряжённое с непрерывными изменениями со-

противления сельскохозяйственных машин, приводит к ухудшению условий работы всего агрегата, снижению коэффициента использования мощности двигателя и тяги трактора.

Исследованиями В.Н. Болтинского, Ю.К. Киртбая, И.Б. Барского, Ю.Н. Ломоносова [28, 29, 92, 93, 17, 16, 156] и других установлено, что в большинстве случаев внешние нагрузки, преодолеваемые трактором, имеют резко переменный колебательный характер.

Факторы, вызывающие колебания сил сопротивления движению можно разделить на три основные группы [36, 87]:

– природно-климатические;

– конструктивные;

– эксплуатационные.

К природно-климатическим факторам относятся тип и состояние почвы, наличие в них хрящеватых и каменистых включений, а также метеорологические условия.

К конструктивным факторам, влияющим на удельное сопротивление машин, относятся тип, форма и число рабочих органов, вес машины, наличие вспомогательных устройств, тип и устройство ходового аппарата.

К эксплуатационным факторам относятся техническое состояние машины и эксплуатационные режимы работы трактора (скорость движения, глубина обработки, степень использования пропускной способности машины и другие).

Из эксплуатационных режимов на удельное сопротивление оказывает скорость движения машинно-тракторного агрегата [26, 27, 32, 33, 36], так как сопротивление есть результат динамического взаимодействия между поверхностью передвижения и ходовой частью машины, между обрабатываемым материалом и рабочими органами [92, 93, 14, 34].

Тяговое сопротивление на почвообработке зависит от глубины обработки, а также от скорости движения трактора в составе МТА. И чем выше скорость обработки, тем сложнее выполнить операцию, не нарушив агротехнические требования.

Все перечисленные факторы вызывают большие колебания момента сопротивления передвижению машинно-тракторного агрегата даже на небольшом

участке поля. Для осуществления математического анализа, базирующегося на способах приближенных вычислений, многие исследователи диаграмму момента сопротивления движению трактора в составе машинно-тракторного агрегата рассматривали как непрерывную цепь волн, имеющих синусоидальный характер с различными по величине амплитудами и периодами изменения.

Изучая диаграммы сил сопротивления машин и орудий, В.Н. Болтинский в своих работах делает вывод, что с достаточной степенью точности можно представить диаграмму силы сопротивления (или момента сопротивления) как цепь непрерывно следующих друг за другом синусоид с различными максимальными значениями функции и периодами [28, 29, 31, 30]. Профессор Ю.К. Киртбая [92, 93] на основании анализа экспериментальных данных выделял гармонические составляющие тягового сопротивления. Другие авторы [16, 149, 148, 164], используя комбинацию методов наложения, выделяют пять основных составляющих колебаний нагрузки на крюке. Составляющие колебаний нагрузки на крюке для трактора Т-150 с плугом представлены в таблице 1.4 [149, 148].

Таблица 1.4 – Характеристика составляющих функции колебаний нагрузки на крюке [148].

№ составляющей	Частота f,Гц	Период Т, с	Амплитуда А, кН
1	0,07 – 0,25	4,0 – 15,0	2,5 – 3,0
2	1,0 – 1,5	0,67 – 1,0	4,6 – 5,0
3	2,5 – 3,0	0,33 – 0,4	4,8 – 5,1
4	5,0 – 6,0	0,17 – 0,2	1,8 – 2,5
5	10,0 - 12,0	0,08 – 0,1	0,4 – 0,6

Анализируя полученные результаты, авторы, приходят к следующему выводу [149, 148]:

– формирование первой составляющей обусловлено в основном микрорельефом поля, изменением физико-механических свойств почвы;

– наличие второй составляющей связано с продольно-угловыми колебаниями трактора;

– частота колебаний третьей составляющей совпадает с собственной частотой вертикальных колебаний остова трактора;

– четвертая составляющая может генерироваться в механизме ходовой системы гусеничного трактора при переезде опорными катками через одну и ту же неровность;

– пятая составляющая генерируется также в ходовой системе трактора, вследствие звенчатости гусеничной цепи.

Многочисленные измерения момента сопротивления, а также и тягового усилия на крюке трактора показали, что изменение этих параметров носит случайный характер [38, 150, 143, 144, 144, 195, 193]. Следовательно, при исследовании рабочих процессов трактора в составе машинно-тракторных агрегатов и выборе оптимальных его параметров, режимов работы, необходимо учитывать стохастический (случайный в вероятностно-статистическом смысле) характер сопротивления движению, и оценивать процессы изменения сил сопротивления статистическими показателями.

Такая разбивка тягового сопротивления на составляющие удобна для выявления и анализа причин возникновения колебаний нагрузки на крюке.

Однако, сами авторы указывают на условность такой разбивки тягового сопротивления вследствие того, что «составляющие не являются строго гармоническими функциями, так как период колебаний каждой из них изменяется в некоторых пределах» [149, 148].

В работе В.В. Шеховцова [313] на основе литературных источников и экспериментальных данных представлены результаты определяющие нагруженность силовой передачи гусеничного трактора сельскохозяйственного или промышленного назначения. Проведено разбиение на три группы по частоте (рисунок 1.11).

По оси ординат показано отношение амплитуды дополнительного момента, который нагружает передачу, к номинальному крутящему моменту. По оси абсцисс – частота изменения нагрузки. На рисунке 1.11 к первой группе нагрузок относится неравномерность тягового сопротивления, почвенного фона и раскачивание подвески. Указано, что превышение может быть более чем двукратное [313].

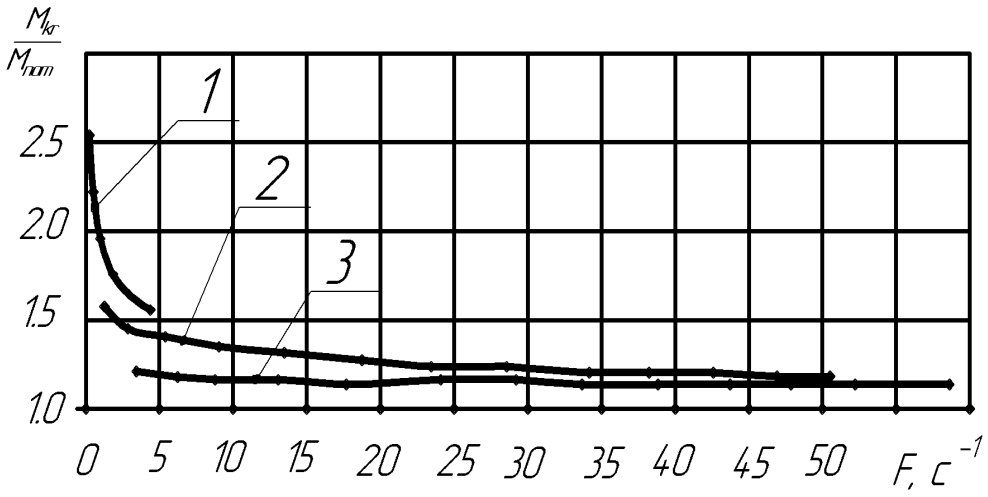


Рисунок 1.11 - Нагрузки, действующие на силовую передачу тягово-транспортного средства [313]

Ко второй группе нагрузок относится неравномерность, которая возникает в движителе (ходовой системе) трактора. Также указано, что превышение номинального момента может быть более чем в полтора раза [313].

К третьей группе отнесены дополнительные моменты от неравномерности действия нагрузок гармонических составляющих крутящего момента двигателя, силовой передачи (крутильных колебаний в валопроводе) [313].

Автор отмечает, что с увеличением частоты колебаний амплитуда нагрузок в первых двух группах быстро уменьшается, в третьей группе уменьшение происходить очень медленно [313].

Все три группы нагрузок вызывают возникающие колебания и вибрации, в силовых передачах тракторов и, как правило, приводят к сокращению эксплуатационного срока службы механизмов валопровода. Группы нагрузок, которые вызывают колебания и вибрации в силовых передачах приводят к отказам и простоям тракторов.

Исследования, которые были проведены в Саратовском государственном аграрном университете имени Н.И. Вавилова показывают процентное соотношение отказов сельскохозяйственных тракторов (рисунок 1.12) [61].

Авторы исследований привели данные о том, что что большая доля затрат и простоев на ремонт приходится на отказы агрегатов трансмиссии - до 25% , из которых до 20 % – коробка передач, а также неисправности ДВС – 45% (рисунок 1.12).

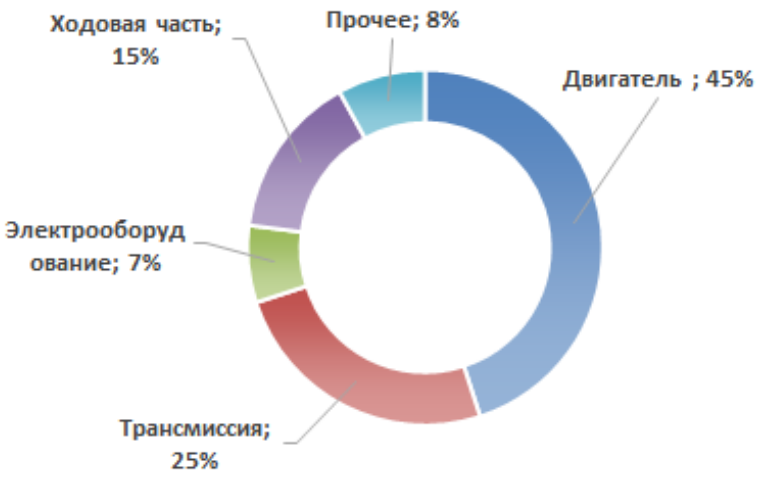


Рисунок 1.12 - Процентное соотношение отказов составных частей тракторов сельскохозяйственного назначения [61]

Для снижения уровня вибронагруженности валопровода силовой передачи следует найти пути улучшения условий функционирования трактора и разработать определенный перечень действий для достижения требуемых условий.

1.3. Исследование путей улучшения условий функционирования трактора и рабочей машины

Существует большое количество исследований направленных на улучшение условий труда оператора, функционирования мобильных машин и тракторов через улучшения тягово-технологических свойств тракторов в целом.

Отслеживание перемещения техники и точность управления автоматической системой, являются важными проблемами, которые исследуются уже много лет. Исследования, проведенные в работе [377] предложили систему мониторинга на основе беспроводных сенсорных сетевых систем.

Авторы работы [337] провели исследования по сокращению нерабочего расстояния для сельскохозяйственных машин при помощи гибридного алгоритма управления.

В своих исследованиях, описанных в работе [354] авторы применили различные методы планирования траектории и типы контроллеров в автоматизированных транспортных средствах. В результате был сделан вывод что для большей эффективности следует выбирать и методы планирования траектории, и типы контроллеров, исходя из частных условий применения автоматизированных транспортных средств.

Для оптимизации тяговых характеристик тракторов, требуется улучшать ходовую систему. В работе [352] предложена новая конструкция, которая позволила значительно повысить тяговый КПД без увеличения веса оборудования. Было проведено исследование разработанного колеса с жестким упором по сравнению с традиционным тракторным колесом.

В исследовании [332] проведены разработки в области оптимизации двигателя для улучшения экологичности и достижения высокой управляемости нагрузки на него. Авторы представили разработанное устройство, способное контролировать подачу воздуха в цилиндры, изменять характеристики двигателя, а также частично отключить цилиндры или увеличивать подачу топлива.

В исследовании [385] доказано, что эффективное взаимодействие ходовой части машины с поверхностью опорного основания также помогают увеличить производительность и снизить потребление топлива.

В исследовании [347] показано, что одним из значимых элементов мобильного энерго средства является силовая передача МЭС. Эти улучшения, требующие оптимизации, позволяют значительно влиять на экономичность использования ресурсов, точность управления и стабилизации режимов работы.

Для улучшенного переключения передач исследователями в статье [326] была создана динамическая модель силовой передачи, проведен анализ процессов переключения передач и разработаны согласованные стратегии управления этими процессами с заменой нескольких сцеплений во время работы трактора в поле.

Другими учеными была разработана числовая модель динамических характеристик для новой силовой передачи с многоступенчатыми торцевыми шестернями в качестве основного компонента [327].

Ведутся работы по созданию имитационных моделей блока синхронных передач, которая отличается от других моделей простотой и качеством модели, которая может быть рассчитана в режиме реального времени [342].

В статье [363] были проведены исследования в области линейного анализа устойчивости для групп транспортных средств с целью уменьшения расхода топлива и увеличения вместимости баков [363].

В исследованиях по оптимизации электрических мобильных машин разработана оптимальная стратегия управления для гибридного мобильного средства с электроприводом коробки передач. Работа по изучению разных видов коробок передач, ведётся в области анализа управления гибридной (автоматической-механической) коробкой передач и гибридной коробкой передач с двойным сцеплением [333].

Динамический анализ транспортного средства с тремя различными конфигурациями силовых передач описан в работе [384]. Первая конфигурация – с пружинным амортизатором, вторая – конфигурация с пружинным амортизатором в сочетании со стабилизаторами поперечной устойчивости, третья – конфигурация с пружинным демпфером в сочетании с гидравлически соединенной подвеской на плоскости крена.

Ведутся работы по созданию новой теоретической модели гидропневматической системы подвески, которая основана на теории механических сетей инерционного и полуактивного управления [382].

Анализ и моделирование различных систем для улучшения условий функционирования, дают основу для создания новых силовых передач. В исследовании [341] описана компактная 18-ступенчатая эпициклическая силовая передача для малого транспортного средства, а в исследовании [327] новая устойчивая гидравлически взаимосвязанная подвеска с двумя аккумуляторами жидкости на каждом контуре. Правильный расчет устойчивых гидравлически взаимосвязанных подвесок является залогом качественной системы управления, о чем подробно изложено в работе Ding F. [329]. И уже в работе [357], которая описывает моделирование с помощью алгоритмов оптимального распределения мощности, доказано, что представленные алгоритмы оптимального распределения мощности и определения оптимального режима, являются эффективными.

В работе [346] отмечено, что снижение динамических нагрузок на силовую передачу улучшает не только условия функционирования, но позитивно сказывается на надежности системы и повышает производительность. Внедрение комбинированных энергетических установок, стремление к увеличению производительности машин и скорости транспортных средств, форсирование их по мощностям,

нагрузкам и другим рабочим характеристикам неизбежно приводят к изменению вибро- и динамической нагруженности колёсной машины.

В работе [155] предложена структурное представление средств уменьшения крутильных колебаний. Это представление системы и устройств для изменения вибро- и динамической нагруженности. На наш взгляд эту схему следует расширить и уточнить на все системы уменьшения колебаний и демпфирования динамических нагрузок. Уточнённая и дополненная схема представлена на рисунке 1.13.

Автор указал что системы уменьшения крутильных колебаний принято делить на три группы по способу воздействия на колесную машину [155]. Приведём описание каждой группы.



Рисунок 1.13 – Системы демпфирования динамических нагрузок

Первая группа – противовибрационные системы и устройства стабилизации, уравновешивающие возбуждающий момент или изменяющие частоту системы без диссипации энергии.

Вторая группа – системы демпфирования динамических нагрузок и колебаний. Это устройства, поглощающие энергию и уменьшающие амплитуду крутильных колебаний в системе за счет последующего рассеивания энергии в окружающую среду в виде тепла.

Третья группа – диссипативные динамические системы гашения колебательных нагрузок, действие которых основано одновременно на уравновешивании возбуждающего момента и на рассеивании энергии: пружинно фрикционные гасители,

использующие внутреннее и внешнее трение и поглощение колебаний за счет гироскопического эффекта.

В свою очередь методы виброзащиты весьма разнообразны. Выбор мер по снижению виброактивности в значительной мере определяется характером источника вибрации. В тех случаях, когда невозможно оказать какое-нибудь ощутимое влияние на источник вибраций, применяются разнообразные технические средства, снижающие передачу вибрации и устраняющие её вредное воздействие на исследуемый объект. Среди мер по снижению виброактивности можно выделить следующие основные [155, 297]:

1) снижение виброактивности источника;

2) внутренняя виброзащита объекта;

3) виброизоляция;

4) динамическое гашение колебаний;

5) активное гашение колебаний.

Ниже приведём краткое описание этих мер.

1) *Снижение виброактивности источника*. Колебания, возбуждаемые источником, разделяются на две группы. К *первой* относят различные физико-химические процессы, происходящие в источнике: процессы горения в двигателях внутреннего сгорания [68, 169, 155, 297]. Снижение виброактивности факторов этой группы связано с изменением параметров физико-химических процессов и может быть достигнуто способами специфическими для каждого частного случая [17, 16]. *Вторая* группа возмущающих факторов связана с движущимися телами. Движение тел внутри источника (вращение кривошипно-шатунных механизмов ДВС, вращение роторов ЭД, перемещение звеньев механизмов) сопровождается возникновением динамических реакций связей, соединяющих источник с объектом. В этом случае, снижение виброактивности источника заключается в уменьшении динамических реакций с помощью так называемого уравновешивания движущихся тел.

2) *Внутренняя виброзащита объекта* подразумевает изменение конструкции объекта. И в этом случае существует также *два способа* снижения механических колебаний, общих для всех механических систем. *Первый* способ состоит в устра-

нении резонансных явлений. Если объект обладает линейными свойствами, то задача сводится к изменению его собственных частот. Для нелинейных объектов должны выполняться условия отсутствия резонансных явлений, рассмотренных в работе [99]. *Второй* способ заключается в увеличении диссипации механической энергии в объекте. Изучению возможности применения данного способа, исследованию демпфирующих свойств элементов конструкции изделий повещены работы [52, 44, 51, 155, 229, 297].

3) *Виброизоляция*. Действие виброизоляции сводится к ослаблению связей между источником и объектом, при этом уменьшаются динамические воздействия, передаваемые объекту. Ослабление связей обычно сопровождается возникновением нежелательных явлений: увеличением статических смещений объекта относительно источника, увеличением амплитуд относительных колебаний, увеличением габаритов системы. Виброизоляция в ряде случаев является эффективным методом уравновешивания [51, 151, 155]. Простейший пример виброизоляции может заключаться в установке виброактивного оборудования на упругих элементах [52, 44, 51, 155, 229, 297].

4) *Динамическое гашение колебаний*. Динамический гаситель, присоединяемый к объекту, формирует дополнительные динамические воздействия, прикладываемые к объекту в точках присоединения гасителя. Динамическое гашение осуществляется при таком выборе параметров гасителя, которые эти дополнительные воздействия частично уравновешивают динамические воздействия, возбуждаемые источником. В простейшем случае, динамический гаситель колебаний представляет собой массу, которая присоединяется к защищаемому объекту посредством упругого элемента и колеблется в противофазе с возбуждающей силой так, что действие последней на основную массу полностью компенсируется реакцией упругой связи дополнительной массы [52, 44, 51, 155, 229, 297]. Необходимо отметить, что все приведенные выше основные методы снижения виброактивности машин нашли свое широкое применение при проектировании транспортных систем различного назначения, в том числе колёсных и гусеничных машин. В силовых передачах мобильных машин самое широкое распространение получили динамические гасители колебаний [70, 68, 295, 288]. Метод динамического гашения колебаний состоит в

присоединении к объекту виброзащиты дополнительных устройств с целью изменения его вибрационного состояния [70, 68, 295, 288]. Работа динамических гасителей основана на формировании силовых воздействий, передаваемых на объект. Изменение вибрационного состояния объекта при присоединении динамического гасителя может осуществляться как путём перераспределения колебательной энергии от объекта к гасителю, так и в направлении увеличения рассеяния энергии колебаний. Возможны и комбинированные способы динамического гашения, поэтому применяемые в этом случае гасители называют динамическими гасителями с трением [52, 44, 51, 155, 229, 297].

5) *Активное гашение колебаний*. Динамические гасители могут быть конструктивно реализованы на основе пассивных элементов (инерционных масс, пружин, демпферов) и активных, имеющих собственные источники энергии. В последнем случае речь идет о применении систем автоматического регулирования с обратной связью, использующих электрические, гидравлические и пневматические управляемые элементы. В работах [52, 155, 99, 111, 126, 139, 297] предлагается классификация управляемых виброзащитных систем, согласно которой, активные виброзащитные системы являются одной из трёх групп управляемых виброзащитных систем. Две другие группы – это виброзащитные системы с переменными параметрами и виброзащитные системы с переменной структурой. Различают активные виброзащитные системы с управлением по возмущению (силовому или кинематическому), активные виброзащитные системы с управлением по отклонению (обратная связь по ускорению, скорости, перемещению), самонастраивающиеся активные виброзащитные системы. Использование активных элементов расширяет возможности динамического виброгашения, поскольку позволяет проводить непрерывную подстройку параметров динамического гасителя в функции действующих возмущений и, следовательно, осуществлять гашение в условиях меняющихся вибрационных нагрузок. Но, иногда, такие результаты могут быть достигнуты с помощью пассивных устройств, имеющих нелинейные характеристики [155, 170, 297].

Проблемы снижения динамической нагруженности силовых передач мобильных средств решается многими отечественными и зарубежными исследователями.

Выбор средства уменьшения крутильных колебаний силовой передачи в каждом случае определяется конкретными характеристиками системы и условиями её эксплуатации.

1.3.1. Методы снижение вредных воздействий от колебаний нагрузки на работу трактора и рабочей машины

Исследование колебаний колесных машин в условиях их эксплуатации традиционно развивалось по двум направлениям. С одной стороны, исследователей интересовали вертикальные колебания автомобиля или трактора, возникающие при движении по неровностям. Цель таких работ – это достижение требуемой плавности хода колесной машины, исходя из условий ограничения максимальных вертикальных ускорений на рабочем месте водителя и нагруженности остова, деталей подвески и осей. Второе направление отражало исследование колебаний крутящего момента на коленчатом валу двигателя вследствие изменения крюковой нагрузки (особенно для трактора на полевых работах), подъема или уклона, направления ветра и т.д. При этом определялось влияние данных факторов на колебания скорости движения колесной машины, на динамическую нагруженность силовой передачи, а также на экономичность работы двигателя.

В результате натурных испытаний было также установлено, что при наличии вертикальных колебаний колесной машины и при отсутствии других факторов формируется дополнительный переменный крутящий момент, нагружающий силовую передачу и двигатель. Исследования этих явлений сформировали третье направление, которое объединяло первые два. Монографии и многочисленные статьи таких ученых как, Н.Ф. Бочаров [34], Н.Н. Веремеев [42], В.И. Кнороз [95], Р.В. Ротенберг [232], А.А. Силаев [271], И.С. Цитович [307], А.А. Хачатуров [299, 300], Н.Н. Яценко [319], В.П. Лапик [150] , В.В. Шеховцов [313, 358, 373], З.А. Годжаев [57, 58, 59], А.И. Свитачев [238], Д.С. Гапич [48] и других исследователей посвящены проблемам, которые касаются динамики трактора и автомобиля, нагруженности его силовой передачи, нагруженности подвески, влияния ходовой системы вместе с пневматической шиной на управляемость и устойчивость, тяговые качества, плавность хода, прочность, надежность, а также на экономичность трактора и

автомобиля. В других работах [106, 174, 203, 261, 299, 300, 310, 312, 330, 331, 353] отражены вибрационные процессы, происходящие в самой ходовой системе, включая шину при колебаниях ее оболочки в радиальном и тангенциальном направлениях.

Теория колебаний колесных транспортных машин подробно описана Р.В.Ротенбергом [232] и А.А. Хачатуровым [299, 300]. Эта теория позволяет рассчитать подвеску автомобилей и тракторов, в том числе определить их конструктивные параметры, обеспечивающие необходимую плавность хода в различных дорожных условиях. В своей работе Р.В. Ротенберг определяет, путем теоретических исследований, реакцию динамической системы транспортного средства на периодические синусоидальные или типовые импульсные возмущения.

Яценко Н.Н. [319] в своих трудах рассматривает колебания грузовых автомобилей под воздействием неровностей дороги, на основе теории плавности хода. В этой работе рассматриваются вопросы оценки внутреннего неупругого сопротивления в шинах, излагаются результаты теоретических и экспериментальных исследований безрессорной подвески с учетом поглощающей способности шин. Предлагается расчет колебаний подвески в режимах установившегося гармонического и случайного воздействия неровностей дороги на колеса с учетом поглощающей и сглаживающей способности шин.

В работах А.А. Хачатурова [299, 300] описаны направления развития теории автомобиля, обусловленные созданием достаточно точных математических моделей отдельных звеньев системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» и изучением динамики этой системы как единого целого при случайных воздействиях дорожных неровностей. Исследованы основные эксплуатационные свойства автомобиля, такие как плавность хода, устойчивость и управляемость движения при помощи методов теории случайных процессов и теории автоматического регулирования.

В работе А.А. Силаева [271] исследованы статистические характеристики микропрофиля различных типов дорог, представлена методика их получения, изучены свободные и вынужденные колебания многоопорных транспортных машин

под воздействием неровностей пути движения, разработана теория подрессоривания этих машин. Исследования проведены с применением методов теории случайных функций.

Вопросам анализа и синтеза вертикальных колебаний характерных точек колесных тракторов посвящены работы В.Я. Аниловича [7, 8]. В этих работах дается анализ колебаний колесных тракторов, и приводятся методы расчета плавности хода с применением оптимальных передаточных функций. При этом применяется метод, основанный на теории случайных процессов. На основании теоретических рассуждений выведена графическая характеристика перемещений и ускорений остова и на сидении тракториста при случайных воздействиях.

В работе А.Г. Жутова [84] исследовано влияние микронеровностей поля на сопротивление движению, скольжению и распределение нагрузок по осям колесного трактора тягового класса 1.4 и тягового класса 0,9. Проведенными исследованиями установлено, что с увеличением частоты и амплитуды колебаний нагрузки на ведущие колеса при постоянной скорости, возрастают буксование и сопротивление движению колесных тракторов. При частоте колебаний, близкой к 3,5 Гц, эти параметры имели максимальные значения, что объясняется наступлением резонансного режима. Средние динамические нагрузки на колеса, по результатам исследований, были тем больше, чем меньше расстояние между микронеровностями в поле и чем выше скорость движения [84].

В работах под руководством В.Г. Ярового [60, 203, 261-265, 318] проведены исследования различных пневматических шин, в частности их влияние на производительность трактора в составе агрегата. Эти исследования доказали, что для улучшения характеристик необходимо снизить податливость силовой передачи и оптимизировать конструкцию пневматических шин.

В работе А.Н. Кожуханцева [97, 98] дается математическое описание процесса работы колесного трактора на основании его динамической и структурной схем и эквивалентных систем колебаний масс трактора в вертикальном и горизонтальном направлениях. Разработана математическая модель процесса, учитывающая тяговое сопротивление и неровности рельефа, вызывающие колебательные

процессы внутри трактора. В статье [98] представлены результаты экспериментальных исследований влияния вертикальных колебаний трактора Т-150К на показатели его функционирования при работе на пахоте.

В трудах А.А. Карсакова [91], В.Л. Строкова [278 – 281] и С.Д. Фомина [295, 296] рассматривается работа колесного трактора. Трактор был оборудован эластичным приводом ведущих колес и сцепным устройством с улучшенным демпфером. Отмечается, что увеличение податливости привода и сцепки положительно влияет на показатели работы всего агрегата как в период разгона, так и во время установившегося движения. При этом уменьшается удельный расход топлива, буксование движителей при трогании. Применение эластичного привода позволяет значительно снизить амплитуду колебаний ведущего момента, уменьшить пиковые значения момента на полуоси на 40-50%, на валу двигателя на 20-30%.

В научной работе В.П. Лапика [150] дается математическое описание процесса работы гусеничного движителя и деформирование почвы гусеничным движителем с резиноармированными гусеницами. Предложенная конструкция резинокордного трака, по сравнению с серийной, имеет улучшенную упругую составляющую благодаря дополнительной упругой стойке, а увеличение жесткости подошвы под крайними упругими стойками позволило снизить неравномерность распределения давления по ширине трака в 1,2 раза. Работа проведена для использования гусеничного трака на переувлажненных пойменных почвах.

В научной работе А.И. Свитачева [238] научно обоснована и решена проблема оценки и оптимального выбора динамических характеристик и параметров силовых передач гусеничных тракторов. Разработаны методы нахождения динамических характеристик сложных колебательных систем (многомассовых цепочных, разветвленных, расщепленных, кольцевых с замкнутыми контурами). Предложены методы и алгоритмы нахождения динамических характеристик моделей с переменными параметрами, что позволило установить зависимости частотных характеристик от изменения массы рабочих органов, взаимодействующих с предметом труда, и ввести для оценки динамической нагруженности силовой передачи комплексную амплитудно-частотно-массовую характеристику (АМЧХ). Разработан метод оценки демпфирующих параметров через оценку логарифмических декрементов

затухания на основе параметрической идентификации и по затухающим колебаниям при переходных режимах. который изменяется от 0,35 до 1,35 в зависимости от режима работы агрегата. Разработаны математические модели силовых передач трактора-бульдозера и лесопогрузчика с учетом варьируемых передаточных чисел. Установленные зависимости динамических характеристик от передаточных чисел силовой передачи трактора, позволяют проследить влияние основных возмущающих воздействий на изменение динамических нагрузок колебательной системы в зависимости от варьирования передаточными числами и провести их оптимизацию.

В работе В.В. Шеховцова [313] созданы теоретические основы, комплекс методов и средств, позволяющих выполнять автоматизированный анализ и целенаправленный синтез динамических характеристик с учетом внешних и внутренних нагружающих факторов. Обобщены и дополнены подходы к построению динамических моделей автотракторных силовых передач, обоснованы допущения, принимаемые при их построении и исследовании, предложена универсальная методика разработки и выбора расчетных методов их исследования, позволяющая создавать отвечающие задачам исследований модели и осуществлять комплексный анализ и синтез их динамических характеристик. Теоретически обоснован и создан метод анализа собственных частотных характеристик силового привода транспортно-технологического средства, в отличие от известных, позволяющий в автоматизированном режиме оценивать влияние изменения упруго-инерционных параметров элементов на характер изменения собственных частот, а также определять необходимые сочетания этих параметров для получения в спектре передачи заданных собственных частот. На его базе выполнен комплекс расчетных исследований и получен комплект графиков, обеспечивающий возможность оценивать характер изменения собственных частот наиболее распространенных динамических моделей передач и их типовых компонентов, а также выявить ряд неизвестных ранее закономерностей изменения собственных частот при изменении параметров элементов в диапазоне, характерном для автотракторных силовых передач.

В научной работе З.А. Годжаева [57] создан методически-программный комплекс по автоматизированному проектированию силовых передач мобильных машин. Этот комплекс обеспечивает оценку нагруженности и долговечности конструкций на стадии проектирования. З.А. Годжаев для упрощения многомассовой модели использует критерий устойчивости Михайлова и метод аппроксимации Паде. При исследовании моделей использован метод многокритериальной оптимизации с целью снижения динамической нагруженности элементов. Также даны рекомендации по оптимизации упруго-инерционных параметров валопроводов тракторов, а также предложены схемы и конструкции элементов валопровода с регулируемой жесткостью. Отмечена необходимость определения усталостной долговечности элементов валопровода тягово-транспортной машины и если исследовать переходные процессы, то целесообразно исследовать колебания с частотой 30-40 Гц, колебательная энергия которых самая большая. В научной работе [58] З.А. Годжаев расширяет свои исследования и приводит математические модели движения малотоннажного автопоезда, у которого в конструкции сцепного устройства установлена гибкая связь. Сформулированы и обоснованы рекомендации по параметрам движения с гибкой управляемой связью, обеспечивающие высокую безопасность и управляемость автопоездов. Улучшение управляемости, маневренности и эксплуатационной безопасности расширяет область их применения в различных отраслях народного хозяйства, в том числе в АПК (теплицах, животноводческих комплексах, складских помещениях, мелкоконтурных сельскохозяйственных угодьях).

Так как большую часть времени эксплуатации колесные сельскохозяйственные тракторы работают на полях с разными почвенными фонами, а при выполнении транспортных работ – на грунтовых дорогах либо в условиях бездорожья, то для этих условий в работе [59] З.А. Годжаевым была предложена система подрессоривания, позволяющая обеспечить регламентированную плавность хода и эффективную виброзащиту оператора. Разработан новый контроллер, скользящего режима на основе радиальных базисных функций в нейронной сети. Полученные результаты имитационного моделирования показывают, что благодаря использова-

нию нейросетевого контроллера удалось повысить эффективность системы подрессоривания по снижению виброактивности колебательной системы от неровностей дороги исследуемого мобильного средства.

Д.С. Гапич и Н.Г. Кузнецов в работах [48, 141–145]отмечает, что возмущения, появляющиеся при увеличении рабочих скоростей тракторов в составе машинно-тракторных агрегатов, являются следствием усиления воздействия неровностей поля. При этом возрастает интенсивность вертикальных колебаний, которые, в свою очередь, усиливают колебания нагрузки на крюке. Указанные явления вызывают значительное снижение тяговых показателей трактора. При невозможности устранения причин, вызывающих колебания нагрузки на крюке, повышения полезного использования мощности двигателей колесных тракторов можно достигнуть путем снижения интенсивности ее колебаний.

Исследования В.В. Котлярова [103 - 111], В.А. Кравченко [112 – 136], Ю.С.Толстоухова [289], О.И. Поливаева [212 - 220], Д.А. Нехорошева [192 – 195] посвящены изучению процессов функционирования трактора в составе машинно-тракторного агрегата, изучению влияния упруго-демпфирующего механизма на параметры двигателя и силовой передачи. Их работы будут подробно рассмотрены в следующем параграфе.

В практических целях при исследовании колебаний силовой передачи, подвески или другого элемента трактора желательно вносить коррективы в расчет с учетом сглаживающей способности и демпфирующих свойств силовой передачи таким образом, чтобы не усложнять обычную расчетную схему трактора, который находится в составе какого-либо агрегата.

1.4. Устройства для улучшения условий функционирования трактора и рабочей машины

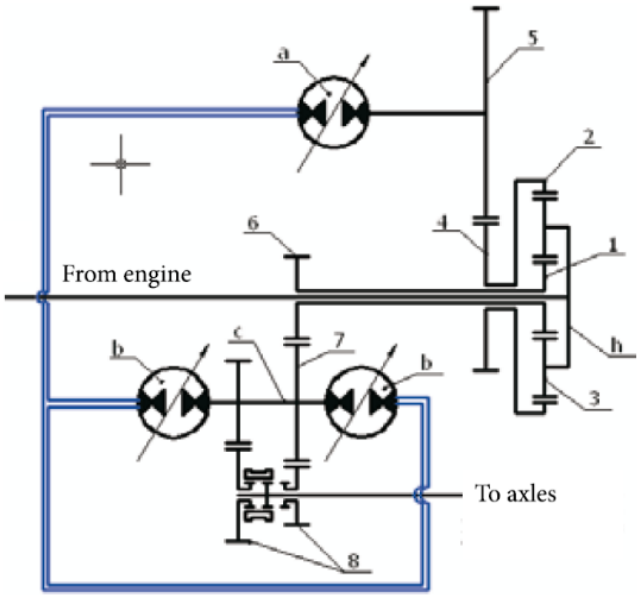
На сельскохозяйственных тракторах относительно малого класса тяги моноблочной компоновки (тракторы от 6 до 20 кН) преимущественное распространение получили ступенчатые механические силовые передачи. Такая силовая передача обычно состоит из муфты сцепления, коробки передач, раздаточной коробки (у полноприводных колесных тракторов) и ведущих мостов (одного или двух). Все

эти элементы являются хорошими проводниками колебаний от колес к двигателю. Такие силовые передачи совершенно «прозрачны» и не защищают двигатель от колебаний тяговой нагрузки. Альтернативой механическим силовым передачам являются гидравлические. Исследование гидромеханических силовых передач на гусеничном тракторе тягового класса 3, доказало целесообразность применения таких передач, так как при этом на тяжелых работах производительность агрегата увеличивается до 10% с неизменным расходом топлива [103, 122, 163]. Но многие российские и зарубежные исследователи считают основным недостатком гидромеханических силовых передач увеличение расхода топлива на некоторых операциях до 20%. Это объясняется тем, что КПД силовой передачи с гидротрансформатором приблизительно на 15% ниже КПД механической силовой передачи. Гидротрансформаторы так же допускают длительную работу с пробуксовыванием ведущих и ведомых элементов (скольжение порядка 2…4%). Такая силовая передача всегда «ведёт», что затрудняет переключение передач. К тому же ещё в 1966 году профессор А.М. Лысов аналитически доказал нецелесообразность применение гидромеханического типа силовой передачи на тракторах относительно малого класса тяги [162].

Как отмечено в научной работе [69], тип привода влияет на перераспределение моментов по колесам трактора. Тяговая динамика таких тракторов существенно зависит от типа привода ведущих колес, от перераспределения веса между колесами, а также и от других факторов.

Постоянно ведутся работы по совершенствованию старых и созданию новых силовых передач разных типов. Так, наиболее используемые силовые передачи в сельскохозяйственных и промышленных машинах подробно описаны Smith D. и его коллегами [348, 349, 350, 375, 386]. Одним из интересных решений является силовая передача с разделением потока мощности (представленная на рисунке 1.14), разработанная фирмой Fendt [339]. В такой силовой передаче часть мощности передается через механическую передачу, а другая часть через гидростатическую. Эта компоновка вместе с различными интеллектуальными системами управления

обеспечивают наилучшее распределение мощности при оптимальном расходе топлива. Однако, нужно учесть, что наличие большого количества элементов обязательно увеличивает габариты трактора и сложность конструкции.



a и *b* – регулируемые гидронасосы; c – вал; h – передаточный механизм;
1 и 2 – солнечная и коронарная шестерни; 3 – сателлит; 4, 5, 6, 7 – шестерни;
8 – двухступенчатый редуктор.

Рисунок 1.14 – Кинематическая схема силовой передачи с разделением потока мощности [339]

В целом ряде исследований доказана возможность применения в качестве демпфирующих устройств не только гидротрансформаторов, но также встроенных в крюковое устройство и силовую передачу специальных гасителей колебаний. И поэтому для предохранения последней от колебаний, возникающих в системе «двигатель-силовая передача», стали применять специальные демпфирующие устройства. Характерной особенностью которых является наличие упругого элемента. Именно этот элемент обеспечивает уменьшение собственных частот колебаний силовой передачи. Совершенствование различных соединительных муфт, приводит к смягчению ударных нагрузок, к погашению муфтами вибрации кручения, к увеличению долговечности сопрягаемых узлов и деталей.

В научной работе Ю.Н. Ломоносова [156] исследовалось влияние упругих свойств динамической системы «трактор-агрегат» на показатели его работы. Силовая передача трактора при аналитическом рассмотрении была представлена как крутильная колебательная система с приведенными параметрами. Им определялись собственные частоты колебаний системы при работе на различных передачах

с различными сельскохозяйственными агрегатами, а также при различных параметрах упругих звеньев. Исследователи рассматривали возможность использования центробежных соединительных муфт с упругими динамическими связями. Муфты такого типа обладают переменной динамической жесткостью, переменным моментом инерции и являются звеном, которое хорошо изолирует силовую передачу от колебаний момента двигателя. Это позволило уменьшить жесткость соединения в 6…8 раз, в результате чего, амплитуда высокочастотной составляющей момента снизилось в 2…3 раза. Однако, эти исследования показали и то, что вне рабочей зоны муфта имеет жесткость, равную серийной, а в режиме перегрузок, даже большую. Кроме того, муфты с упруго-динамическими связями не защищают всю силовую передачу от воздействия изменяющейся нагрузки, связанной с колебаниями остова трактора на неровностях.

В 2016 году немецкий исследователь Polifke G. [359] предложил Voith Hydrodamp – гидравлический амортизатор крутильных колебаний, который преимущественно используется в приводе тракторов между двигателем и трансмиссией. Основные преимущества гидравлического демпфирования в сочетании с изоляцией приводят к значительному снижению пиковых крутящих моментов и колебаний крутящего момента привода. В 2017 году G. Polifke [360] продолжил исследования моделируя привод. Были найдены оптимальные параметры Hydrodamp путем изменения параметров пружинной характеристики и системы демпфирования.

В научных работах [66, 361] проведены испытания силовой передачи, которые показали, что упруго-фрикционные пружинные элементы (демпферы), устанавливаемые в ведомый диск сцепления, позволяют существенно снизить амплитуду крутильных колебаний в двигателе. Кроме того, податливость такого диска приводит к более плавному взаимодействию фрикционного материала с маховиком и нажимным диском, о чем подробно изложено в работах [13, 66, 346, 358, 361].

Профессор О.И. Поливаев продолжил исследования демпферных пружин и выявил, что введение упругих элементов в ведомый диск сцепления приводит к смещению резонансных колебаний в сторону пониженной угловой скорости вращения дизеля и способствует более плавному включению сцепления и снижению

пробуксовки диска на 12…20%, что в результате ведет к меньшему на 29% износу по сравнению с серийными деталями [202, 212, 214].

В научных работах [141, 143] исследована соединительная муфта с упругими связями, которая обеспечивает нелинейную зависимость передаваемого момента от оборотов вала и значительно снижающая динамические нагрузки в деталях силовой передачи. Влияние упругих элементов в начальном звене механической силовой передачи (муфте сцепления) на работу трактора в составе агрегата, является актуальным изучаемым вопросом. Встает важная проблема сочетания упругих приводов с гасителями колебаний (применение упругих приводов с дополнительным демпфированием). Решение этой проблемы позволяет существенно повысить равномерность скорости движения тракторов, а также надежность и долговечность машин. С точки зрения улучшения работы двигателя и механизмов силовой передачи именно это повышение представляет значительный интерес. Вопрос состоит в том, на сколько пневмогидравлические упруго-демпфирующие элементы силовой передачи гасят колебания на валах и ограничивают их передачу на двигатель, а также как это влияет на выполнение технологических процессов трактора в составе МТА.

В научных работах [38, 163, 213, 353, 375, 386] проведены тяговые испытания трактора с двумя типами силовых передач: серийной и с эластичным приводом ведущих колёс, проведённые на трёх фонах (стерня; асфальтовая дорога; поле, подготовленное под посев) показали, что основные тяговые показатели опытного трактора при максимальной мощности в диапазоне исследуемых передач значительно улучшаются. При этом тяговая мощность возрастает на 2,1…4,04 кВт (на 8,3…20,7% по сравнению с мощностью серийного трактора), скорость на 0,1…0,8 км /ч (1,2…14,5%), тяговое усилие на 0,8…1 кН (7,25…9,1%), буксование ведущих колёс снизилось на 5,5…8,0% (18,3…26,6%), удельный расход топлива снизился на 55…144 г/кВт·ч или в процентах на 9,0…19,7%.

В научной работе [288] исследовались вопросы кинематики и динамики трактора с упругими тяговыми крюками. Отмечено, что, упругий крюк снижает возросшее усилие в соединительном звене между трактором и орудием, возникшее в момент внезапного увеличения скорости движения трактора или силы сопротивления на крюке.

На основе анализа результатов работы [310], в которой ставилась задача по определению влияния места установки эластичного элемента на динамическую нагруженность силовой передачи установлено, что введение эластичного элемента в сцепное устройство трактора тягового класса 1.4 (14 кН), работающего на культивации, позволило снизить коэффициент вариации момента сопротивления на 18…22%, в то время как использование эластичного элемента на ведущих колёсах снижает коэффициент вариации на 32…33%. Коэффициент вариации усилия на крюке снижается в следующих пределах: при эластичном сцепном устройстве на 13…20%, при эластичном приводе ведущих колёс на 40…65%, а при совместной установке на 43…69% [310].

Использование эластичных элементов на колёсных тракторах позволило существенно повысить эффективность их работы. Так производительность повысилась на 8,5…17,7%, расход топлива снизился на 11…21%, а долговечность силовой передачи повысилась в 2…3 раза [278–281]. Достигается этот эффект за счёт стабилизации нагрузки (повышения вероятности работы на средней нагрузке), так и за счёт снижения величины максимальных динамических нагрузок.

Следует обратить внимание на эластичные упругие элементы с нелинейной характеристикой. Например, эластичный элемент с характеристикой, имеющей перегиб в сторону снижения жёсткости при максимальном крутящем моменте, оказывает на переходный процесс такое же действие, как муфта сцепления [170]. Снижение максимальной величины крутящего момента имеет место на всех участках валопровода и, чем меньше значение момента, соответствующего началу перегиба характеристики, тем больше снижение максимального крутящего момента [170].

Среди разных способов решения задачи уменьшения жесткости силовой передачи заключающегося в использовании основного свойства пневматических шин – способности их к деформированию под действием приложенных к ним сил. Например в научных работах [60, 203, 261-265, 318] было доказано, что шина имеет свойства своеобразного гасителя колебаний, что способствует снижению энергозатрат при работе трактора в составе МТА. Однако, применение шин, в качестве гасителя колебаний сильно ограниченны, потому многие исследования пошли по

пути использования эластичного привода движителей, что качественно и количественно изменяет характер динамической нагруженности [141, 164, 212-218]. Эластичный привод, обладающий значительным запасом угла закручивания, не позволяет снизиться моменту до нуля, а тем более, появиться «минус-моменту», за счёт чего удаётся снизить значение коэффициента вариации ведущего момента трактора класса 1.4 в 1,8…2,7 раза.

В исследовании на плавность хода [14] была показана эффективность применения разработанного авторами упруго-демпфирующего привода (УДП), так как благодаря его упругим и диссипативным свойствам уменьшаются амплитуды колебаний остова в среднем до 60% и амплитудные максимумы смещаются в более низкие диапазоны частот (0,2-1,8 Гц), снижается буксование в среднем на 10-12%, повышается топливная экономичность трактора на 8-14% и производительность на 6-15%.

Огромный вклад в исследование упруго-демпфирующего привода делает профессор О.И. Поливаев (рисунок 1.15–1.16). В своих работах [202, 212–220] он неоднократно доказал эффективность применения УДП в колесных тракторах. В работах О.И. Поливаева неоднократно отмечено, что применение УДП ведущих колес повышает тяговую мощность трактора на 8%, снижает буксование ведущих колес на 13…19%. При этом повышается действительная скорость движения на 7…9% и тяговый КПД на 7…8%, снижается удельный расход топлива на 6…9%, повышается производительность до 10%. Испытания проводились на тракторе «Беларус-80.2». Эксперимент доказал, что УДП делает работу трактора ресурсобережливой и экономичной.

Одним из перспективных путей решений, является введение упругих звеньев в силовую передачу трактора, которое впоследствии было реализовано его учениками [142, 192–195]. Исследования центробежных соединительных муфт с упругими динамическими связями были проведены автором в работах [141, 144]. Конструкции муфт данного типа позволяют защитить силовую передачу от колебаний, вызываемых двигателем, и имеют переменную динамическую жёсткость и момент инерции

В научной работе [193] Д.А. Нехорошева отмечено то, что при всех своих положительных качествах механический упругий элемент обладает определенными недостатками:

- не обеспечивает получения оптимальных упругих и демпфирующих характеристик;

- регулирование параметров механического упругого элемента является достаточно трудоёмким процессом.

Исследования, проведенные под руководством профессора Н.Г. Кузнецова описанные в работах [141–145] доказывают эффективность ряда способов уменьшения жесткости силовой передачи, которые приводят к снижению пиковых нагрузок, динамических усилий в приводе мобильной машины и повышению скоростей трактора находящегося в составе агрегата.

Эти недостатки явились основанием для проведения более глубоких исследований в области работ по созданию новых конструкций упругих приводов для тракторов различного назначения [193].

В работах Д.А. Нехорошева [192–195] указан несколько иной принцип гашения колебаний, который используется в муфтах с упругими динамическими связями (рисунок 1.17–1.18).

Имея переменными динамическую жёсткостью и момент инерции, такие муфты практически не имеют постоянной собственной частоты колебаний и служат звеном, предохраняющим от колебаний момент двигателя и силовую передачу.

Сравнительные эксплуатационно-технологические испытания [192–195] выявили тот факт, что на любых видах работ эластичный привод, вследствие уменьшения буксования и повышения равномерности нагрузочного режима двигателя, улучшает показатели трактора, особенно это заметно на почвенных фонах с пониженной твердостью и вязкостью. Производительность опытного агрегата превышает этот показатель у серийного трактора на 8,54% при вспашке, на 17,73% при культивации и на 5,68% при транспортных работах, а расход топлива снижается соответственно на 13,47%; 21,34%; и 10,78%.

Особый интерес в разработке подобных конструкций представляют приводы с пневмогидравлическим упругим элементом, представленные в работах [134-136,

142-144, 192-193, 270, 278–281, 308, 309, 289]. Главные преимущества такого привода заключаются в возможности получения упругой характеристики, отражающей оптимальную теоретическую зависимость момента от угла закручивания, дополненная большой энергоёмкостью пневмогидравлического упругого элемента и небольшими габаритами. В этой связи, упруго-демпфирующий элемент должен не только обладать оптимальными параметрами, но и возможностью автоматической регулировки в широком диапазоне этих параметров, с целью более эффективного уменьшения динамических нагрузок.

Главная цель при установке упругих элементов в различных местах силового валопровода состоит не только в гашении колебаний входящего возмущения, но так же в создании условий оптимального взаимодействия рабочих органов агрегатируемых машин с обрабатываемым материалом, определяемых снижением средних значений нагрузки на крюке трактора и их дисперсий [51]. Влияние упругих элементов на оценочные эксплуатационные показатели трактора в составе агрегата через стабилизацию работы двигателя и движителя трактора, с учетом работы орудия, а также через улучшение условий реализации мощности двигателя при различных местах установки упругих элементов представлены в работе [51, 193, 292]. Эти данные получены в засушливых условиях Волгоградской области в разные годы сотрудниками Волгоградского государственного аграрного университета [143, 144, 193].

В работах [134, 289] в силовую передачу колесного трактора тягового класса 5 (К-700) была произведена установка экспериментального упруго-демпфирующего элемента, использование которого дало эффект по увеличению производственных показателей. Однако, более тяжелые трактора обладают меньшей реакцией на изменение колебаний крюковой нагрузки [144], в результате этого снижается преимущество от использования таких элементов. Следовательно, некорректно проводить сравнение полученных результатов с эффективностью применения упругих элементов, установленных в различных местах колесного трактора тягового класса 1,4.

В своих исследованиях Д.А. Нехорошев [193] отмечает то, что «Обобщение исследуемых материалов по установке упругих элементов в силовую передачу позволяет сделать следующие выводы:

- критерием выбора жесткости упругих элементов, устанавливаемых в разных местах МТА для уменьшения влияния рабочих органов сельскохозяйственных машин на характер их взаимодействия с почвой, может служить соотношение частот собственных и вынужденных колебаний;

- относительная масса подрессоренных масс МТА оказывает значительное влияние на эффективность снижения динамической составляющей средней крюковой нагрузки МТА: ее снижение ведет к уменьшению динамической составляющей. При отношении частот вынужденных колебаний к частоте собственных колебаний, определяемый жесткостью установленного упругого элемента, больше четырех никакого снижения динамической составляющей не будет;

- снижение эффекти вности уменьшения динамической составляющей крюкового усилия обусловлено увеличением массы подпружиненных частей МТА, поэтому уменьшение гашения динамической составляющей можно обеспечить размещением упругого элемента на некотором удалении от места нахождения рабочего органа, обеспечивающего создание тягового усилия к двигателю;

- уменьшение динамической составляющей крюкового усилия можно обеспечить приближением упругого элемента к двигателю, а в условиях работы с переменной крюковой нагрузкой повышается возможность стабилизировать рабочий режим двигателя;

- использование комбинированных упругих элементов может привести к усилению наиболее опасных колебаний при формировании средней крюковой нагрузки трактора, поэтому необходимо проводить проверку системы колебаний на невозможность попадания частот собственных колебаний, рассчитанных по парциальным (отдельных масс) частотам в зону колебаний спектральной плотности нагружения трактора, подлежащих гашению».

Профессор В.А. Кравченко вносит вклад в исследование упруго-демпфирующих механизмов (УДМ) в силовой передаче трактора. За авторством ученого мно-

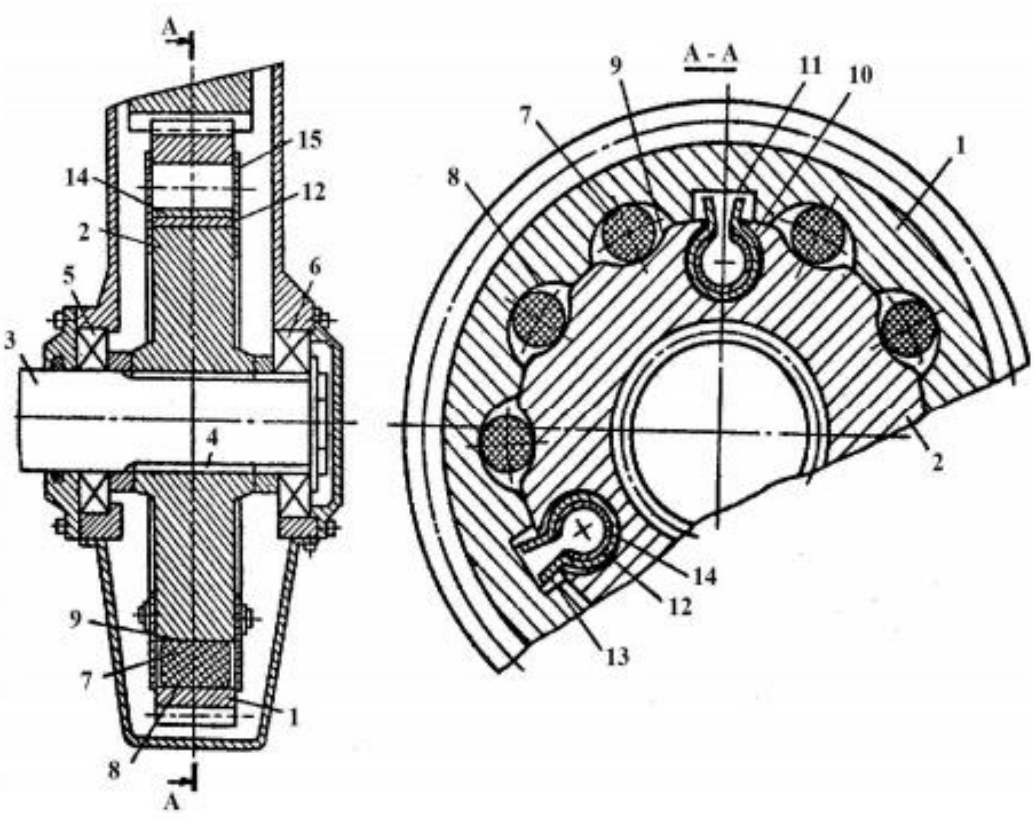
жество работ по данной тематике, которые показывают положительное влияние механизма на параметры трактора [125-136]. На рисунке 1.19 приведена схема упругого элемента в силовой передаче колесного трактора тягового класса 5, повышая преимущество от использования таких элементов тем, что место установки было выбрано сразу после двигателя. В своих работах [134, 289] он провел анализ диаграмм разгона (рисунок 1.20), полученных при решениях математических моделей трактора в составе агрегата.

Анализ полученных диаграмм показал, что УДМ в силовой передаче трактора оказывает существенное влияние на характер протекания показателей разгона [134, 289].

Исследованиями влияния УДМ на динамические показатели трактора класса 5 установлено, что [122, 134]:

- условия работы двигателя при разгоне трактора с УДМ в силовой передаче улучшаются (это подтверждается характером изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя и её минимальным значением, которое оказалось на 6,4% больше, чем в серийном варианте);

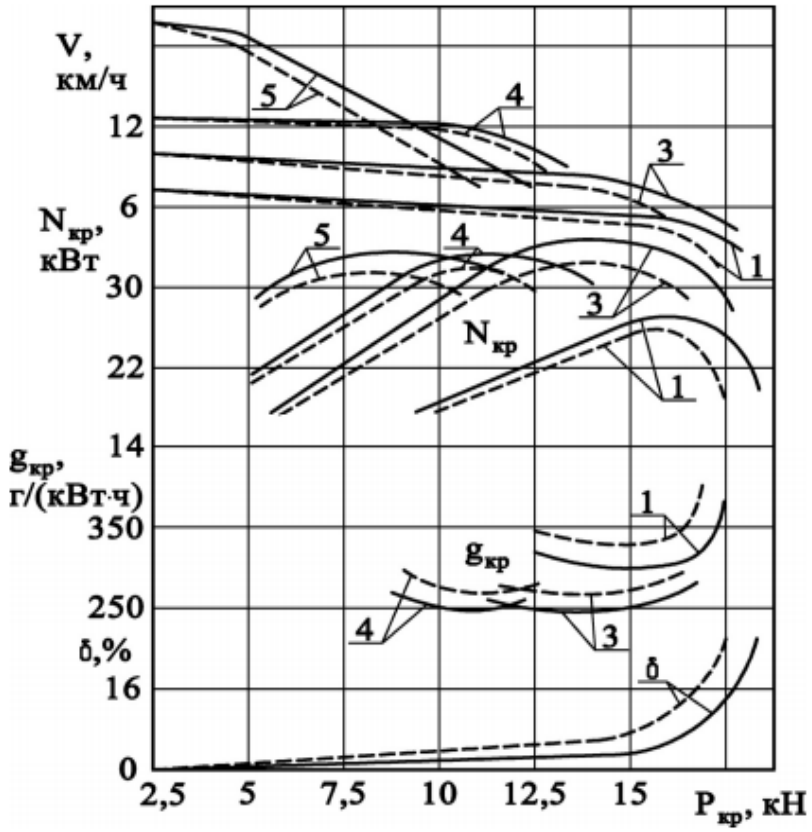
- изменение момента упругой связи в опытном варианте отличается плавностью, отсутствием пикообразного участка, максимальное значение этого момента на 24,5% меньше, чем у трактора с серийной силовой передачей;



.

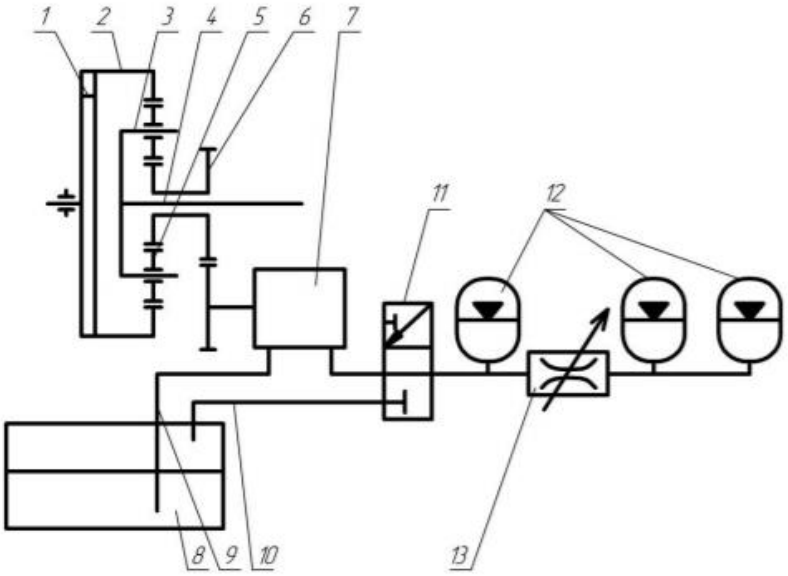
1 – зубчатый венец; 2 – ступица; 3 – полуось; 4 – шлицы; 5, 6 – подшипники; 7 – резиновые упругие элементы; 8, 9, 10, 11 – выемки; 12 – скобообразные пружины; 13 – опорные концы; 14 – дополнительные пружины; 15 – фиксирующие пластины

Рисунок 1.15 – Конечная передача с УДП [218]



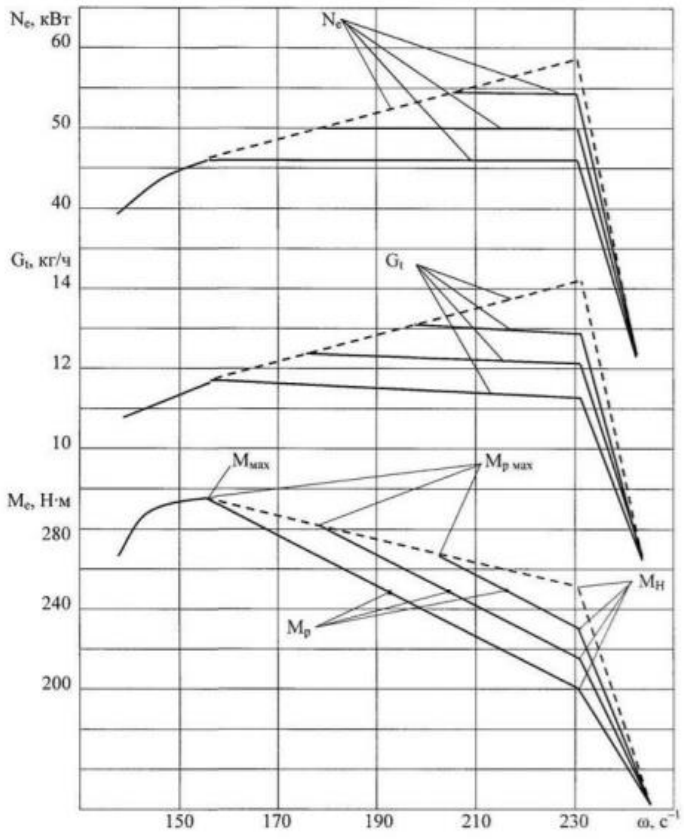
1, 2, 3, 4, 5 – порядковые номера передач;

Рисунок 1.16 –Тяговые характеристики трактора ЛТЗ-55 (на фоне – бетон) [218]



1 – маховик; 2 – коронная шестерня; 3 - водило; 4 – вал силовой передачи; 5 – сателлиты; 6 – солнечная шестерня; 7 – гидравлический насос; 8 – масляный бак; 9 – всасывающая магистраль; 10 – сливная магистраль; 11 – распределитель; 12 – пневмогидравлический упругий элемент; 13 – дроссель.

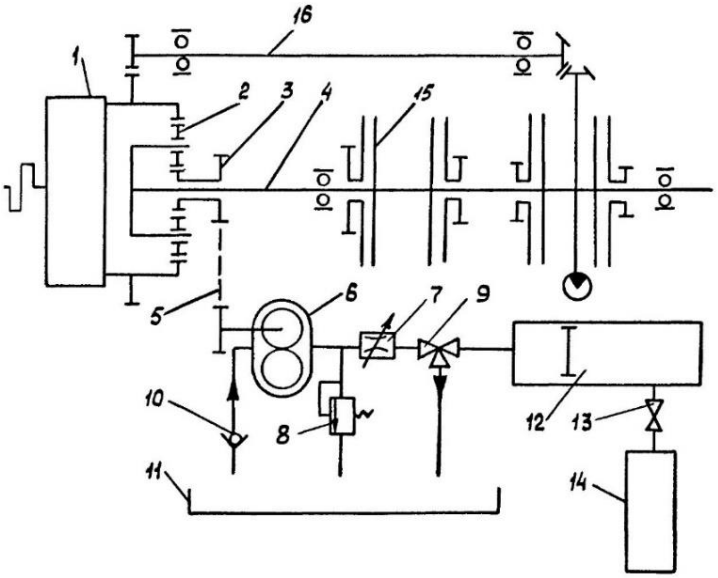
Рисунок 1.17 – Муфта сцепления с упругим элементом [193, 194]



- - - - - - серийная настройка; ———— – экспериментальные настройки;

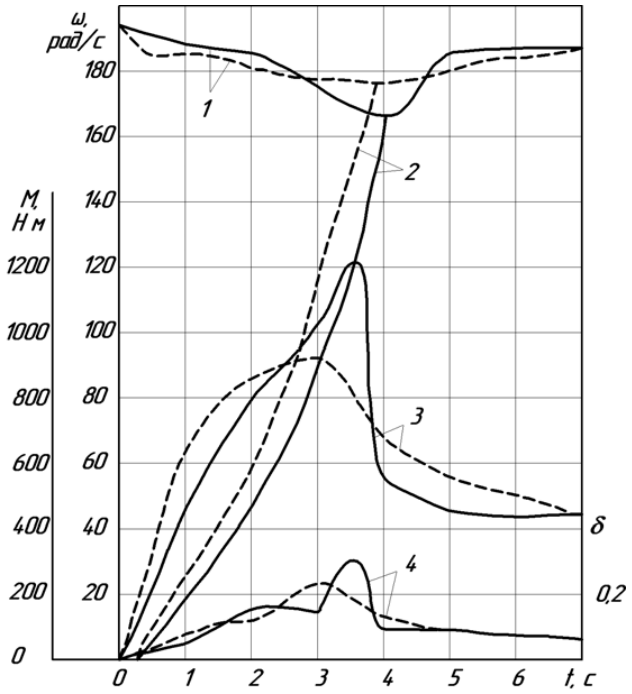
N_e – эффективная мощность; G_t – часовой расход топлива; M_e – крутящий момент; $M_н$ – номинальный крутящий момент; $M_р$ – рабочий момент (середина режима постоянной мощности); $M_{мах}$– максимальный крутящий момент; $M_{р\ мах}$– максимальный крутящий момент на режиме постоянной мощности;

Рисунок 1.18 – Скоростные характеристики двигателя [194]



1 - маховик двигателя с коронной шестерней; 2 - сателлит; 3 - центральная шестерня; 4 - водило; 5 - привод гидронасоса; 6 - гидронасос; 7 - дроссель; 8 - клапан предохранительный; 9,13 - краны; 10 - обратный клапан; 11 - бак; 12 - пневмогидроаккумулятор; 14 - ресивер; 15 - фрикцион; 16 – вал привода насоса КПП

Рисунок 1.19 – Схема упругого элемента в силовой передаче трактора тягового класса 5 [134, 289]



▬▬▬ – серийная силовая передача; – – – – – – опытная силовая передача; 1, 2 – угловые скорости двигателя и первичного вала трансмиссии; 3 – момент упругой связи; 4 – коэффициент буксования

Рисунок 1.20 – Диаграммы разгона трактора в составе агрегата с опытной и серийной силовой передачей на базе трактора-макета класса 5 [122, 134]

- динамические нагрузки в тракторе с УДМ уменьшаются на 25,3%;

- применение УДМ позволяет уменьшить максимальную величину буксования ведущих колёс и обеспечивает более плавное протекание кривой буксования.

Как доказано в научных работах [125-136], в реальных условиях эксплуатации использование УДМ увеличивает производительность трактора в составе агрегата более чем на 10%, снижает колебания внешней нагрузки на двигатель до 40% и уменьшает расход топлива до 9%. Все вышеперечисленные преимущества позволяют сэкономить в расчете на регион (Ростовская область) более 4 млрд. рублей в год [112, 122, 123].

Исследования по изучению и определению параметров упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовой передаче колесного трактора, на основных сельскохозяйственных операциях продолжаются [368-370]. Обстоятельства, указанные выше, исключают необходимость замены наиболее распространенных механических силовых передач тракторов на другие типы.

Обзор исследований показал, что различные ученые, работающие в области стабилизации нагрузочных режимов работы трактора в составе МТА применяют расчетные параметры для стабилизации режимов работы агрегатов. В большинстве случаев это приводит к улучшению взаимодействия рабочих органов машин с обрабатываемым материалом и является основным способом стабилизации условий нагружения трактора. Такой подход способствует снижению среднего тягового сопротивления (повышая вероятность работы на средней нагрузке), увеличению мощности, повышению тяговой эффективности, повышать КПД, и стремится поддерживать нагрузку на ДВС на уровне, близком к стационарной [270, 308, 309].

Подводя итоги исследований, проведенных различными научными школами, можно сделать вывод о том, что силовые передачи, за исключением гидравлических, не способны защитить двигатель от изменяющейся нагрузки. В результате этого происходит снижение мощности двигателя, увеличение удельного расхода топлива, а также снижение производительности.

Зарубежные исследователи, такие как Frank M. Zoz, Robert D. Grisso в своей

работе [386] также отмечают то, что для осуществления работ с максимальной производительностью сельскохозяйственных тракторов необходимо:

- повышать эффективность расхода топлива двигателя и силовой передачи;
- максимизировать тяговые усилия трактора;
- выбрать оптимальную скорость движения для системы трактор-агрегатируемая машина.

1.4.1. Теоретические предпосылки улучшения условий функционирования трактора за счет применения УДМ

Изучая схему упругого элемента в силовой передаче трактора и опираясь на диаграммы разгона трактора в составе агрегата с опытной и серийной силовой передачей следует рассмотреть вопрос описания процессов, которые происходят при работе такого механизма, включая подробное рассмотрение того, как преобразуется крутящий момент от двигателя трактора к ходовой системе, проходя через УДМ. В работах [134, 251] подробно описано, что за время работы в пневмогидроаккумулятор подается определенный объем масла, который зависит от числа оборотов насоса. Крутящий момент, необходимый для проворачивания насоса, определяется по известной формуле.

$$M_н = P_1 \cdot V_н, \tag{1.6}$$

где P_1 – давление рабочей жидкости, Па;

$V_н$ – рабочий объем насоса, м^3.

Давление рабочей жидкости в пневмогидроаккумуляторе нарастает по закону сжатия воздуха.

$$P_1 = P_0\left(\frac{V_0}{V_1}\right)^n, \tag{1.7}$$

где P_0, P_1 – давление воздуха, соответственно, в начале сжатия и текущее значение;

V_0 , V_1 – объем камеры сжатия пневмогидроаккумулятора, соответственно, в начале сжатия и текущий;

n – показатель политропного процесса сжатия (для изотермы n=1).

Момент $M_н$ нарастает по такому же закону, как и давление жидкости.

Взаимосвязь момента на валу насоса $\mathrm{M}_{\text{н}}$ и моментом $\mathrm{M}_{\text{ц}}$, приложенным к центральной шестерне, определяется зависимостью [284].

$$\mathrm{M}_{н} = \mathrm{M}_{ц} \cdot i_{пр} \cdot \eta_{пр}, \tag{1.8}$$

где $i_{пр}$, $\eta_{пр}$ – передаточное число и КПД привода насоса УДМ.

С другой стороны, можно записать [284].

$$\mathrm{M}_{ц} = \mathrm{M}_1 \left(i_{ро} - 1\right) \eta_{р} \tag{1.9}$$

$$\mathrm{M}_{в} = \mathrm{M}_1 \cdot i_{ро} \cdot \eta_{р}, \tag{1.10}$$

где $i_{ро}$, $\eta_{ро}$ – передаточное число (конечное) и КПД планетарного редуктора;

$\mathrm{M}_{\text{в}}$ – момент, передающийся на водило планетарного редуктора, Н·м.

После преобразования выражений (1.9) и (1.10) с учетом (1.6) и (1.8) получим:

$$\mathrm{M}_{в} = \frac{\mathrm{K} \cdot V_{н} \cdot \mathrm{P}_1 \cdot i_{ро}}{i_{пр} \cdot \eta_{пр} \cdot \left(i_{ро} - 1\right)}. \tag{1.11}$$

где K – коэффициент подачи масляного насоса.

Объём V_1 можно представить выражением:

$$V_1 = V_0 - V_{н} \cdot h_{сум} \cdot \eta_{н}. \tag{1.12}$$

где $h_{сум}$ – коэффициент суммарных потерь масляного насоса;

$\eta_{н}$ – коэффициент полезного действия масляного насоса [53-55].

С учетом выражений (1.7) и (1.12) получим выражение:

$$\mathrm{M}_{в} = \mathrm{K} \cdot V_{н} \cdot \mathrm{P}_0 \left(\frac{1}{1 - \frac{V_{н}}{V_0} \cdot h_{сум} \cdot \eta_{н}} \right)^{n} \frac{i_{ро}}{i_{пр} \cdot \eta_{пр} \left(i_{ро} - 1\right)}. \tag{1.13}$$

В выражении (1.13) отношение $\frac{V_0}{V_{н}}$ представляет собой максимальное число оборотов насоса n_{max}, при котором объем пневмогидроаккумулятора V_0 полностью заполняется маслом. Тогда отношение текущих оборотов насосов n_1 к максимальным n_{max}, назовем относительным числом оборотов насоса n_o. Тогда окончательно получим выражение вида:

$$\mathrm{M}_{в} = \mathrm{K} \cdot V_{н} \mathrm{P}_{0} \left(\frac{1}{1 - n_{о} \cdot \eta_{н}} \right)^{n} \frac{i_{ро}}{i_{пр} \eta_{пр} \left(i_{ро} - 1 \right)}, \tag{1.14}$$

где $n_о$ – относительное число оборотов масляного насоса.

На рисунке 1.21 приведена зависимость момента $M_в$ от относительных оборотов насоса $n_о$. Материал широко опубликован в работах [134, 122, 240, 251].

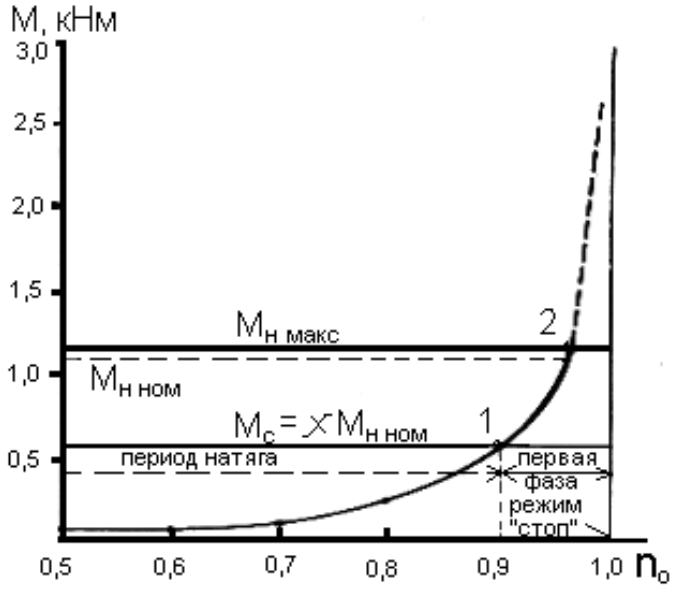


Рисунок 1.21 – Зависимость ведущего крутящего момента передающегося на силовую передачу от относительного числа оборотов масляного насоса [134, 251].

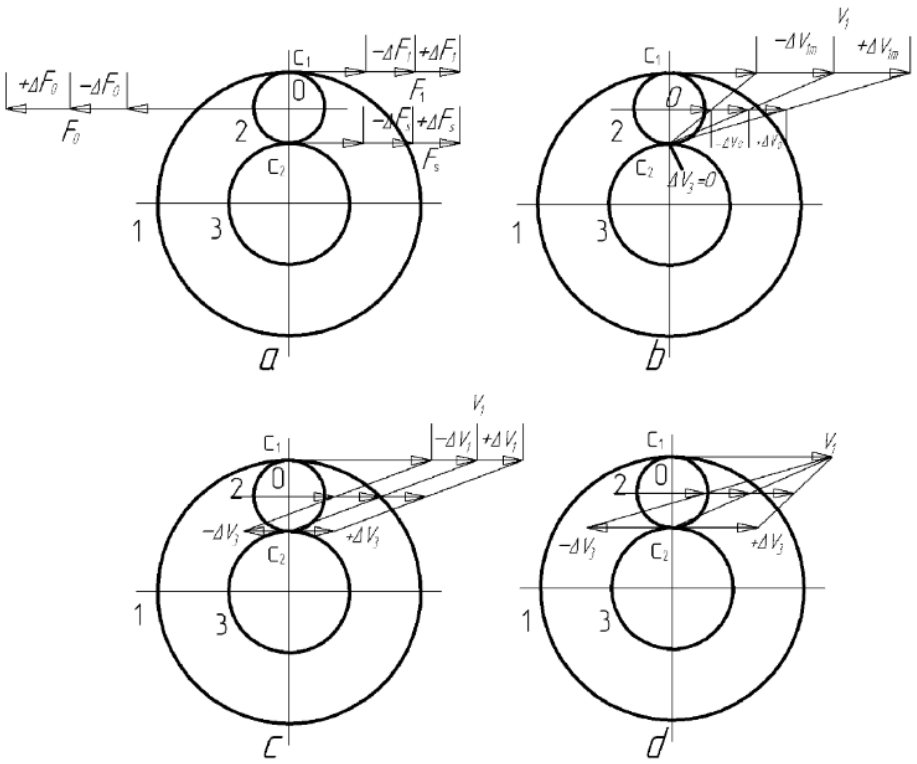
График показывает, что ведущий момент, приложенный к водиле планетарного редуктора, нарастает вначале плавно. Поэтому в первоначальный период трогания трактора в составе агрегата начинает вращаться солнечная шестерня планетарного редуктора и гидронасос, нагнетая масло в пневмогидроаккумулятор. Так как момент сопротивления на ведущем валу коробки перемены передач имеет большое значение, трактор стоит на месте до тех пор, пока сопротивление на солнечной шестерне меньше, чем на водиле.

При дальнейшем нарастании давления в пневмогидроаккумуляторе (рисунок 1.21) трактор начинает плавно разгоняться, а насос постепенно останавливается. Практически движение трактора начинается в точке 1, где ведущий момент на валу коробки передач равен приведенному моменту сопротивления. Скорость нарастания ведущего момента можно регулировать с помощью изменения проходного сечения регулируемого дросселя (откручивая или закручивая иглу дросселя). В конце первой фазы разгона происходит резкое возрастание ведущего момента и, чтобы

предупредить динамические нагрузки в силовой передаче трактора, предусмотрен предохранительный клапан.

В точке 2 (рисунок 1.21) предохранительный клапан срабатывает и этим ограничивается ведущий момент. Во второй фазе разгона ведущий момент постепенно снижается до значения приведенного момента сопротивления на установившемся режиме движения МТА. Насос стоит, то есть работает в режиме «стоп», и силовая передача практически ничем не отличается от серийной. Демпфирующие свойства силовой передачи должны обеспечить снижение амплитуды угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при колебаниях.

Работа упруго-демпфирующего механизма во время защиты силовой передачи трактора от колебаний внешней нагрузки показана на рисунке 1.22, описана в трудах [122, 134, 240, 251]. При появлении колебаний внешней нагрузки усилие F_0 на оси сателлитов (рисунок 1.22 *a*) изменяется на величину ΔF_0. Так как сила F_0 равна сумме окружных усилий сателлита, то $\Delta F_0 = \Delta F_1 + \Delta F_s$ и $\Delta F_1 = \Delta F_s$. Возмущения F_1 передаются на двигатель, а ΔF_s на насос.



a – план сил; планы скоростей: *b* – при абсолютной прозрачности, *c* – частичной прозрачности, *d* – абсолютной непрозрачности.

Рисунок 1.22 – Планы сил и скоростей элементов планетарного редуктора при колебаниях внешней нагрузки [251].

На рисунке 1.22 (*b*, *c*, *d*) показаны планы скоростей, на которых векторами изображены скорости при колебаниях внешней нагрузки [122, 134, 240, 251, 284]. При неподвижной шестерне 3 (рисунок 1.22 *b*) линии, проведенные через концы вектора $V_1 \pm \Delta V_{10}$ и точку *C* определяет приращения скорости $\pm \Delta V_3$. Эти приращения будут максимальными, отчего угловая скорость коленчатого вала двигателя будет изменяться с максимальной амплитудой. При вращении шестерни 3 (рисунок 1.21 *c*) под действием приращения силы ΔF_s план скоростей изменяется, то есть при увеличении амплитуды линейной скорости $\pm\Delta V_3$ амплитуда $\pm \Delta V_1$ уменьшится.

На рисунке 1.22 *d*, когда амплитуда линейной скорости шестерни 3 $\pm\Delta V_{3м}$ (максимальная), колебания линейной скорости V_1 отсутствуют. Это значит, что при колебаниях тяговой нагрузки и колебаниях вала водила изменения угловой скорости вращения вала двигателя будут равны нулю, то есть двигатель будет изолирован от внешних колебаний.

Согласно построениям на рисунке 1.22 будем иметь максимальное значение $\Delta\omega_{1м}$ при $\Delta\omega_3 = \Delta\omega_ц = 0\ (b)$, $\pm\Delta\omega_{1м} = \pm\Delta\omega_в \cdot i_{ро}$. Текущее значение $\Delta\omega_1$ при $\Delta\omega_ц = 0\,(c)$, $\pm\Delta\omega_1 = \pm\Delta\omega_в \cdot i_{ро} = \pm\Delta\omega_ц\left(i_{ро} - 1\right)$. Максимальное значение $\Delta\omega_ц$ при $\Delta\omega_1 = 0\ (d)$, $\pm\Delta\omega_{цм} = \Delta\omega_в \dfrac{i_{ро}}{i_{ро} - 1}$. Условие частичной «непрозрачности» силовой передачи будет при $0 < \Delta\omega_ц < \Delta\omega_{цм}$, то есть редуктор частично пропускает колебания к двигателю. При абсолютной «непрозрачности» редуктор не будет пропускать колебания, когда $\Delta\omega_ц = \Delta\omega_{цм}$. Как уже указывалось выше, для оценки защитных качеств механизма предложен показатель «степень прозрачности», в форме отношения текущей амплитуды угловой скорости вращения вала двигателя к максимальному ее значению, то есть

$$П = \frac{\Delta\omega_1}{\Delta\omega_{1м}}, \tag{1.15}$$

или

$$П = 1 - \frac{\Delta\omega_ц}{\Delta\omega_{1м}}\left(i_{ро} - 1\right), \tag{1.16}$$

где $П$ – степень прозрачности;

$\Delta\omega_1, \Delta\omega_{1м}$ – текущее и максимальное значение амплитуды угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;

$\Delta\omega_3 = \Delta\omega_ц$ – текущее значение амплитуды угловой скорости вращения шестерни 3, рад/с;

$i_{ро}$ – передаточное число редуктора при неподвижной шестерне 3.

При П=0 «прозрачность» редуктора равна нулю, т.е. он является абсолютно «непрозрачным» и будет полностью гасить колебания, передаваемые на двигатель, а при П=1 редуктор абсолютно «прозрачный» и двигатель остается незащищенным от колебаний тяговой нагрузки, (это происходит в серийных силовых передачах).

Для определения амплитуды угловой скорости вращения $\Delta\omega_{1м}$ необходимо решить дифференциальное уравнение движения приведенных моментов инерции при колебании тяговой нагрузки трактора. Приняв изменение приведенного момента тяговой нагрузки по закону синуса [122, 134, 240, 251], получим дифференциальное уравнение в приращениях

$$\left(J_1 - J\right) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = \Delta M_c = \frac{1}{2} M_{ср}^c \delta_c \sin(pt), \tag{1.17}$$

и максимальное значение амплитуды угловой скорости определяется выражением

$$\Delta\omega_{1м} = \frac{M_{ср}^c \delta_c}{\left(J_1 - J\right)} \cdot i_{ро} \cdot \Delta t, \tag{1.18}$$

где $M_{ср}^c$ – среднее значение приведенного к валу водила крутящего момента тяговой нагрузки, Н·м;

J_1, J – моменты инерций двигателя и агрегата, приведенные к валу двигателя, кг·м^2.

δ_c – показатель неравномерности колебаний тяговой нагрузки;

$p = \frac{2\pi}{\tau}$ – циклическая частота вынужденных колебаний тяговой нагрузки;

τ – период вынужденных колебаний, с.

Амплитуда $\Delta\omega_ц$ шестерни 3 определится при решении дифференциального уравнения в приращениях моментов инерции $J_3=J_ц$ шестерни 3 (рисунок 1.22), масляного насоса и его привода.

К шестерне 3 с моментом инерции $J_ц$ приложена сила $F_s \pm \Delta F_s$ и тормозной момент масляного насоса (насос связан маслопроводом с пневмогидроаккумулятором):

$$J_ц \cdot \frac{d\omega_ц}{dt} = \Delta F_s \cdot r_3 - c \cdot \Delta\varphi_ц, \tag{1.19}$$

где c – коэффициент жесткости упругого элемента (пневмогидроаккумулятора).

Обозначим $k = \sqrt{(c / J_ц)}$ – циклическая частота свободных колебаний, тогда получим дифференциальное уравнение движения (1.19), с учетом выражения (1.17), которое будет иметь вид:

$$\frac{d^2\varphi_ц}{dt^2} + k^2\Delta\varphi_ц = A(h)\sin(\mathrm{pt}), \tag{1.20}$$

где $A(h) = \dfrac{F_s \cdot r_3 \cdot \delta_c}{2J_ц}$ – модуль амплитуды возмущающей силы.

Полученное уравнение будет уравнением вынужденных колебаний шестерни привода масляного насоса $\Delta\omega_ц$ (под действием силы $\Delta F_ц$).

Амплитуда вынужденных колебаний

$$\Delta\omega_ц = \frac{F_s \cdot r_3 \cdot \delta_c}{2 \cdot J_c} \cdot \frac{p}{p^2 - k^2} \text{ при } p > k \tag{1.21}$$

или

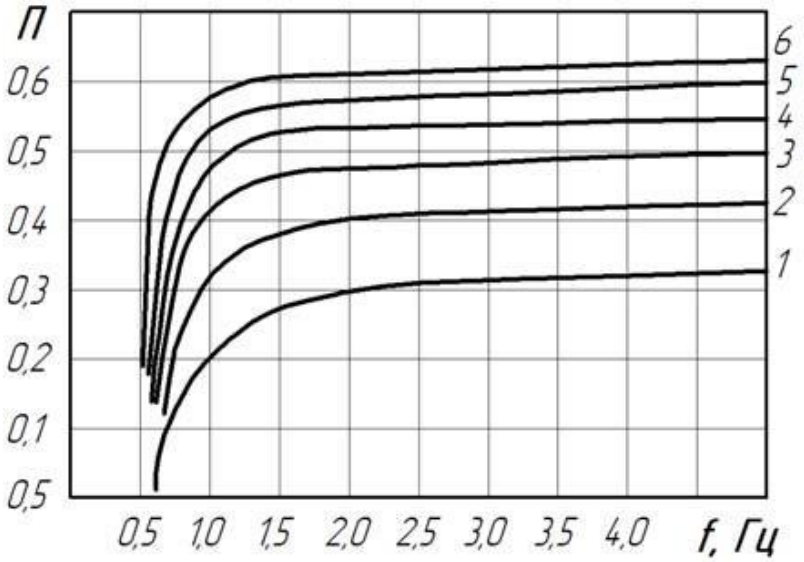
$$\Delta\omega_ц = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mathrm{M}_{cp}^2 \delta_c}{p \cdot J_ц} \cdot \frac{1}{1 - \dfrac{k^2}{p^2}} \cdot \frac{i_{po} - 1}{i_{po}}. \tag{1.22}$$

Тогда после подстановки и преобразований получим выражение

$$П = 1 - \frac{\left(i_{po} - 1\right)}{2\left(1 - \dfrac{k^2}{p^2}\right) \cdot \lambda_ц \cdot i_{po}^2}, \tag{1.23}$$

где $\lambda_{ц} = \dfrac{J_{ц}}{J_1 - J}$ – коэффициент относительной массы демпфирующего механизма.

На рисунке 1.23 изображен график зависимости степени прозрачности в зависимости от частоты колебаний нагрузки *f* и при различных $\lambda_{ц}$ для трактора класса 5. Показатель «прозрачности» определяется в первую очередь соотношением частоты механизма демпфера *k* и частоты внешней нагрузки *p*. Как известно, на основных сельскохозяйственных операциях тяговое усилие имеет спектр частот колебаний *p=3,14 – 42 1/c*, и периодов *τ=2,0 – 0,15 c*.



Значения $\lambda_{ц}$: 1-0,03; 2 – 0,035; 3 – 0, 040; 4 – 0,045; 5 – 0,050; 6 – 0,055.

Рисунок 1.23 – Зависимость степени прозрачности
от частоты колебаний тяговой нагрузки [103, 122, 134]

Для уменьшения степени прозрачности демпфирующего механизма необходимо, чтобы функция $1 - \dfrac{k^2}{p^2}$ была бы положительной, то есть вынужденные колебания внешней нагрузки и элементов демпфера имели бы характер большей частоты, когда *p<k*. Тогда механизм демпфера должен иметь минимальную собственную частоту колебаний. На «степень прозрачности» влияют моменты инерции всех элементов агрегата, включая массы демпфирующего механизма. При уменьшении коэффициента $\lambda_{ц}$ степень прозрачности *П* уменьшается и защитные качества механизма повышаются. Достижение такого эффекта возможно при уменьшении момента инерции $J_{ц}$ и увеличении приведенного момента инерции агрегата ($J_1 – J$), то

есть, как вариант, при работе трактора на повышенных передачах [122, 134, 240, 251].

Анализируя рисунок 1.23, чётко видно что, когда f<1,0 с$^{-1}$ «прозрачность» механизма резко снижается для всех значений $\lambda_ц$. На других частотах, где f>1,0 с$^{-1}$ «степень прозрачности» механизма мало изменяется, но «степень прозрачности» механизма снижается при каждом уменьшении значения $\lambda_ц$. Исследования проведены только для трактора класса 5 на технологической операции - вспашка. [103, 122, 134].

1.5. Выводы по первой главе

Анализ состояние проблемы отрасли по опубликованным работам в области исследований функционирования тракторов в условиях постоянно изменяющейся тяговой нагрузки показал, что:

1. Уровень оснащенности сельскохозяйственного производства тракторами, является индикатором развития агропромышленного комплекса страны.

2. Установлено, что темп обновления парка тракторов за шесть лет составляет 22,4%. При сохранении таких темпов воспроизводства потребуется 26 лет для обновления всех тракторов на 100%.

3. В общей численности тракторов сельскохозяйственного назначения преобладают машины со сроками службы более 20 лет, что свидетельствует о существенном физическом и моральном износе машин.

4. Снижение количества тракторов сельскохозяйственного назначения на предприятиях агропромышленного комплекса России за последние 10 лет с учетом фундаментального природного закона ограничивающего фактора определяется как узкое место по характеристике тракторооснащенности.

5. Отечественное производство гусеничных и колесных тракторов налажено только для классов 3…8. Тракторы класса 1,4…2,0 (начиная с 2003 года и прогнозируя до 2035 гг.) планируются поставками по импорту.

6. Переход на массовое применение колесных машин при одновременном стремлении повышать производительность тракторов в составе МТА на полевых

работах, в целом привели к росту массы тракторов до 15…17 тонн.

7. Установлено, что тракторы меньших классов, прежде всего класса 1,4 (14 кН), представляются в процессах земледелия, по экологическим соображениям более адаптивными, чем тяжелые – класса 3 (30 кН) и выше.

8. Имеется большая потребность в тракторах малой и средней мощности. При этом вопрос сохранения и наполнения машинно-тракторного парка хозяйств тракторами необходимого тягового класса, а также разработка их перспективных моделей через постепенное обновление парка тракторов сельскохозяйственного назначения, путем совершенствования силовых передач при модернизации существующих образцов является актуальным.

9. Процентное соотношение отказов сельскохозяйственных тракторов в виде простоев в ремонте приходится на отказы агрегатов силовой передачи - до 25%, из которых до 20 % – коробка передач., а также неисправности ДВС – 45%. Совокупные отказы ДВС и силовой передачи составляют 70%.

10. Динамическая нагрузка на элементы силовой передачи, выше на переходных режимах, таких как ускорение или начало трогания, а установка упругих элементов всегда приводит к снижению вибронагруженности и стабилизации работы трактора.

11. Производительность колесного трактора моноблочной компоновки повышается за счет упругих элементов, которые могут быть установлены не только в сцепке трактора, но и в движитель, и в силовую передачу. При установке в движитель или в силовую передачу, производительность возрастает примерно одинаково.

12. Возможность создания устройства для снижения динамической нагрузки на силовую передачу во время разгона (или неустановившегося движения) и позволяющее снизить среднюю вероятностную силу тягового сопротивления на крюке трактора, работающего в условиях высокой неустойчивости нагрузки, решит многие проблемы. В частности, уменьшит динамическое воздействие на силовую передачу и двигатель, повысить коэффициент загрузки двигателя. Это в конечном итоге приведет к улучшению выходных показателей трактора. Снижение динамической нагруженности колесного сельскохозяйственного трактора, путём совер-

шенствования конструкции силовой передачи установкой в неё упруго-демпфирующих элементов, является значительным резервом в повышении надежности всей машины.

7. Необходимость модернизации силовых передач тракторов упруго-демпфирующим механизмом требует разработки теоретического обоснования. Отсюда возникает необходимость в разработке методологии по модернизации тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки для установления взаимосвязи при работе с основным комплексом технологических машин при различных режимах нагружения.

Анализ исследований, проведенный в первой главе настоящей диссертации, показал, что существующие подходы позволяют выявлять отдельные значения характеристик конструктивных параметров трактора, однако они не позволяют точно и научно-обоснованно провести анализ вероятностных характеристик его работы в целом.

Обозначенная во введении проблема и доказанная в первой главе настоящей диссертации, заключается в старении, снижении качества колесных тракторов сельскохозяйственного назначения и их технического уровня, на фоне растущих к ним требований. Научная проблема состоит в том, что разработанных научных методов совершенствования тракторов моноблочной компоновки сельскохозяйственного назначения недостаточно и при этом отсутствует комплексный подход в таких исследованиях. Поэтому, была поставлена **цель** настоящего исследования, которая приведена во введении диссертации. Исходя из поставленной цели возникает необходимость решения **задач** исследований, которые также обозначены во введении. Решение этих задач позволяет дополнить существующие методы расчета и прогнозирования режимов работы трактора и определит пути его дальнейшего совершенствования, как энергетического средства следующего поколения.

Предлагаемые мероприятия по совершенствованию силовых передач посредством изменения динамических характеристик системы «Трактор-Агрегатируемая сельхозмашина», направлены на существенное улучшение показателей производительности трактора и условия труда оператора за счет установки УДМ, который не требуют существенных конструктивных изменений силовой передачи.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОМАССОВОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ С МЕХАНИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

2.1. Описание классификации систем демпфирования динамических нагрузок и работы упруго-демпфирующего механизма

Многолетний опыт многих исследований, описанный и приведённый в трудах [103, 105, 108, 126, 127, 128, 133, 289], показал, что трактор с составе машинно-тракторного агрегата может дать наибольший экономический эффект при автоматическом управлении загрузкой двигателя. Академик В.Н. Болтинский доказал, что критерием оценки динамических нагрузок трактора в составе агрегата при работе с неустановившейся нагрузкой служит амплитуда колебаний угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя [28-31]. В работах [106, 108, 110, 111, 122, 129, 134, 135] отмечается, что дальнейшее увеличение производительности тракторов в составе машинно-тракторных агрегатов связано с применением автоматизации в конструкции машин. Именно поэтому в качестве критерия оптимизации часто принимают показатель «степень прозрачности трансмиссии», который характеризует демпфирующие свойства силовой передачи. В настоящее время назрела необходимость в разработке специальных устройств, позволяющих автоматически защищать двигатель от колебаний тяговой нагрузки [244-252].

Опираясь на работу [155] и рисунок 1.13 была разработана классификация систем демпфирования и уменьшения крутильных колебаний и динамических нагрузок. Описываемые системы следует делить на три группы по способу защиты от внешнего воздействия на колесную машину, а точнее: на две группы по типажу и одну группу по месту установки.

Разработанная классификация применяемых систем демпфирования крутильных колебаний и динамических нагрузок, отличается от существующих классификаций тем, что учитывает место установки таких систем, что позволяет более точно проводить анализ и сравнение. Данная классификация делит существующие упруго-демпфирующие механизмы на три основные группы. Приведём описание каждой группы разработанной классификации, представленной на рисунок 2.1.



Рисунок 2.1 – Классификация систем демпфирования динамических нагрузок

Первая группа – по типу применяемых элементов: механические, гидравлические, пневматические и комбинированные. Они уравновешивают возбуждающий момент и изменяют частоту системы без рассеяния энергии.

Вторая группа – по типу применяемых систем демпфирования динамических нагрузок и колебаний. Это диссипативные динамические системы гашения колебательных нагрузок, действие которых основано одновременно на уравновешивании возбуждающего момента и на рассеивании энергии: это пружинно-фрикционные гасители, использующие внутреннее и внешнее трение для поглощения колебаний, в том числе при комбинировании разных типажей.

Третья группа – по месту установки в силовую передачу. Непосредственно после силовой установки (обычно это ДВС), внедрённые в силовую передачу и установленные в конечных передачах. Каждое внедрение имеет свои преимущества, однако, непосредственное внедрение после силовой установки выражаются в снижении габаритов самого устройства, вследствие меньших крутящих моментов.

Разработанная классификация может быть использована для систематизации и упорядочивания применяемых систем демпфирования крутильных колебаний и

динамических нагрузок в определённые группы при систематизации по трём выбранным критериям, что позволит упростить их анализ и сравнение.

Представленный анализ, в главе 1, показал, что существующие различные гасители колебаний и демпфирующие устройства, имеют такие недостатки, как изменение жесткости силовой передачи в малых пределах, линейную характеристику, в большинстве своем не обеспечивают плавно изменяемое передаточное отношение силовой передачи и так далее. Коллективом авторов был разработан и реализован упруго-демпфирующий механизм (УДМ), который лишён недостатков, указанных выше. УДМ служит для снижения динамической нагруженности силовой передачи. Принципиальная схема представлена на рисунке 2.2. Конструкция защищена патентами на изобретение (№2398147, №2299135, №2252148, №2222440, №83458, №2739100). Программный код защищён свидетельством о государственной регистрации программы для ЭВМ №202061974.). Устройство и его функционирование подробно описаны в работах [205-209].

Упруго-демпфирующий механизм предназначен для плавного трогания трактора при разгоне, снижения динамических нагрузок в силовой передаче, а также для выполнения защитных функций от колебаний внешней нагрузки за счет демпфирующих свойств и автоматического изменения передаточного числа привода механизма.

Упруго-демпфирующий механизм состоит из следующих узлов и систем:

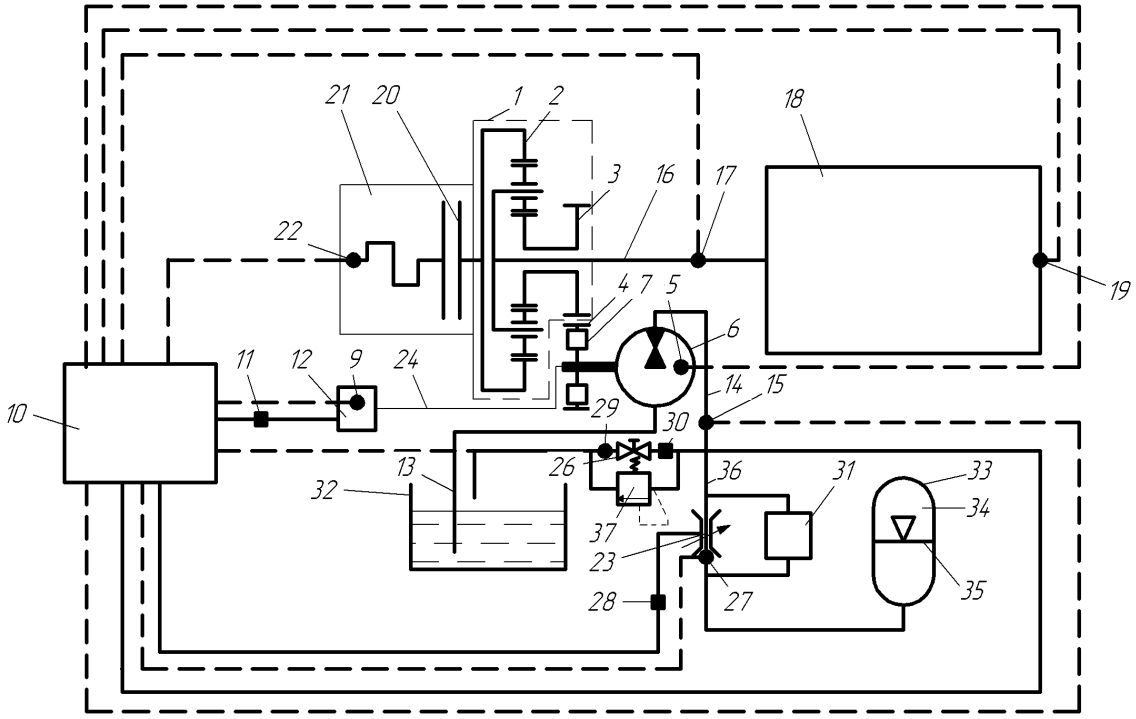
- планетарного редуктора;

- привода масляного насоса, коробки перемены передач, гидравлической системы и системы управления;

- масляных магистралей и устройств с системой дозировки и предохранения;

- пневмогидроаккумулятора с системой дозировки и предохранения.

Коронная шестерня 2 планетарного редуктора 1 соединена с маховиком двигателя и передает крутящий момент на вал 11 привода КПП и на сателлиты, связанные с водило 16 и солнечной шестерней 3. Водило, имеет жесткую связь с ведущим валом коробки перемены передач. Центральная шестерня 3 редуктора через привод 4 приводит во вращение податливое звено УДМ – гидронасос 5. Насос имеют всасывающий и нагнетательный каналы.



1 – планетарный редуктор; 2 – коронная шестерня; 3 – реактивное звено (солнечная шестерня); 4 – шестерня привода масляного насоса; 5 – датчик частоты вращения шестерни; 6 – масляный насос; 7 – подвижные грузы для изменения момента инерции; 8 – пружина (на рисунке не показано); 9 – датчик положения грузов; 10 – контроллер; 11 – исполнительный элемент управления подвижными грузами; 12 – регулятор положения грузов; 13 – всасывающий канал (магистраль); 14 – нагнетательный канал (напорная магистраль); 15 – датчик давления масляного насоса; 16 – вал водила(первичный вал КПП); 17 – датчик частоты вращения вала трансмиссии; 18 – коробка передач и вся силовая передача; 19 – датчик частоты вращения; 20 – муфта сцепления; 21 – двигатель; 22 – датчик частоты вращения двигателя; 23 – двухступенчатый регулируемый дроссель; 24 – маслопровод; 25 – предохранительный клапан; 26 – кран управления; 27 – датчик положения дросселя; 28 – исполнительный элемент управления заслонкой; 29 – датчик положения крана; 30 – исполнительный элемент управления краном; 31 – демпферный клапан; 32- гидробак; 33 – пневмогидроаккумулятор (ПГА); 34 – гидроцилиндр (сжатый воздух); 35 – подвижный поршень (свободный поршень); 36 – вход в дроссель; 37 – предохранительный клапан.

Рисунок 2.2 – Схема упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора [208]

Нагнетательный канал соединяет гидронасос с масляной полостью пневмогидроаккумулятора (ПГА) 22. Вторая полость ПГА, отделенная от первой поршнем с уплотнениями, заправлена сжатым воздухом. Заправка осуществляется через воздушный кран. Закон подачи масла в пневмогидроаккумулятор может изменяться регулируемым дросселем 15. Максимальное давление в нагнетательной полости насоса ограничивается предохранительным клапаном 17. Сброс масла при срабатывании клапана 17 и при открытом положении крана 18 осуществляется в бак 20.

2.2. Общая методика определения частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора

В данном параграфе сравниваются две укрупненные схемы силовой передачи тракторов тяговых классов - 0,6; 0,9 и 1,4. Эти схемы составлены для определения частот и форм собственных крутильных колебаний силовой передачи тракторов моноблочной компоновки, а именно: класса тяги 0,6 т (6,0 кН) на примере трактора Т-25; класса тяги 0,9 т (9,0 кН) на примере трактора АГРОМАШ-50ТК; класса тяги 1,4 на примере трактора МТЗ-80 (14 кН).

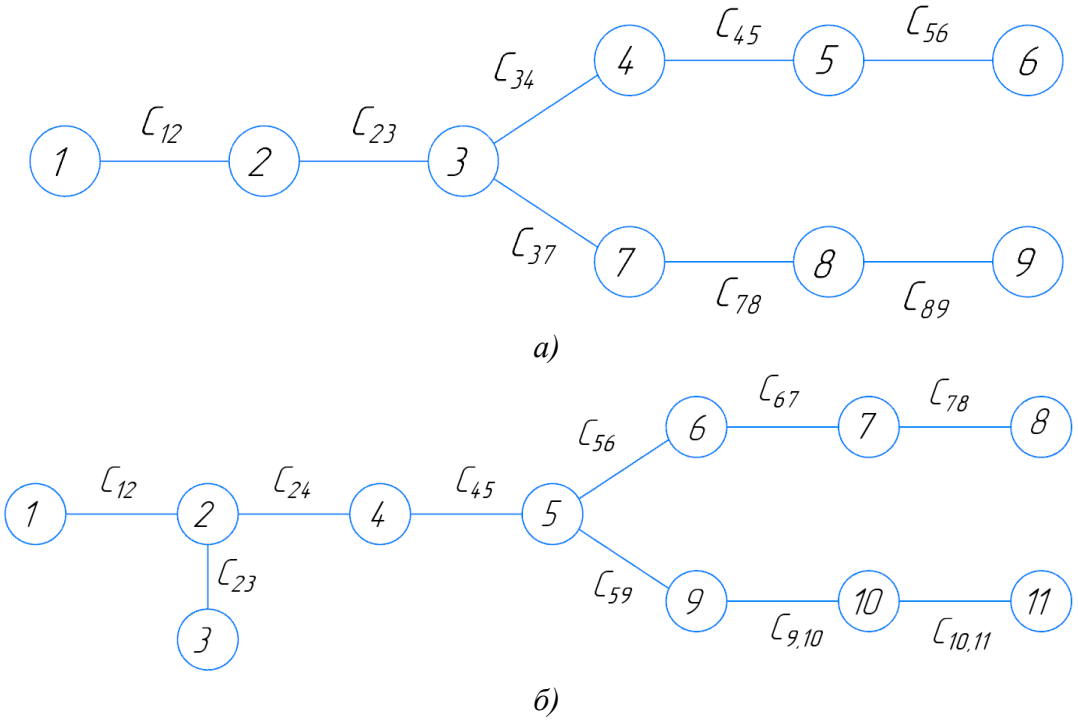
Каждая система имеет довольно большое количество частот свободных колебаний, которые образуют спектр. Каждой частоте собственных колебаний соответствует своя форма колебаний. Форма колебаний определяется картиной знакопеременных смещений или прогибов и положением узловых линий. В узловых линиях перемещения бесконечно малы и считаются нулевыми. По разные стороны узловых линий смещения колеблющихся участков находятся в противофазе. Совокупность форм колебаний системы образуют спектр форм. В зависимости от способа соединения элементов системы изменяется спектр частот и форм колебаний. Существуют различные методы расчёта частот и форм собственных колебаний. [152, 172]. Знание частоты собственных колебаний позволяет конструкторам избежать условий работы конструкции на длительных эксплуатационных режимах при частотах, близких к резонансным. Изменение спектра частоты собственных колебаний системы может служить в качестве признака появления и развития дефекта.

При исследовании разрабатываемой системы нами принят за основу метод, описанный профессором В. А. Лашко [152]. Крутильные колебания в сложных механических системах являются теми важными динамическими процессами, исследование которых требует привлечение особых методов, к которым относятся матричные методы, позволяющие наиболее просто представить все расчетные уравнения и полученные результаты.

Для расчетных исследований крутильно-колебательной системы силовой передачи трактора разработана динамическая модель, эквивалентная схема которой представлена на рисунке 2.3.

На рисунке 2.3*а* представлена первая схема, которая состоит из 9-ти масс.

Вторая схема состоит из 11-ти масс (рисунок 2.3*б*). Следует отметить, что 11-ти массовую схему получили путём добавления в 9-ти массовую дополнительных элементов – основные конструктивные детали упруго-демпфирующего механизма.



а)

б)

а)- эквивалентная трактору без устройства для изменения динамических свойств: 1-двигатель; 2-валы коробки перемены передач; 3-главная передача и дифференциал; 4,7-бортовой редуктор и диск колеса; 5,8-шина вместе с воздухом; 6,9-поступательно движущаяся масса трактора.
б) - эквивалентная трактору с устройством для изменения динамических свойств: 1-двигатель; 2-водило планетарного редуктора, сателлиты, вал в сборе; 3-солнечная шестерня планетарного редуктора (включая привод масляного насоса) планетарного редуктора; 4-валы коробки перемены передач; 5-главная передача и дифференциал; 6,9-бортовой редуктор и диск колеса; 7,10-шина вместе с воздухом; 8,11-поступательно движущаяся масса трактора.

Рисунок 2.3 – Схема крутильно-колеблющейся системы для определения частот и форм собственных колебаний

Эквивалентная схема состоит из 9 и 11 масс с моментами инерции *J*, соединенных между собой безынерционным валом с жесткостями С между массами. В качестве упрощения можно считать, что трение в системе отсутствует; все нелинейные элементы системы линеаризованы, а колебания масс происходят с малыми амплитудами [152, 172]. Участки между узлами системы на рисунке 2.3 имеют значения коэффициентов крутильной жесткости, измеряемая в Н·м/рад. Обозначены символом $C_{i;\,i+1}$.

Для проведения расчетов необходимо все массы и значения коэффициентов жесткости привести к коленчатому валу двигателя по известной формуле, подробно описанной в источниках литературы [16, 152, 172]. Поэтому необходимо

знать передаточные отношения каждого элемента и силовой передачи в целом.

Для тракторов тягового класса 0,6; 0,9 и 1,4 численные значения моментов инерции элементов крутильно-колеблющейся системы, показанных на рисунке 2.3, представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения моментов инерции элементов системы трактора

9-ть масс	11-ть масс	Наименование узла	J_i	J_i	J_i
			Тяговый класс трактора		
№ узла	№ узла		1,4	0,9	0,6
1	1	Двигатель	2.8	1,99	1,34
-	2	Водило планетарного редуктора, сателлиты, вал в сборе.	0,0023	0,0016	0,0011
-	3	Солнечная шестерня планетарного редуктора (включая привод масляного насоса) планетарного редуктора	0,0027	0,0019	0,0013
2	4	Валы коробки перемены передач	0.23	0,13	0,04
3	5	Главная передача и дифференциал	0.79	0,31	0,11
4	6	Бортовой редуктор и диск колеса	30.238	8,429	2,27
5	7	Шина вместе с воздухом	24,59	14,262	12,35
6	8	Поступательно движущаяся масса трактора, приведенная к правому бортовому редуктору	1033	311,501	218,57
7	9	Бортовой редуктор и диск колеса	30.238	8,429	2,27
8	10	Шина вместе с воздухом	24,59	14,262	12,35
9	11	Поступательно движущаяся масса трактора, приведенная к левому бортовому редуктору	1033	311,501	218,57

В этой таблице символом J_i обозначен момент инерции i-й массы, единицы измерения которой кг·м^2. Значения коэффициентов жесткости крутильно-колеблющейся системы (участки между узлами системы рисунка 2.3) для тракторов тягового класса 0,6; 0,9 и 1,4 представлены в таблице 2.2. В этой таблице символом $C_{i;\,i+1}$ обозначена крутильная жесткость участка между узлами, единицы измерения которой Н·м/рад.

Наименование участков между узлами системы, показанных на рисунке 2.3, коэффициентов жесткости крутильно-колеблющейся системы для трактора представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.2 – Значения коэффициентов жесткости элементов системы для трактора

9-ть масс	11-ть масс	*Тяговый класс*					
№ участка	№ участка	**1,4** 9-ть масс	**1,4** 11-ть масс	**0,9** 9-ть масс	**0,9** 11-ть масс	**0,6** 9-ть масс	**0,6** 11-ть масс
		$C_{i;\ i+1}$	$C_{i;\ i+1}$	$C_{i;\ i+1}$	$C_{i;\ i+1}$	$C_{i;\ i+1}$	$C_{i;\ i+1}$
1-2	1-2	$7{,}08\cdot10^3$	$7{,}08\cdot10^3$	$7{,}080\cdot10^3$	$7{,}080\cdot10^3$	$7{,}080\cdot10^3$	$7{,}080\cdot10^3$
-	2-3	-	40,4…17690	-	$1{,}7690\cdot10^4$	-	$1{,}7690\cdot10^4$
-	2-4	-	$1{,}291\cdot10^5$	-	$1{,}291\cdot10^5$	-	$1{,}291\cdot10^5$
2-3	4-5	$6{,}57\cdot10^5$	$6{,}57\cdot10^5$	$5{,}470\cdot10^5$	$5{,}470\cdot10^5$	$3{,}270\cdot10^5$	$3{,}270\cdot10^5$
3-4	5-6	$2{,}839\cdot10^6$	$2{,}839\cdot10^6$	$1{,}420\cdot10^6$	$1{,}420\cdot10^6$	$1{,}122\cdot10^6$	$1{,}122\cdot10^6$
4-5	6-7	$3{,}781\cdot10^6$	$3{,}781\cdot10^6$	$1{,}891\cdot10^6$	$1{,}891\cdot10^6$	$0{,}873\cdot10^6$	$0{,}873\cdot10^6$
5-6	7-8	$1{,}014\cdot10^6$	$1{,}014\cdot10^6$	$0{,}507\cdot10^6$	$0{,}507\cdot10^6$	$0{,}254\cdot10^6$	$0{,}254\cdot10^6$
3-7	5-9	$2{,}839\cdot10^6$	$2{,}839\cdot10^6$	$1{,}420\cdot10^6$	$1{,}420\cdot10^6$	$1{,}122\cdot10^6$	$1{,}122\cdot10^6$
7-8	9-10	$3{,}781\cdot10^6$	$3{,}781\cdot10^6$	$1{,}891\cdot10^6$	$1{,}891\cdot10^6$	$0{,}873\cdot10^6$	$0{,}873\cdot10^6$
8-9	10-11	$1{,}014\cdot10^6$	$1{,}014\cdot10^6$	$0{,}507\cdot10^6$	$0{,}507\cdot10^6$	$0{,}254\cdot10^6$	$0{,}254\cdot10^6$

Таблица 2.3 – Наименование участков коэффициентов жесткости элементов системы для трактора

9-ть масс	11-ть масс	Наименование участка
№ участка	№ участка	
1-2	1-2	Демпфер муфты сцепления
-	2-3	Зубчатое зацепление сателлитов с валом водило в сборе (планетарного редуктора)
-	2-4	Зубчатое зацепление солнечной шестерни планетарного редуктора с приводом масляного насоса
2-3	4-5	Валы коробки перемены передач
3-4	5-6	Вал полуоси
4-5	6-7	Зубчатое зацепление бортового редуктора
5-6	7-8	Шина вместе с воздухом
3-7	5-9	Вал полуоси
7-8	9-10	Зубчатое зацепление бортового редуктора
8-9	10-11	Шина вместе с воздухом

Представленные на рисунке 2.3 схемы отличаются количеством масс, что затрудняет их прямое сравнение. Для корректного сравнения обе схемы требуется привести к одинаковым условиям. Обе схемы редуцированы до 6-ти масс. Был применен способ парциальных систем, по которому любую разветвленную динамическую модель можно упростить до рядного типа [137, 172, 230]. В этом случае 9-и массовую и 11-и массовую схемы следует редуцировать до 6-ти массовых схем.

Был применен способ парциальных систем, по которому любую рядную динамическую модель можно разбить на парциальные системы двух типов (рисунок 2.4) [137, 230].

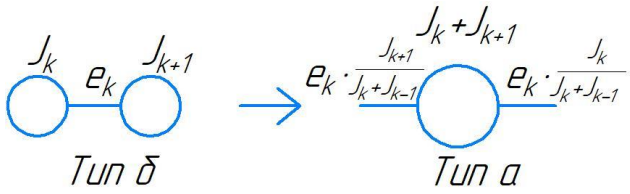


Рисунок 2.4 – Замена типа «б» типом «а»

Тип «а» – два участка вала с насаженной между ними массой J_k, формула собственной частоты для которой (2.1)

$$\omega_k = \sqrt{\frac{e_k + e_{k-1}}{J_k \cdot e_k \cdot e_{k-1}}}. \qquad (2.1)$$

Тип «б» – участок вала с податливостью e_k с двумя массами по краям для которой формула частоты (2.2)

$$\omega_{k,k+1} = \sqrt{\frac{J_k + J_{k+1}}{e_k \cdot J_k \cdot J_{k+1}}}. \qquad (2.2)$$

Метод предполагает возможность замены системы типа «*а*» системой типа «*б*» и наоборот (рисунок 2.4). Замена эквивалентна, если инерционные параметры и параметры жесткости новых систем вычисляются по формулам (2.1) и (2.2). Полученные системы встраиваются в основную динамическую систему [137, 230]. Процесс редуцирования показан на рисунке 2.5 и 2.6, а результат – на рисунке 2.7.

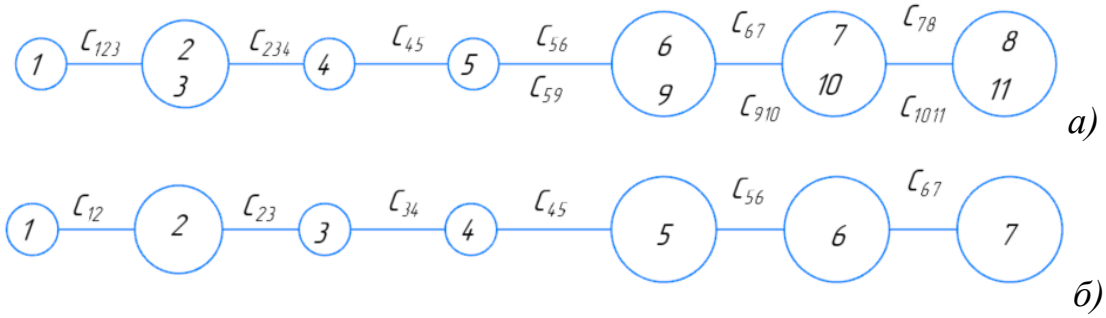


Рисунок 2.5 – Первый этап редуцирования 11-ти массовой системы: *а)* – объединённые массы (узлы) и связи; *б)* – заменённые после объединения массы (узлы) и связи (отрезки)

Схема из 11-ти масс была сначала редуцирована до 7-и масс (рисунок 2.5), а потом до 6-ти масс (рисунок 2.6). Схема из 9-ти масс была редуцирована до 6-ти

массовой за один шаг. Общая редуцированная расчетная схема крутильно-колебательной системы, полученная из 11-ти и 9-ти массовых систем, представлена на рисунке 2.6.

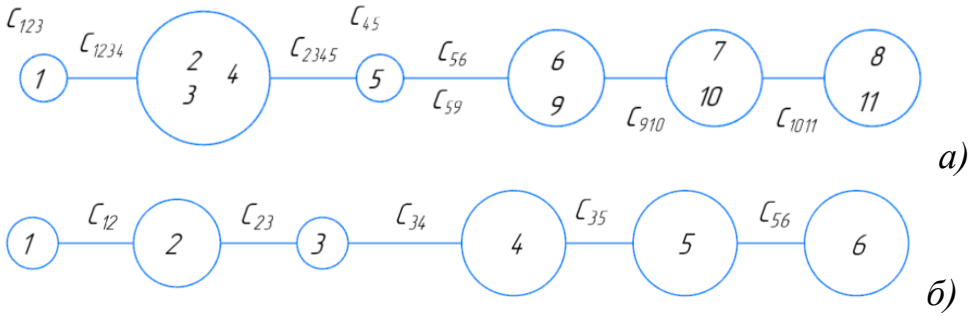


Рисунок 2.6 – Второй этап редуцирования 11-и массовой системы: *а)* – объединённые массы (узлы) и связи; *б)* – заменённые после объединения массы (узлы) и связи (отрезки)

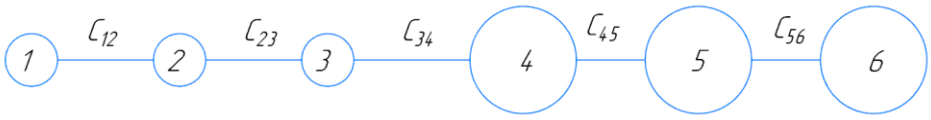


Рисунок 2.7 – Редуцированная расчетная схема крутильно-колебательной системы, полученная из 11-ти и 9-ти массовых систем

После редуцирования обе системы находятся в одинаковых условиях. Следующим шагом становится расчет по определению частот и форм собственных и вынужденных колебаний. Расчет произведен для 6-ти массовой системы.

Параметры собственных и вынужденных частот и форм колебаний определяются на основе знания частотных характеристик, коэффициентов жёсткости и демпфирования. Вычисления производятся с использованием матриц распределения масс, в соответствии с зависимостью [285]:

$$[\mathbf{A}]\cdot\left\{\frac{d\ddot{\varphi}}{dt}\right\}+[\mathbf{B}]\cdot\left\{\frac{d\varphi}{dt}\right\}+[\mathbf{C}]\cdot\{\varphi\}=\{f\}, \qquad (2.3)$$

где **[**A**]** – матрица моментов инерции;

[B**]** - матрица демпфирования;

[C**]** – матрица крутильной жёсткости;

$\{f\}$ – вектор внешних пар сил;

$\{\varphi\}$ - вектор реакций (угловых перемещений).

Для расчета собственных колебаний матрица демпфирования **[**B**]** и вектор внешних пар сил $\{f\}$ не используются. Тогда уравнение (2.3) запишется следующим образом (2.4):

$$[\mathbf{A}]\cdot\left\{\frac{d\ddot{\varphi}}{dt}\right\}+[\mathbf{C}]\cdot\{\varphi\}=0\,, \tag{2.4}$$

где φ и $\ddot{\varphi}$ – обобщенные координаты и обобщенные ускорения крутильной системы с n степенями свободы, соответственно.

Учитывая зависимости (2/4), система дифференциальных уравнений для определения собственных частот n-массовой системы имеет вид [152, 172, 222]:

$$\begin{gathered}
J_1\cdot\ddot{\varphi}_1+c_{1;2}\cdot(\varphi_1-\varphi_2)=0;\\
J_2\cdot\ddot{\varphi}_2-c_{1;2}\cdot(\varphi_1-\varphi_2)+c_{2;3}\cdot(\varphi_2-\varphi_3)=0;\\
\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\
J_i\cdot\ddot{\varphi}_i-c_{i-1}\cdot(\varphi_{i-1}-\varphi_i)+c_{i;i+1}\cdot(\varphi_i-\varphi_{i+1})=0;\\
\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\
J_{n-1}\cdot\ddot{\varphi}_{n-1}-c_{n-2;n-1}\cdot(\varphi_{n-2}-\varphi_{n-1})+c_{n-1;n}\cdot(\varphi_{n-1}-\varphi_n)=0;\\
J_n\cdot\ddot{\varphi}_n-c_{n-1;n}\cdot(\varphi_{n-1}-\varphi_n)=0.
\end{gathered} \tag{2.5}$$

Каждое из уравнений системы (2.5) имеет привязку к конкретной i-й сосредоточенной массе расчетной схемы. Согласно системе уравнений, если в момент времени t – i-я масса повернулась относительно (i-1)-й на некоторый угол $\varphi_i-\varphi_{i-1}$, то на участке валопровода i-1 образуется мгновенный крутящий момент от сил упругости, равный $c_{i-1;i}\cdot(\varphi_i-\varphi_{i-1})$ и действующий на массу J_i в сторону, обратную вращению массы. Если в то же самое время масса J_{i+1} повернулась относительно массы J_i на угол $\varphi_{i+1}-\varphi_i$ и на участке i, i+1 образовался упругий крутящий момент $c_{i;i+1}\cdot(\varphi_{i+1}-\varphi_i)$, действующий на массу в сторону ее вращения, то принципу Даламбера эти два упругих момента уравновешиваются моментом сил $J_i\cdot\ddot{\varphi}_i$. Общее решение системы (2.5) имеет вид [152]:

$$\varphi_i=\sum_{i=1}^{n-1}a_i\cdot\sin(\omega_i\cdot t+\alpha_i)\,, \tag{2.6}$$

где α – фаза колебаний;

$a=(a_1,a_2,\ldots,a_n)^T$ – вектор-столбец амплитуд колебаний.

Также учитывая коэффициенты распределения $\mu_i=\dfrac{a_i}{a_1},i\in[1,n]$, можно получить систему алгебраических уравнений в матричном виде:

$$([\mathbf{C}]-\omega^2\cdot[\mathbf{A}])\cdot\mu=0\,. \tag{2.7}$$

Эта система уравнений имеет не нулевое решение тогда, когда ее определитель равен нулю, то есть $d_n=\det([\mathbf{C}]-\omega^2\cdot[\mathbf{A}])\cdot\mu=0$. Для дальнейшего преобразования

уравнение (2.7) можно переписать следующем виде:

$$d_n = \begin{vmatrix} C_1 - w \cdot J_1 & -C_1 & 0 & 0 & 0 \\ -C_1 & C_1 + C_2 - w \cdot J_2 & -C_2 & 0 & 0 \\ \cdots\cdots & \cdots\cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ 0 & 0 & 0 & -C_{n-1} & C_{n-1} - w \cdot J_n \end{vmatrix} = 0 . \qquad (2.8)$$

Это уравнение частот свободных колебаний механической системы с n степенями свободы, где $w = \omega^2$.

Структура определителя такова, что после его вычисления получается следующая рекуррентная формула:

$$d_n = \sum_{i=n}^{0} (-1)^i \cdot I_i \cdot w^i = 0 , \qquad (2.9)$$

где I_i – коэффициенты разложения определителя, соответствующие i - й степени квадрата круговой частоты w.

Уравнение (2.9) представляет собой алгебраическое уравнение n-й степени величины w. Каждый коэффициент этого уравнения имеет свою структуру [152]. Так, коэффициент с максимальной степенью величины (в общем случае i=n, в частном случае, например, с 6-ти массовой системой – i=6) рассчитывается как определитель матрицы инерций **[A]**, который в свою очередь, из-за ее структуры, может быть рассчитан как произведение всех диагональных элементов этой матрицы. То есть если i=n, то $I_n = \det(\mathbf{A}) = \prod_{i=1}^{n} J_i$. Для i=(n-1) коэффициент I_n равен сумме произведений всех миноров (n-1)-го порядка матрицы инерций **[**A**]**, на алгебраические дополнения первого порядка матрицы жесткости C (относительно миноров (n-1)-го порядка этой матрицы). Минором матрицы называется определитель, получаемый из данной матрицы, вычеркиванием i-ой строки j-го столбца. Алгебраическим дополнением матрицы называется минор этой матрицы, взятый со знаком $(-1)^{i+j}$, где i – номер строки, j – номер столбца [152].

Обозначим минор матрицы инерций [A] как $A_{n,k}\begin{pmatrix} i_1, i_2, ..., i_k \\ j_1, j_2, ..., j_k \end{pmatrix}$, а алгебраическое дополнение матрицы жесткости [C] как $C'_{n,n-k}\begin{pmatrix} i_1, i_2, ..., i_k \\ j_1, j_2, ..., j_k \end{pmatrix}$, где n – степень величины или общее число строк/столбцов матрицы [A] или [C]; k – число выбранных

строк/столбцов матрицы [A] или [C] ($1 \le k \le n$); $i_1,i_2 \ldots i_k$ – строки матрицы [A] или [C]; $j_1,j_2 \ldots j_k$ – столбцы матрицы [A] или [C].

Введём обозначение минора матрицы инерций [A] как $A_{n,k}$, а алгебраическое дополнение матрицы жесткости [C] как: $C'_{n,n-k}$ [152].

По формуле Лапласа разложения определителя определитель матрицы равен сумме произведений миноров k-го порядка, расположенных в выбранных k строках (столбцах), на их алгебраические дополнения, тогда общая формула определения коэффициента I_i будет иметь вид [152]:

$$I_k = \sum_1^m A_{n,k} \cdot C'_{n,n-k}, \qquad k = n-1, n-2, \ldots, 1 \ , \tag{2.10}$$

где $m=k/n$ – число сочетаний из n по k.

Коэффициент I_0 считается как детерминант матрицы **[**C**]**, т.е. $I_0 = \det(\mathbf{C})$. Для примера, коэффициент I_{n-2} будет записан как:

$$I_{n-2} = \sum_1^m A_{n,n-2} \cdot C'_{n,n-n-2}, \quad \rightarrow \quad I_{n-2} = \sum_1^m A_{n,n-2} \cdot C'_{n,2}, \tag{2.11}$$

где $m=(n\text{-}2)/n$ число сочетаний n по $(n\text{-}2)$.

После получения всех коэффициентов разложения определителя I_i, их следует подставить в уравнение (2.9). Решив это уравнение, получим квадраты круговой частоты w, взяв корень из которых, получим собственные частоты ω.

Далее требуется найти амплитуды a_i и построить их графики. Так как коэффициенты распределения $\mu_i = \frac{a_i}{a_1}$, то $a_i = \mu_i \cdot a_1$ А так как a_1 принимается равным 1 (a_1=1), то амплитуды равны коэффициентам распределения $a_i=\mu_i$. Для определения всех наборов коэффициентов распределения μ_i имеет место нижеприведенная последовательность действий:

1. Последовательно подставляя корни в квадрате ω_i^2 в частотное уравнение ($w = \omega^2$) (2.8), получается система однородных алгебраических уравнений с определителем равным нулю. Следовательно, строки (столбцы) определителя (2.8) зависимы. То есть одна из строк (или столбцов) будет следствием других.

2. Следует образовать минор вычеркиванием последней строки и последнего столбца определителя (2.8). Эта матрица будет обозначена как [M_m**]**, а вычеркнутый последний столбец как [S**]**.

3. Воспользовавшись методом Крамера, следует определить для ω_i^2 коэффициенты распределения μ_i по формуле, показанной в матричном виде:

$$\mu_i = [\mathbf{M_m}]^{-1} \cdot [\mathbf{S}]. \tag{2.12}$$

Таким образом получаются матрицы коэффициентов распределения для каждого корня ω.

В заключении проводим расчет координат абсолютных углов поворотов φ вращающихся масс относительно оси вала. При исследовании крутильной системы необходимо учитывать сопротивление движению элементов системы, то есть силы трения, вызывающие рассеивание (диссипацию) энергии, что в свою очередь, приводит со временем к уменьшению амплитуд колебаний.

Из системы (2.5) можно вывести уравнения для обобщенной координаты *i*–ой степени свободы системы q_i:

$$q_i = \sum_{i=t}^{n-1} a_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + e_i), \tag{2.13}$$

где a_i – амплитуда колебаний *i*-й массы;

e_i – фазовый угол;

ω_i – частота собственных колебаний системы.

Уравнение для φ примет вид:

$$\varphi_i = \sum_{i=t}^{n-1} a_i \cdot e^{-\gamma \cdot t} \cdot \cos((\sqrt{\omega_i^2 - \gamma_i}) \cdot t), \tag{2.14}$$

где γ – конструктивный угол между направляющими движения основного вала и *i*–го вала;

e –основание натурального логарифма.

Все расчеты были сделаны в программной среде MathCad Prime 4.0. Для 6-ти массовой системы, матрицы [A] и [C] имеют вид:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 \end{bmatrix}; \tag{2.15}$$

$$\mathbf{C}=\begin{bmatrix} C_{1;2} & -C_{1;2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -C_{1;2} & C_{1;2}+C_{2;3} & -C_{2;3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -C_{2;3} & C_{2;3}+C_{3;4} & -C_{3;4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_{3;4} & C_{3;4}+C_{4;5} & -C_{4;5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_{4;5} & C_{4;5}+C_{5;6} & -C_{5;6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{5;6} & C_{5;6} \end{bmatrix}. \quad (2.16)$$

Уравнение (2.8) для 6-ти массовой системы будет выглядеть как:

$$d_n=\begin{vmatrix} C_{1;2}-w\cdot J_1 & -C_{1;2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -C_{1;2} & C_{1;2}+C_{2;3}-w\cdot J_2 & -C_{2;3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -C_{2;3} & C_{2;3}+C_{3;4}-w\cdot J_3 & -C_{3;4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_{3;4} & C_{3;4}+C_{4;5}-w\cdot J_4 & -C_{4;5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_{4;5} & C_{4;5}+C_{5;6}-w\cdot J_5 & -C_{5;6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{5;6} & C_{5;6}-w\cdot J_6 \end{vmatrix}. \quad (2.17)$$

Урезанная матрица [M_m] будет иметь вид:

$$\mathbf{M_m}=\begin{vmatrix} C_{1;2}-w\cdot J_1 & -C_{1;2} & 0 & 0 & 0 \\ -C_{1;2} & C_{1;2}+C_{2;3}-w\cdot J_2 & -C_{2;3} & 0 & 0 \\ 0 & -C_{2;3} & C_{2;3}+C_{3;4}-w\cdot J_3 & -C_{3;4} & 0 \\ 0 & 0 & -C_{3;4} & C_{3;4}+C_{4;5}-w\cdot J_4 & -C_{4;5} \\ 0 & 0 & 0 & -C_{4;5} & C_{4;5}+C_{5;6}-w\cdot J_5 \end{vmatrix}. \quad (2.18)$$

Столбец [S] в общем виде :

$$\mathbf{S}=\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -C_{5;6} \end{vmatrix}. \quad (2.19)$$

Приведенные моменты инерции и приведенные коэффициенты жесткости для 6-ти массовой системы, приведены в таблицах 1 и 2 соответственно. Формула (2.9) для 6-ти массовой системы имеет вид:

$$d_n=I_6\cdot w^6-I_5\cdot w^5+I_4\cdot w^4-I_3\cdot w^3+I_2\cdot w^2-I_1\cdot w^1+I_0=0. \quad (2.20)$$

Коэффициенты уравнения (2.10) рассчитываются как:

$$I_6=|\mathbf{A}|=J_1\cdot J_2\cdot J_3\cdot J_4\cdot J_5\cdot J_6; \quad (2.21)$$

$$I_5=\sum_1^{5/6}A_{6,5}\cdot C'_{6,1}; \quad (2.22)$$

$$I_4=\sum_1^{4/6}A_{6,4}\cdot C'_{6,2}; \quad (2.23)$$

$$I_3=\sum_1^{3/6}A_{6,3}\cdot C'_{6,3}; \quad (2.24)$$

$$I_2=\sum_1^{2/6}A_{6,2}\cdot C'_{6,4}; \quad (2.25)$$

$$I_1 = \sum_{1}^{1/6} A_{6,1} \cdot C'_{6,5}\,; \tag{2.26}$$

$$I_0 = |\mathbf{C}|\,. \tag{2.27}$$

Число сочетаний для коэффициента I_5: m=5/6, то есть из 6 строк/столбцов матрицы **[**A**]** выбирается по 5, во всех вариантах сочетаний. Для матрицы **[**C**]**, исключаются все строки/столбцы кроме одной. Например, из 6 строк матрицы **[**A**]** выделяются стоки 1, 2, 3, 4, 5 и столбцы 1, 2, 3, 4, 5 и получается матрица, для которой вычисляется определитель. Далее из матрицы **[**C**]** исключаются стоки 1, 2, 3, 4, 5 и столбцы 1, 2, 3, 4, 5, оставляя только одно значение из строки и столбца 6 (в случае где остаются два и более строки/столбца получается матрица, для которой вычисляют определитель). Полученное значение из матрицы **[**A**]** умножают на полученное значение из матрицы **[**C**]** Далее выделяют другой вариант сочетания строк столбцов (например: 2, 3, 4, 5, 6) и по той же схеме получают следующее значение. Так продолжается пока варианты перебора не закончатся. Все полученные значения складываются и таким образом получается коэффициент I_5. Если бы матрица **[**A**]** не была диагональной, для полного расчета бы требовалось для каждого варианта сочетания строк, просчитать все варианты сочетания столбцов. Но, так как во всех вариантах, отличных от совпадающего с номерами строк номеров столбцов (например, для строк 1, 2, 3, 4, 5, вариант 2, 3, 4, 5, 6) определитель будет равен нулю, нет смысла учитывать другие варианты сочетаний.

Для наглядности: определитель матрицы **[**A**]** из строк/столбцов 1, 2, 3, 4, 5 будет равен $A^{1,2,3,4,5}_{1,2,3,4,5} = J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot J_4 \cdot J_5 = 0,001$. Значение из матрицы **[**C**]** будет $C_6^6 = C_{5,6} = 3478$. И так далее. Для I_4 и I_2 число вариантов сочетаний будет 15, для I_3 – 19, для I_1 – снова 6.

Для упрощения расчетов в среде MathCad были использованы следующие функции при работе с матрицами:

1) submatrix(*N, i_r, j_r, i_c, j_c*), которая возвращает матрицу, состоящую из строк с i_r по j_r и столбцов с i_c по j_c массива *N*. Эта функция использовалась для отделения части матрицы от полной матрицы.

2) augment(*A, B, C*,...): возвращает массив, сформированный перемещением

переменной *A*, *B*, *C*, ... слева направо. В случае, когда столбцы матриц шли не подряд (например 1, 3, 5, 6), функция позволяет объединить выделенные с помощью команд submatrix столбцы, в единую матрицу, присоединяя их сбоку.

3) stack(*A, B, C*, ...): возвращает массив, сформированный перемещением переменной *A, B, C,* ... сверху вниз. В случае, когда строки матриц шли не подряд (например, 1, 3, 5, 6), функция позволяет объединить выделенные с помощью команд submatrix строки, в единую матрицу, присоединяя их снизу. Все три функции можно сочетать для получения необходимых матриц.

Определение резонансных частот системы. Одним из способов поиска резонансных частот является способ построения частотных диаграмм. Эти диаграммы облегчают определение резонирующих гармоник крутящего момента в диапазоне рабочих режимов двигателя и нахождение частот, при которых возникает резонанс в той или иной форме колебаний. Условие резонанса:

$$\omega_c = p_k = k \cdot \omega_{дв}, \tag{2.28}$$

где ω_c – частота свободных колебаний;

p_k – частота вынужденных колебаний;

k – гармоника;

$\omega_{дв}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Частоту вращения коленчатого вала можно определить по известной формуле: $\omega_{дв}=n_{дв}\cdot\pi/30$, где $n_{дв}$ – число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту. Частоты, резонирующие с k-й гармоникой, определяются по формуле: $\omega_{дв}= \omega_c/k$. Чтобы характеризовать потери энергии в колебательной системе используется величина, называемая добротностью. Добротность в π раз превышает число колебаний N_e, совершаемых системой за время τ, в течение которого амплитуда колебаний уменьшается в $e\approx2{,}718$ раз [152].

$$Q = \pi \cdot N_e = \frac{\pi}{\delta}, \tag{2.29}$$

где δ – декремент затухания или логарифмический декремент колебаний, описывающий уменьшение амплитуды колебательного процесса.

Декремент затухания, он же логарифмический декремент колебаний равен натуральному логарифму отношения двух последовательных (или отстоящих друг

от друга на некоторое целое количество периодов) амплитуд.

$$\delta = \ln\left(\frac{x_i}{x_{i+1}}\right). \tag{2.30}$$

Определение коэффициента динамичности. Коэффициентом динамичности β называется отношение амплитуды A к так называемой равновесной амплитуде A_0, определяемая по формуле (2.31). Равновесная амплитуда A_0 определяемая по формуле (2.32), представляет собой статическую деформацию упругой связи под действием максимальной силы P_0.

$$A = \frac{P_0}{m \cdot \sqrt{\left(\omega^2 - p_k^2\right)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot p_k^2}}; \tag{2.31}$$

$$A_0 = \frac{P_0}{c}, \tag{2.32}$$

где m – масса;

n – коэффициент, характеризующий силы вязкого трения;

c – жесткость колебательной системы.

Отсюда коэффициент динамичности β можно записать как:

$$\beta = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{p_k^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot n^2 \cdot p_k^2}{\omega^2}}}. \tag{2.33}$$

Непосредственное определение коэффициента n затруднительно, поэтому в формулу (2.33) можно внести логарифмический декремент δ. Таким образом коэффициент динамичности определяется выражением:

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{p_k^2}{\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{p_k}{\omega}\right)^2}}. \tag{2.34}$$

Из формулы (2.34) видно что, при приближении частоты возмущения p_k к частоте собственных колебаний ω коэффициент динамичности возрастает.

2.3. Определение частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора класса тяги 1,4

Сравнение двух укрупнённо-редуцированных схем для трактора класса 1,4 проводится на примере трактора МТЗ-80. Для 9-ти масс трактора класса 1,4 полное

передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет i_{sp}=77,57. Передаточное отношение понижающего редуктора: $i_{понред}$=1,35 ; коробки перемены передач на пятой передаче $i_{кпп}$=3,165 ; главной передачи и дифференциала $i_{гл\text{-}диф}$=3,42; бортового редуктора $i_{борт\text{-}ред}$=5,308.

Для 11-ти масс трактора класса 1,4 передаточное отношение от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора изменится. Изменения связаны с тем, что в схему с УДМ установлен планетарный редуктор, который изменяет общее передаточное отношение силовой передачи. Полное передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет i_{sp}=83,31; передаточное отношение планетарного редуктора при остановленной солнечной шестерне $i_{планред}$=1,45; коробки перемены передач на пятой передаче $i_{кпп}$=3,165 ; главной передачи и дифференциала $i_{гл\text{-}диф}$=3,42; бортового редуктора $i_{борт\text{-}ред}$=5,308.

Значения исходных данных для расчета (приведенных моментов инерции и коэффициентов жесткости), которые были использованы для расчета, представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Значения приведенных моментов инерции и приведенных коэффициентов жесткости для 6-ти массовой системы для трактора класса 1,4

без УДМ			
№	Приведенный J_i	№ участка	Приведенный C_i
1	2,8	1-2	3200
2	0,013	2-3	3885
3	0,004	3-4	35990
4	0,283	4-5	13300
5	0,004	5-6	17710
6	0,344	-	-
с УДМ			
1	2,8	1-2	1334
2	0,119	2-3	13940
3	0,004	3-4	11520
4	0,245	4-5	544,8
5	0,003	5-6	146,1
6	0,298	-	-

Все коэффициенты разложения I_i для трактора серийного и с УДМ представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Значения коэффициентов разложения для серийного трактора и трактора с УДМ

i	I_i	
	без УДМ	**с УДМ**
6	0,002	$2{,}92\cdot10^{-7}$
5	31670	1,977468
4	$1{,}046\cdot10^{10}$	614901,2
3	$8{,}641\cdot10^{14}$	$4{,}06\cdot10^{10}$
2	$2{,}116\cdot10^{19}$	$1{,}68\cdot10^{14}$
1	$1{,}319\cdot10^{22}$	$5{,}92\cdot10^{16}$
0	$1{,}02\cdot10^{10}$	484,806

Уравнение (2.20) для серийного трактора будет выглядеть так:

$$d_n = 0{,}002\cdot w^6 - 31670\cdot w^5 + 1{,}046\cdot10^{10}\cdot w^4 - 8{,}641\cdot10^{14}\cdot w^3 + 2{,}116\cdot10^{19}\cdot w^2 - \\ -1{,}319\cdot10^{22}\cdot w^1 + 1{,}020\cdot10^{10} = 0 \quad . \qquad (2.35)$$

Для трактора с УДМ так:

$$d_n = 2{,}92\cdot10^{-7}\cdot w^6 - 1{,}98\cdot w^5 + 61{,}50\cdot10^4\cdot w^4 - 4{,}06\cdot10^{10}\cdot w^3 + 1{,}68\cdot10^{14}\cdot w^2 - \\ -5{,}92\cdot10^{16}\cdot w^1 + 484{,}81 = 0 \quad . \qquad (2.36)$$

Из уравнений (2.35) и (2.36) при помощи символьной операции $\xrightarrow{solve}$ были получены квадраты круговых частот w, взяв из которых квадратный корень можно получить собственные круговые частоты ω. Собственные частоты для всех вариантов представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Собственные частоты 6-ти массовой системы для серийного трактора и трактора с УДМ

	ω, рад/с	
№	**без УДМ**	**с УДМ**
1	23	20
2	104	63
3	958	295
4	2128,75	481,61
5	3809,25	2539,83

Подставляя исходные данные (моменты инерции J и жесткости C), а также корни ω (поочередно) в уравнение (2.12), для каждого корня получается набор коэффициентов распределения μ_i. Так как $a_i = \mu_i$, полученные значения являются амплитудами. Значения амплитуд для каждой системы представлено в таблицах 2.7 и 2.8.

Таблица 2.7 – Относительные амплитуды колебаний для 6-ти массовой схемы серийного трактора класса 1,4

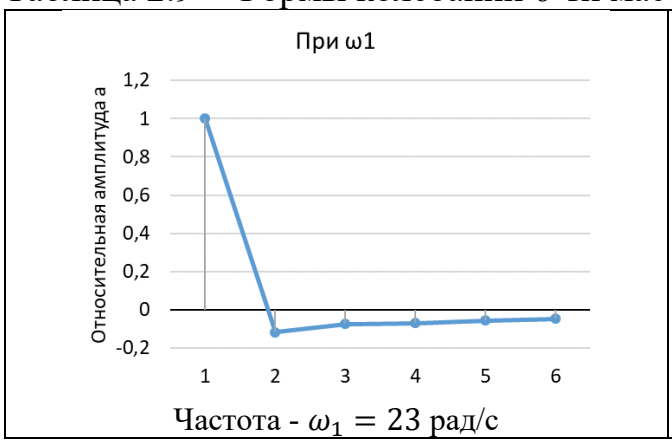
№	a при ω				
	1	2	3	4	5
	23	104	958	2128,749	3809,248
1	1	1	1	1	1
2	-0,11666	2,64028	-0,0018	$-7{,}4\cdot10^{-5}$	$-7{,}2\cdot10^{-6}$
3	-0,07357	-18,1282	1,186071	0,242305	0,075143
4	-0,0689	-20,2986	0,921212	-0,12815	-0,31059
5	-0,05627	-26,1052	-0,0497	-0,95595	0,001034
6	-0,04632	-25,913	-0,0501	67,64564	-0,00465

Используя данные вышеуказанных таблиц, можно получить графики форм колебаний для трактора серийного и трактора с УДМ. Основные формы колебаний серийного трактора и трактора с УДМ показаны в таблицах 2.9 и 2.10 соответственно. Все формы колебаний серийного трактора и трактора с УДМ показаны в Приложении Б, таблица Б.6 и Б.7 соответственно.

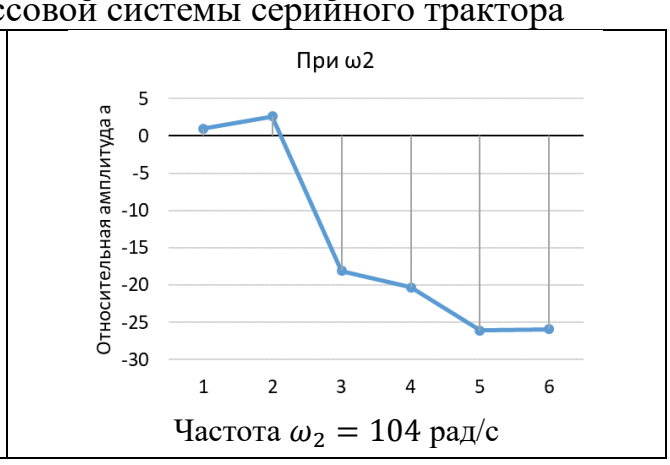
Таблица 2.8 – Относительные амплитуды колебаний для 6-ти массовой схемы трактора класса 1,4 с УДМ

№	a при ω				
	1	2	3	4	5
	20	63	295	481,6095	2539,83
1	1	1	1	1	1
2	-0,10562	2,449244	-0,00448	-0,00077	$-8{,}2\cdot10^{-7}$
3	-0,01978	-18,2659	0,812857	0,37261	0,011069
4	-0,0115	-19,62	0,28857	-0,32944	-0,59743
5	-0,00148	-21,231	-0,35455	-1,15244	0,004391
6	0,210589	-16,8256	-0,10945	101,6164	-0,00796

Таблица 2.9 – Формы колебаний 6-ти массовой системы серийного трактора

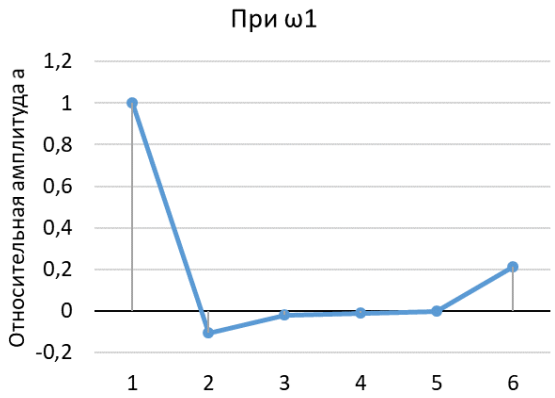
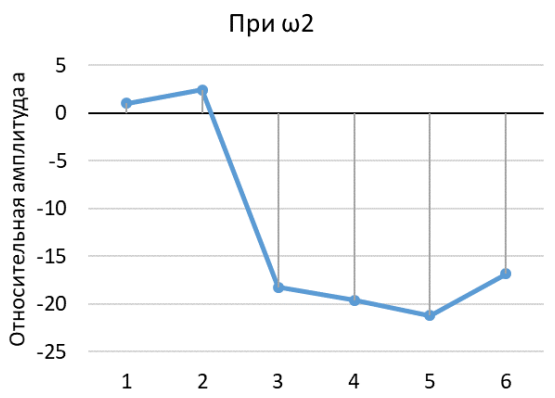


Частота - $\omega_1 = 23$ рад/с

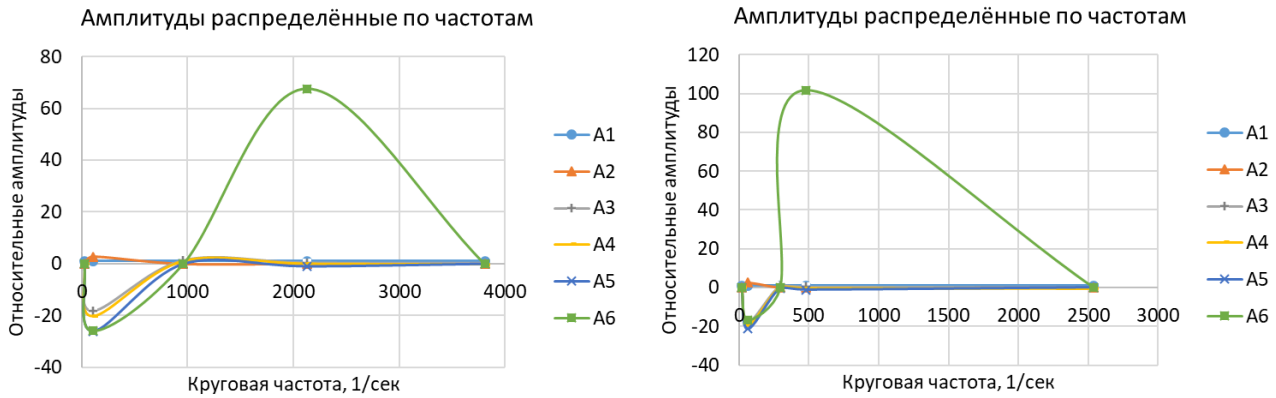


Частота $\omega_2 = 104$ рад/с

Таблица 2.10 – Формы колебаний 6-ти массовой системы трактора с УДМ

 Частота $\omega_1 = 20$ рад/с	 Частота $\omega_2 = 63$ рад/с

Графики, с распределением относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для всех схем, показаны на рисунке 2.8.



а) *б*)

Рисунок 2.8 – Распределение относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для 6-ти массовой схемы: *а*) – серийного трактора и б) – трактора с УДМ

Были получены обобщенные координаты q и φ для всех 6-ти массовых систем. Основные графики координат перемещений серийного трактора и трактора с УДМ приведены в таблицах 2.11 и 2.12. Все графики координат перемещений серийного трактора и трактора с УДМ показаны в Приложении Б, таблица Б.8 и Б.9 соответственно.

Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках представляют собой значения резонансных частот. Эти значения представлены для серийного трактора и трактора с УДМ в таблицах 2.13 и 2.14 соответственно. В таблицах полужирным шрифтом выделены

значения точек резонанса определенной узловой формы колебаний с заданной гармоникой для рабочего диапазона каждого из тракторов.

Таблица 2.11 – Координаты перемещений *q* и φ для серийного трактора

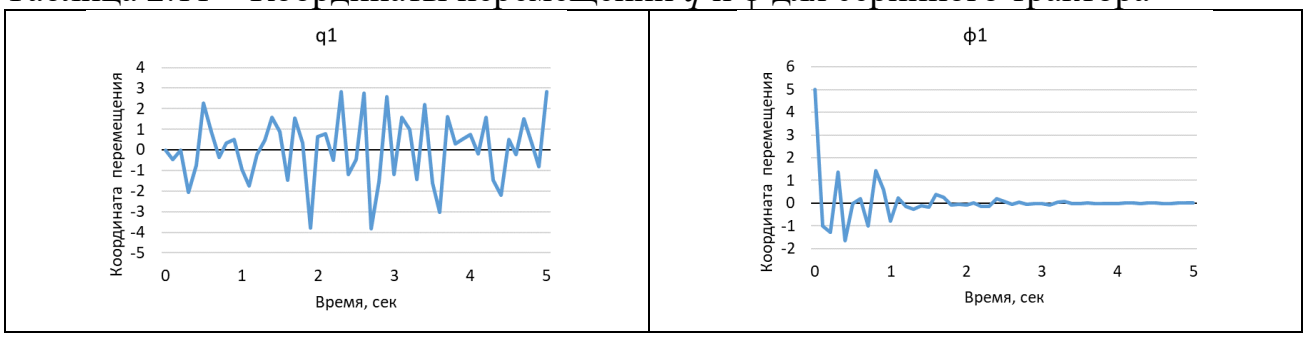
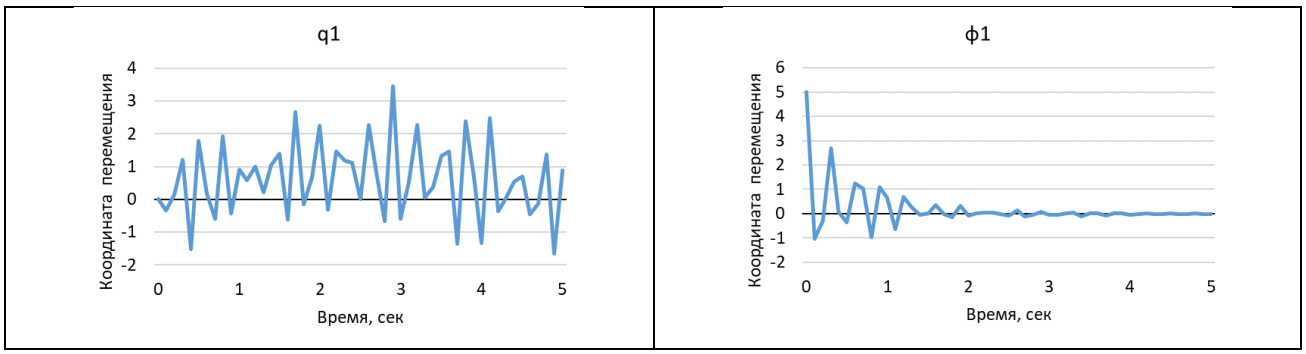
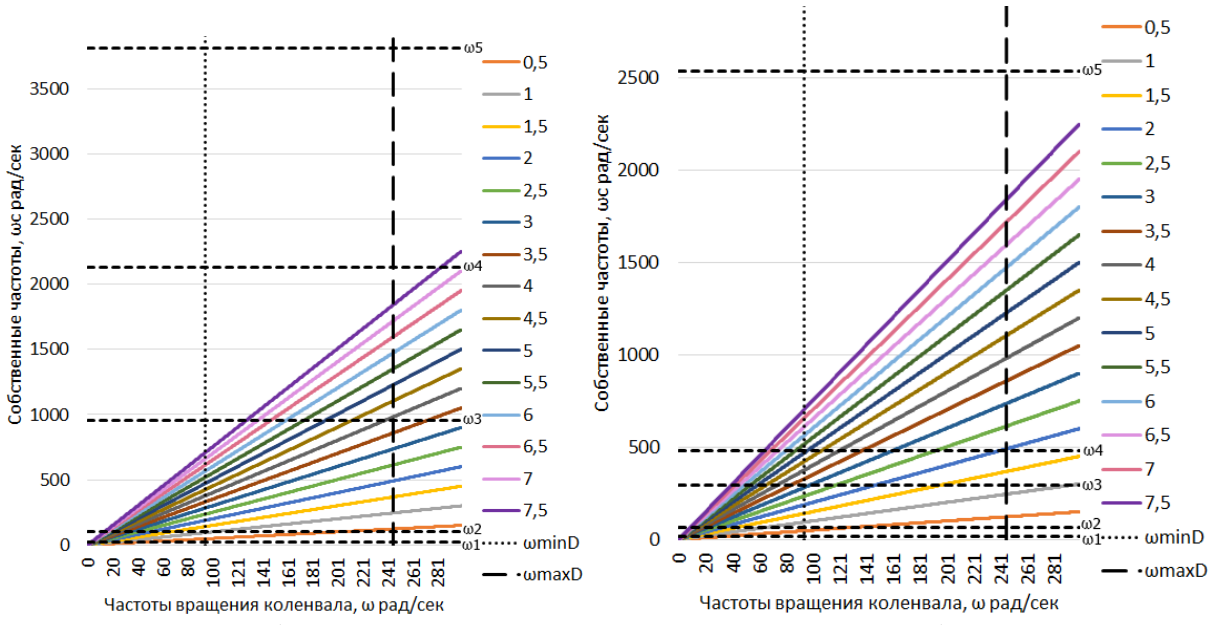


Таблица 2.12 – Координаты перемещений *q* и φ для трактора с УДМ



Частотные диаграммы для серийного трактора и трактора с УДМ представлены на рисунке 2.9.



а) *б*)

Рисунок 2.9 – Частотная диаграмма для трактора тягового класса 1,4:
а) – компоновка без УДМ и б) – компоновка с УДМ

Таблица 2.13 – Значения резонансных частот системы для серийного трактора

$\omega_{c,}$ рад/с	$\omega_{дв}$ (*рад/с*)при *k*							
	k=0,5	*k*=1	*k*=1,5	*k*=2	*k*=2,5	*k*=3	*k*=3,5	*k*=4
ω_1=23	45,27797	22,63899	15,09266	11,31949	9,055594	7,546329	6,468282	5,659746
ω_2=104	**208,9412**	**104,4706**	69,64706	52,23529	41,78823	34,82353	29,84874	26,11765
ω_3=958	1915,744	957,8718	638,5812	478,9359	383,1487	319,2906	273,6776	**239,4679**
ω_4=2128,749	4257,497	2128,749	1419,166	1064,374	851,4994	709,5829	608,2139	532,1871
ω_5=3809,248	7618,496	3809,248	2539,499	1904,624	1523,699	1269,749	1088,357	952,312
-	*k*=4,5	*k*=5	*k*=5,5	*k*=6	*k*=6,5	*k*=7	*k*=7,5	-
ω_1=23	5,030886	4,527797	4,116179	3,773164	3,482921	3,234141	3,018531	-
ω_2=104	23,21569	20,89412	18,99465	17,41176	16,0724	14,92437	13,92941	-
ω_3=958	**212,8604**	**191,5744**	**174,1585**	**159,6453**	**147,3649**	**136,8388**	**127,7162**	-
ω_4=2128,749	473,0552	425,7497	387,0452	354,7914	327,4998	304,1069	283,8331	-
ω_5=3809,248	846,4996	761,8496	692,5906	634,8747	586,0382	544,1783	507,8997	-

Таблица 2.14 – Значения резонансных частот системы для трактора с УДМ

$\omega_{c,}$ рад/с	$\omega_{дв}$ (*рад/с*)при *k*							
	k=0,5	*k*=1	*k*=1,5	*k*=2	*k*=1,5	*k*=3	*k*=3,5	*k*=4
ω_1=20	39,35497	19,67749	13,11832	9,838743	7,870994	6,559162	5,622139	4,919371
ω_2=63	**126,9571**	63,47856	42,31904	31,73928	25,39142	21,15952	18,13673	15,86964
ω_3=295	589,3324	294,6662	**196,4441**	**147,3331**	**117,8665**	**98,22206**	84,19034	73,66655
ω_4=481,6095	963,219	481,6095	321,073	**240,8048**	**192,6438**	**160,5365**	**137,6027**	**120,4024**
ω_5=2539,83	5079,661	2539,83	1693,22	1269,915	1015,932	846,6101	725,6658	634,9576
-	*k*=4,5	*k*=5	*k*=5,5	*k*=6	*k*=6,5	*k*=7	*k*=7,5	-
ω_1=20	4,372775	3,935497	3,577725	3,279581	3,027306	2,811069	2,623665	-
ω_2=63	14,10635	12,69571	11,54156	10,57976	9,765933	9,068366	8,463808	-
ω_3=295	65,48137	58,93324	53,57567	49,11103	45,33326	42,09517	39,28882	-
ω_4=481,6095	**107,0243**	**96,3219**	87,56536	80,26825	74,09377	68,80136	64,2146	-
ω_5=2539,83	564,4068	507,9661	461,7874	423,3051	390,7431	362,8329	338,6441	-

Добротность, рассчитанная для всех масс затухающих колебаний φ (формула 2.29) для систем серийного трактора и трактора с УДМ, представлена в таблице 2.15.

Таблица 2.15 – Добротность колеблющихся масс при затухающих колебаниях φ

Колебательная система / Добротность	**без УДМ**	**с УДМ**
Q_1	6,675	3,724
Q_2	8,060	4,280
Q_3	5,240	10,092
Q_4	7,332	5,962
Q_5	18,134	13,438
Q_6	29,681	15,114

Коэффициенты динамичности колеблющихся масс для всех систем (серийного трактора и трактора с УДМ) представлены в таблице 2.16.

Таблица 2.16 – Коэффициент динамичности колеблющихся масс

Колебательная система / Коэфф. динамичности	**без УДМ**	**с УДМ**
β_1	0	0
β_2	-0,250i	-0,220i
β_3	2,153	-0,920i
β_4	1,005	1,054
β_5	1,001	1,020
β_6	1,000	1,001

Анализ частот и форм колебаний показывает, что УДМ изменяет частоты и формы колебаний (таблицы 2.6-2.10). Смещение первой частоты собственных колебаний происходит с величины 23 рад/с до 20 рад/с, что составляет 13%. Смещение второй частоты собственных колебаний происходит с величины 104 рад/с до 63 рад/с, что составляет 61%. Смещение третьей частоты собственных колебаний происходит с величины 958 рад/с до 295 рад/с. Смещение четвёртой (2129 рад/с) и пятой (3809 рад/с) частот собственных колебаний происходит до величины 482 рад/с и 2540 рад/с, однако, практического смысла они не имеют. Это лишь доказывает эффективность применяемого средства для стабилизации динамических нагрузок и снижения динамической нагруженности.

Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках для трактора серийного и трактора с УДМ (таблицы 2.13, 2.14 и рисунок 2.9), показало, что применение УДМ изменяет область резонанса смещением в область низких частот. Наиболее опасны (таблица 2.13) для серийного трактора частоты двигателя $\omega_{дв}$ *=208* рад/с при *k*= 0,5 и $\omega_{дв}$ *=105* рад/с при *k*= 1,0. На гармониках высших порядков (от *k*=3,5 до *k*=7,0) резонансно-опасные частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=239* рад/с при *k*= 4,0; $\omega_{дв}$ *=212* рад/с при *k*= 4,5; $\omega_{дв}$ *=192* рад/с при *k*= 5,0; $\omega_{дв}$ *=174* рад/с при *k*= 5,5; $\omega_{дв}$ *=159* рад/с при *k*= 6,0; $\omega_{дв}$ *=147* рад/с при *k*= 6,5; $\omega_{дв}$ *=136* рад/с при *k*= 7,0; $\omega_{дв}$ *=127* рад/с при *k*= 7,5. В то же время, наиболее опасными для трактора с УДМ (таблица 2.14) частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=126 (*рад/с) при *k*= 0,5; $\omega_{дв}$ *=196* рад/с при *k*= 1,5, $\omega_{дв}$ *=147, 240* рад/с

при *k*= 2,0; $\omega_{дв}$ =*118 и 193* рад/с при *k*= 2,5; $\omega_{дв}$ =*98 и 160* рад/с при *k*= 3,0. На гармониках высших порядков резонансно-опасные частоты двигателя: $\omega_{дв}$ =*138* рад/с при *k*= 3,5; $\omega_{дв}$ =*120* рад/с при *k*= 4,0; $\omega_{дв}$ =*107* рад/с при *k*= 4,5; $\omega_{дв}$ =*96* рад/с при *k*= 5,0. Следует отметить, что гармоники высоких порядков (k=3,5- 7,5) имеют как правило, малую энергетическую составляющую и легко преодолеваются силами инерции, возникающими от вращения маховика и валов силовой передаче. Но в то же время, на гармониках k=2 и 3 при собственной круговой частоте ω_i должны быть быстро преодолены, так как работа на этой угловой скорости вращения приведет к резонансу и, как следствие, увеличение динамической нагруженности, а собственные частоты ω_3 - ω_5 трудно реализуемы.

Анализ таблицы 2.15 показал, что для всех масс с первой по шестую, добротность у серийного варианта выше, кроме массы 3 (главная передача и дифференциал). Масса 3 – это самый нагруженный узел. Однако, средняя величина рассчитанной добротности (таблица 2.15) для всех масс серийного и опытного трактора в затухающей колебательной системе показала, что это значение для серийного трактора большее на 30%, чем значения для трактора с УДМ. Добротность характеризует избирательную и разрешающую способности колебательной системы, а её изменение показало то, что для серийного трактора она имеет большее значение, и, следовательно, выше резонансный отклик этой системы по сравнению с системой, в которую установлен УДМ.

Определение коэффициента динамичности (таблица 2.16) показало, что имеются комплексные числа у некоторых масс, а именно у массы 2 (КПП) и массы 3 (главная передача и дифференциал). Но в целом вся система (и серийного трактора и трактора с УДМ) динамически сбалансирована, так как коэффициент находится в допустимых пределах (1,00-1,05). Материал опубликован в работах [242, 387].

2.4. Определение частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора класса тяги 0,9

Сравнение двух укрупнённо-редуцированных схем для трактора класса 0,9 проводится на примере трактора АГРОМАШ-50ТК [241].

Для 9-ти масс (трактор класса 0,9) полное передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет

i_{sp}=54,929. Передаточное отношение коробки перемены передач на второй передаче $i_{кпп}$=1,75; главной передачи и дифференциала $i_{гл\text{-}диф}$=2,8; бортового редуктора $i_{борт\text{-}ред}$=2,36.

Для 11-ти масс (трактор класса 0,9) передаточное отношение от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора изменится. Изменения связаны с тем, что в схему с УДМ установлен планетарный редуктор, который изменяет общее передаточное отношение силовой передачи. Полное передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет i_{sp} =79,647; передаточное отношение планетарного редуктора при остановленной солнечной шестерне $i_{планред}$=1,25; коробки перемены передач на второй передаче $i_{кпп}$ =1,75 ; главной передачи и дифференциала $i_{гл\text{-}диф}$ =2,8; бортового редуктора $i_{борт\text{-}ред}$ =2,36.

Значения исходных данных для расчета (приведенных моментов инерции и коэффициентов жесткости), которые были использованы для расчета, представлены в таблице 2.17.

Таблица 2.17 – Значения приведенных моментов инерции и приведенных коэффициентов жесткости для 6-ти массовой системы для трактора

без УДМ			
№	Приведенный J_i	№ участка	Приведенный C_i
1	1,99	1-2	7080
2	0,13	2-3	178612,24
3	0,101	3-4	59142,02
4	0,702	4-5	78758,85
5	0,213	5-6	3791,33
6	4,659	-	-
с УДМ			
1	1,99	1-2	1493,20
2	0,069	2-3	19158,07
3	0,048	3-4	28129,38
4	0,334	4-5	6725,73
5	0,102	5-6	1803,25
6	2,216	-	-

Все коэффициенты разложения I_i для серийного трактора и трактора с УДМ представлены в таблице 2.18.

Уравнение (2.20) для серийного трактора будет выглядеть так:

$$d_n = 0,0182 \cdot w^6 - 79558 \cdot w^5 + 5,73 \cdot 10^{10} \cdot w^4 - 1,09 \cdot 10^{16} \cdot w^3 + \\ +1,33 \cdot 10^{20} \cdot w^2 - 1,74 \cdot 10^{23} \cdot w^1 - 5,70 \cdot 10^{11} = 0 \quad (2.37)$$

Для трактора с УДМ так:

$$d_n = 4,93 \cdot 10^{-4} \cdot w^6 - 727 \cdot w^5 + 1,91 \cdot 10^8 \cdot w^4 - 1,28 \cdot 10^{13} \cdot w^3 + \\ +7,95 \cdot 10^{16} \cdot w^2 - 4,64 \cdot 10^{19} \cdot w^1 + 8874825 = 0 \quad (2.38)$$

Из уравнений (2.37) и (2.38) при помощи символьной операции $\xrightarrow{solve}$ были получены квадраты круговых частот *w*, взяв из которых квадратный корень можно получить собственные круговые частоты ω. Собственные частоты для всех вариантов представлены в таблице 2.19.

Таблица 2.18 – Значения коэффициентов разложения для серийного трактора и трактора с УДМ

i	I_i	
	без УДМ	**с УДМ**
6	0,0182	0,000493
5	79558	727
4	$5,73 \cdot 10^{10}$	$1,91 \cdot 10^8$
3	$1,09 \cdot 10^{16}$	$1,28 \cdot 10^{13}$
2	$1,33 \cdot 10^{20}$	$7,95 \cdot 10^{16}$
1	$1,74 \cdot 10^{23}$	$4,64 \cdot 10^{19}$
0	$-5,7 \cdot 10^{11}$	8874825

Таблица 2.19 – Собственные частоты 6-ти массовой системы для серийного трактора и трактора с УДМ

ω, рад/с		
№	**без УДМ**	**с УДМ**
1	39	26
2	107	78
3	546	309
4	729,62	460,44
5	1878,01	1077,34

Подставляя исходные данные (моменты инерции *J* и жесткости *C*), а также корни ω (поочередно) в уравнение (2.12), для каждого корня получается набор коэффициентов распределения μ_i. Так как $a_i = \mu_i$, полученные значения являются амплитудами. Значения амплитуд для каждой системы представлено в таблицах 2.20 и 2.21.

Таблица 2.20 – Относительные амплитуды колебаний для 6-ти массовой схемы серийного трактора

№	*a* при *ω*				
	1	2	3	4	5
	39	107	546	729,62	1878,01
1	1	1	1	1	1
2	-1,80545	6,132986	-0,04788	-0,01529	-0,00035
3	-1,04724	-13,5494	3,970205	2,272877	0,342517
4	-1,01605	-14,217	3,266681	1,482936	-0,52314
5	-0,91925	-15,9559	-0,5237	-2,25088	0,013478
6	-0,83432	-15,6379	-1,97625	5,625564	-0,00726

Таблица 2.21 – Относительные амплитуды колебаний для 6-ти массовой схемы трактора с УДМ

№	*a* при *ω*				
	1	2	3	4	5
	26	78	309	460,44	1077,34
1	1	1	1	1	1
2	-1,11318	1,074222	-0,06019	-0,01509	-0,0005
3	-0,14528	-7,74332	7,587172	4,247715	0,779223
4	-0,06951	-8,25873	5,578192	1,336515	-2,41736
5	-0,01783	-8,52298	3,302519	-1,12975	0,19328
6	0,198906	-7,02163	-21,8491	0,449808	-0,02855

Используя данные вышеуказанных таблиц, были получены графики форм колебаний для трактора тягового класса 0,9 серийного и с УДМ. Основные формы колебаний для серийного трактора и трактора с УДМ показаны в таблицах 2.22 и 2.23 соответственно. Все формы колебаний для серийного трактора и трактора с УДМ показаны в Приложении Б, таблица Б.10 и Б.11 соответственно.

Были получены обобщенные координаты перемещений q и φ всех 6-ти масс системы для серийного трактора и трактора с УДМ, основные графики которых сведены в таблицы 2.24 и 2.25 соответственно. Все графики перемещений q и φ для серийного трактора и трактора с УДМ показаны в Приложении Б, таблица Б.12 и Б.13 соответственно.

Таблица 2.22 – Формы колебаний 6-ти массовой системы серийного трактора

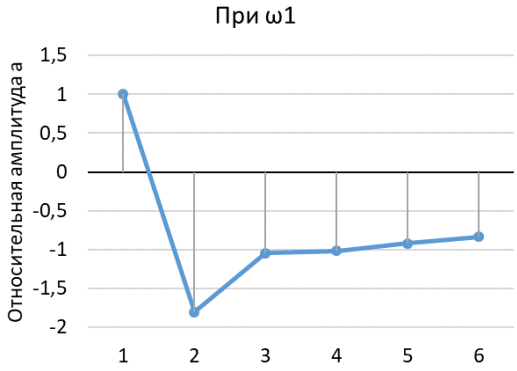
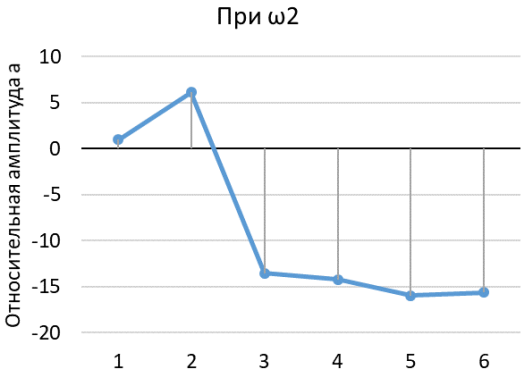
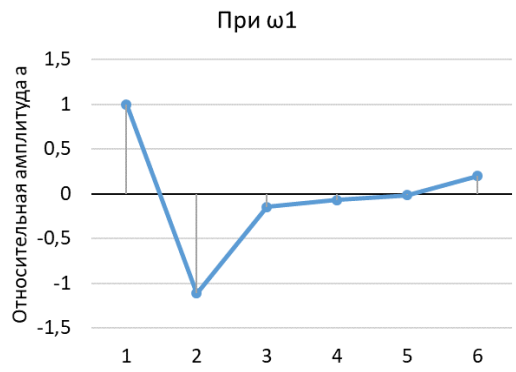
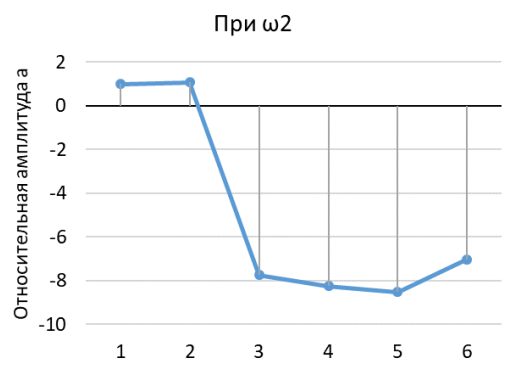
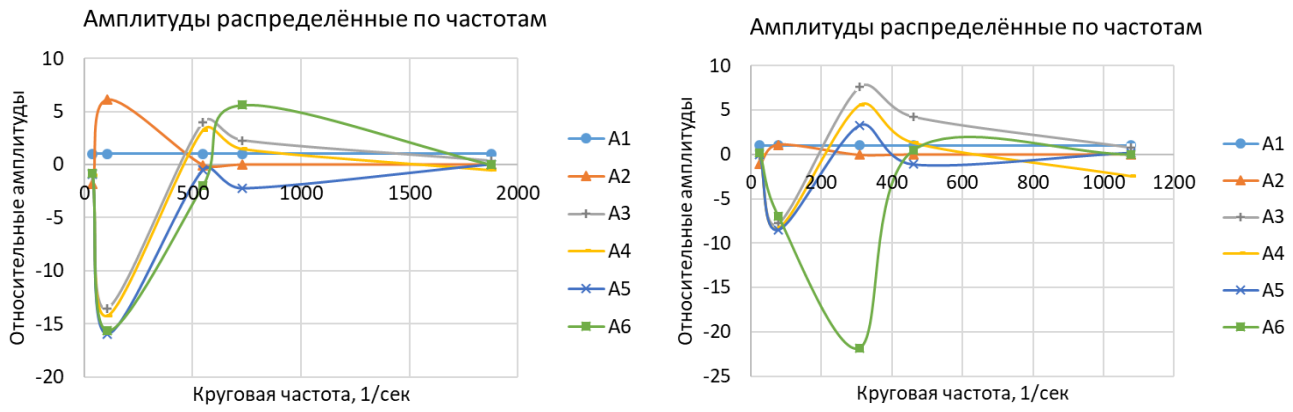
 $\omega_1 = 39$	 $\omega_2 = 107$

Таблица 2.23 – Формы колебаний 6-ти массовой системы трактора с УДМ

 $\omega_1 = 26$	 $\omega_2 = 78$

Графики, с распределением относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для серийного трактора и трактора с УДМ, показаны на рисунке 2.10.



а) *б*)

Рисунок 2.10 – Распределение относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для 6-ти массовой схемы: *а*) – серийного трактора и б) – трактора с УДМ

Таблица 2.24 – Координаты перемещений *q* и φ для серийного трактора

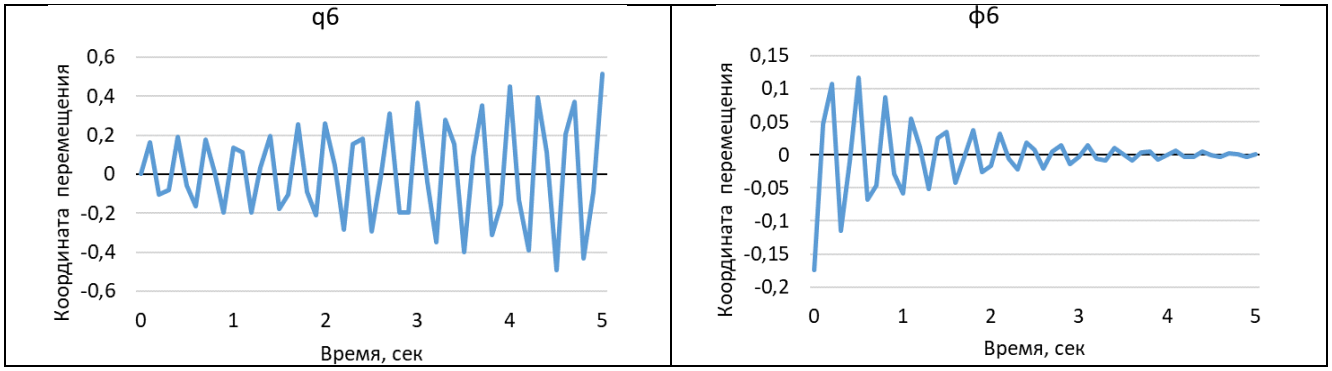
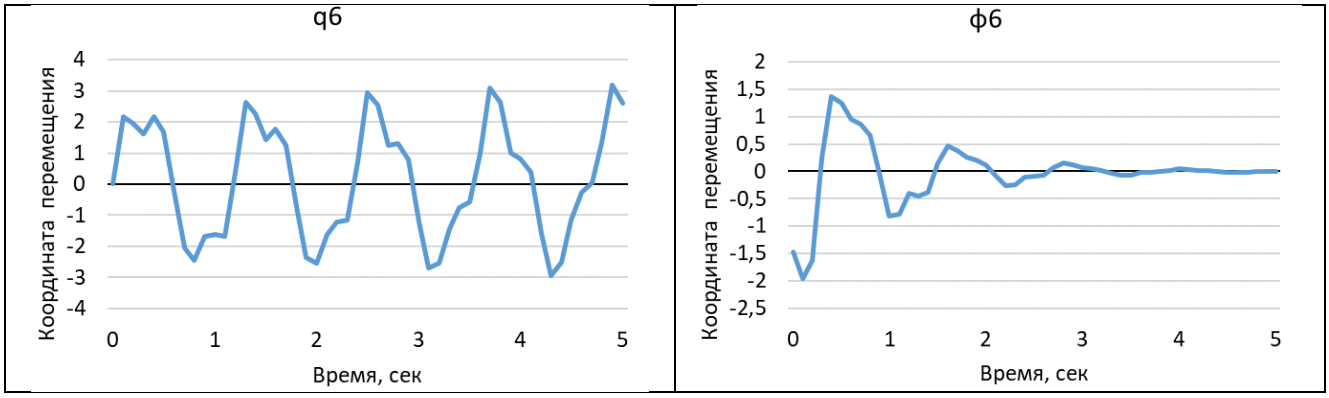
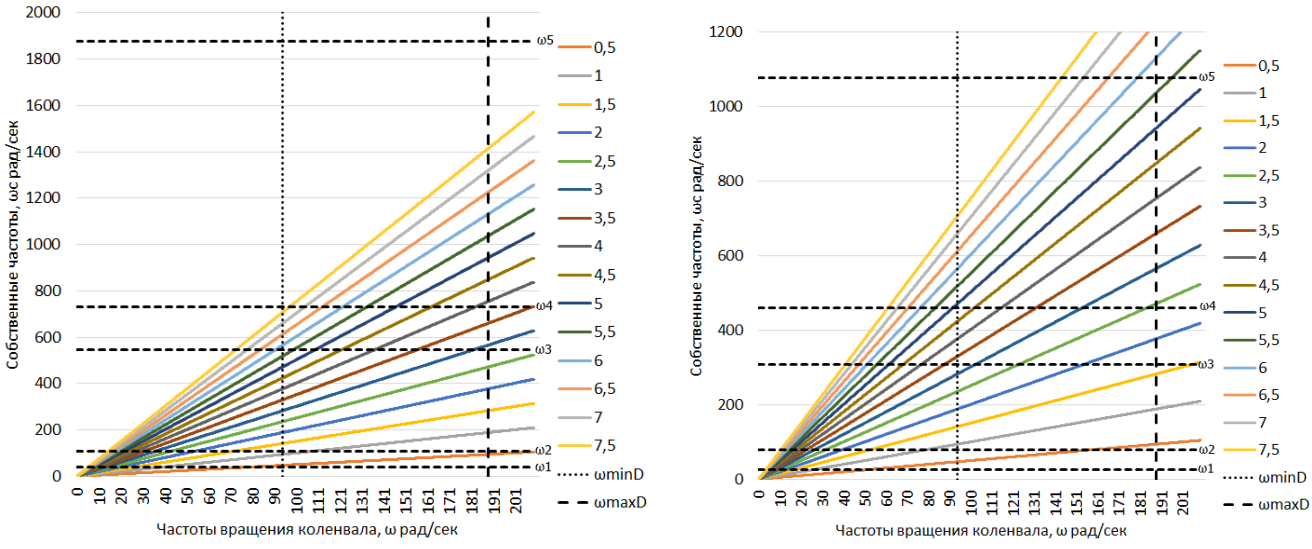


Таблица 2.25 – Координаты перемещений *q* и φ для трактора с УДМ



Частотные диаграммы для серийного трактора и трактора с УДМ представлены на рисунке 2.11.



а) *б*)

Рисунок 2.11 – Частотная диаграмма для трактора тягового класса 0,9: *а*) – компоновка без УДМ и б) – компоновка с УДМ

Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках представляют собой значения резонансных частот. Эти значения представлены для серийного трактора и трактора с УДМ в таблицах 2.26 и 2.27 соответственно. В этих таблицах полужирным шрифтом выделены значения точек резонанса определенной узловой формы колебаний с заданной гармоникой для рабочего диапазона каждого из тракторов.

Таблица 2.26 – Значения резонансных частот системы для серийного трактора

ω_c, рад/с	$\omega_{дв}$ $(рад/с)$при k							
	k=0,5	k=1	k=1,5	k=2	k=2,5	k=3	k=3,5	k=4
ω_1=39	77,307	38,654	25,769	19,327	15,461	12,885	11,044	9,663
ω_2=107	213,709	**106,855**	71,236	53,427	42,742	35,618	30,530	26,714
ω_3=546	1092,85	546,426	364,284	273,213	218,571	**182,142**	**156,122**	**136,607**
ω_4=729,62	1459,24	729,618	486,412	364,809	291,847	243,206	208,462	**182,405**
ω_5=1878,01	3756,03	1878,01	1252,01	939,007	751,206	626,005	536,576	469,504
-	k=4,5	k=5	k=5,5	k=6	k=6,5	k=7	k=7,5	-
ω_1=39	8,590	7,731	7,028	6,442	5,947	5,522	5,154	-
ω_2=107	23,745	21,371	19,428	17,809	16,439	15,265	14,247	-
ω_3=546	**121,428**	**109,285**	**99,350**	91,071	84,066	78,061	72,857	-
ω_4=729,62	**162,137**	**145,924**	**132,658**	**121,603**	**112,249**	**104,231**	**97,282**	-
ω_5=1878,01	417,337	375,603	341,457	313,002	288,925	268,288	250,402	-

Таблица 2.27 – Значения резонансных частот системы для трактора с УДМ

ω_c, рад/с	$\omega_{дв}$ $(рад/с)$ при k							
	k=0,5	k=1	k=1,5	k=2	k=2,5	k=3	k=3,5	k=4
ω_1=26	51,082	25,541	17,027	12,770	10,216	8,514	7,297	6,385
ω_2=78	**156,950**	78,475	52,317	39,237	31,390	26,158	22,421	19,619
ω_3=309	617,504	308,752	205,835	**154,376**	**123,501**	**102,917**	88,215	77,188
ω_4=460,44	920,881	460,440	306,960	230,220	**184,176**	**153,480**	**131,554**	**115,110**
ω_5=1077,34	2154,68	1077,34	718,225	538,669	430,935	359,113	307,811	269,334
-	k=4,5	k=5	k=5,5	k=6	k=6,5	k=7	k=7,5	-
ω_1=26	5,676	5,108	4,644	4,257	3,929	3,649	3,405	-
ω_2=78	17,439	15,695	14,268	13,079	12,073	11,211	10,463	-
ω_3=309	68,612	61,750	56,137	51,459	47,500	44,107	41,167	-
ω_4=460,44	**102,320**	92,088	83,716	76,740	70,837	65,777	61,392	-
ω_5=1077,34	239,408	215,468	195,880	**179,556**	**165,744**	**153,905**	**143,645**	-

Добротность, рассчитанная для всех масс затухающих колебаний φ по формуле 2.29 для каждой из систем (серийного трактора и трактора с УДМ), представлена в таблице 2.28.

Таблица 2.28 – Добротность колеблющихся масс при затухающих колебаниях φ

Колебательная система / Добротность	**без УДМ**	**с УДМ**
Q_1	20,79	4,64
Q_2	10,37	11,26
Q_3	23,55	5,62
Q_4	4,05	3,91
Q_5	5,10	6,76
Q_6	16,71	6,62

Коэффициенты динамичности колеблющихся масс для систем серийного трактора и трактора с УДМ, представлены в таблице 2.29.

Таблица 2.29 – Коэффициент динамичности колеблющихся масс

Колебательная система / Коэфф. динамичности	**без УДМ**	**с УДМ**
β_1	0	0
β_2	-0.452i	-0.283i
β_3	2,116	-1.588i
β_4	1,014	1,047
β_5	1,008	1,021
β_6	1,001	1,004

Анализ частот и форм колебаний трактора тягового класса 0,9 показывает, что УДМ изменяет частоты и формы колебаний (таблица 2.19-2.23). Смещение первой частоты собственных колебаний происходит с величины 39 рад/с до 26 рад/с, что составляет 33%. Смещение второй частоты собственных колебаний происходит с величины 107 рад/с до 78 рад/с, что составляет 27%. Смещение третьей частоты собственных колебаний происходит с величины 546 рад/с до 309 рад/с. Смещение четвёртой (729 рад/с) и пятой (1878 рад/с) частот собственных колебаний происходит до величины 460 рад/с и 1077 рад/с, однако, практического смысла они не имеют. Это лишь доказывает эффективность применяемого средства для стабилизации динамических нагрузок и снижения динамической нагруженности.

Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках для трактора серийного и трактора с УДМ

(таблицы 2.26-2.27 и рисунок 2.11), показало, что применение УДМ изменяет область резонанса смещением в область низких частот. Наиболее опасны (таблица 2.26) для серийного трактора частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=213* рад/с при *k*= 0,5 ; $\omega_{дв}$ *=106* рад/с при *k*= 1,0; $\omega_{дв}$ *=218* рад/с при *k*= 2,5 ; $\omega_{дв}$ *=182* рад/с при *k*= 3,0 .

На гармониках высших порядков (от *k*=3,5 до *k*=7,0) резонансно-опасные частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=156* рад/с при *k*= 3,5; $\omega_{дв}$ *=136 и 182* рад/с при *k*= 4,0; $\omega_{дв}$ *=121 и 162* рад/с при *k*= 4,5; $\omega_{дв}$ *=109 и 145* рад/с при *k*= 5,0; $\omega_{дв}$ *=99 и 132* рад/с при *k*= 5,5; $\omega_{дв}$ *=121* рад/с при *k*= 6,0; $\omega_{дв}$ *=112* рад/с при *k*= 6,5; $\omega_{дв}$ *=104* рад/с при *k*= 7,0; $\omega_{дв}$ *=97* рад/с при *k*= 7,5.

В то же время, наиболее опасными для трактора с УДМ (таблица 2.27) частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=156 (*рад/с) при *k*= 0,5; $\omega_{дв}$ *=154* рад/с при *k*= 2,0; $\omega_{дв}$ *=123 и 184* рад/с при *k*= 2,5; $\omega_{дв}$ *=109 и 154* рад/с при *k*= 3,0. На гармониках высших порядков резонансно-опасные частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=131* рад/с при *k*= 3,5; $\omega_{дв}$ *=115* рад/с при *k*= 4,0; $\omega_{дв}$ *=102* рад/с при *k*= 4,5; $\omega_{дв}$ *=179* рад/с при *k*= 6,0; $\omega_{дв}$ *=165* рад/с при *k*= 6,5; $\omega_{дв}$ *=154* рад/с при *k*= 7,0; $\omega_{дв}$ *=143* рад/с при *k*= 7,5. Следует отметить, что гармоники высоких порядков (k=3,5- 7,5) имеют как правило, малую энергетическую составляющую и легко преодолеваются силами инерции, возникающими от вращения маховика и валов силовой передаче, а собственные частоты ω_3 - ω_5 трудно достигаемы. Но также, на гармониках k=2 и 3 при собственной круговой частоте ω_1 и ω_2 двигатель трактора должен быстро преодолеть опасную угловую скорость вращения, так как работа на этой угловой скорости вращения приведет к резонансу и, как следствие, увеличение динамической нагруженности.

Анализ таблицы 2.28 показал, что для всех масс с первой по шестую, добротность у серийного варианта выше, кроме массы 3 (главная передача и дифференциал). Масса 3 является самым нагруженным узлом. Однако, средняя величина рассчитанной добротности (таблица 2.28) для всех масс серийного и опытного трактора в затухающей колебательной системе показала, что это значение для серийного трактора большее на 52%, чем значения для трактора с УДМ. Добротность характеризует избирательную и разрешающую способности колебательной системы, а её изменение показало то, что для серийного трактора она имеет большее

значение, и, следовательно, выше резонансный отклик этой системы по сравнению с системой, в которую установлен УДМ.

Определение коэффициента динамичности (таблица 2.29) показало, что имеются комплексные числа у некоторых масс, а именно у массы 2 (КПП) и массы 3 (главная передача и дифференциал). Но в целом вся система (и серийного трактора и с УДМ) динамически сбалансирована, так как коэффициент находится в допустимых пределах (1,00-1,05). Материал опубликован в работе. [241].

2.5. Определение частот и форм собственных и вынужденных крутильных колебаний трактора класса тяги 0,6

Сравнение двух укрупнённо-редуцированных схем для трактора класса 0,6 проводится на примере трактора Т-25. Значения исходных данных (приведенных моментов инерции и коэффициентов жесткости), которые были использованы для расчета, представлены в таблице 2.30.

Таблица 2.30 – Значения приведенных моментов инерции и приведенных коэффициентов жесткости для 6-ти массовой системы для трактора класса 0,6

без УДМ			
№	Приведенный J_i	№ участка	Приведенный C_i
1	1,34	1-2	7080
2	0,04	2-3	106775,51
3	0,03592	3-4	46730,53
4	0,18909	4-5	36359,85
5	0,18471	5-6	1899,40
6	3,26892	-	-
с УДМ			
1	1,34	1-2	2058,650
2	0,023657	2-3	15381,194
3	0,017084	3-4	22226,173
4	0,089935	4-5	3105,003
5	0,087851	5-6	903,403
6	1,554778	-	-

Для 9-ти масс (трактора тягового класса 0,6) полное передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет i_{sp}=54,929. Передаточное отношение коробки перемены передач на второй передаче $i_{кпп}$=1,75; главной передачи и дифференциала $i_{гл\text{-}диф}$=2,8; бортового редуктора $i_{борт\text{-}ред}$=2,36.

Для 11-ти масс (трактора тягового класса 0,6) передаточное отношение от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора изменится. Изменения связаны с

тем, что в схему с УДМ установлен планетарный редуктор, который изменяет общее передаточное отношение силовой передачи. Полное передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет i_{sp} =79,647; передаточное отношение планетарного редуктора при остановленной солнечной шестерне $i_{планред}$=1,25; коробки перемены передач на второй передаче $i_{кпп}$ =1,75 ; главной передачи и дифференциала $i_{гл\text{-}диф}$ =2,8; бортового редуктора $i_{борт\text{-}ред}$ =2,36.

Все коэффициенты разложения I_i для трактора серийного и с УДМ представлены в таблице 2.31.

Уравнение (2.20) для серийного трактора будет выглядеть так:

$$d_n = 2,2\cdot10^{-4}\cdot w^6 - 1709\cdot w^5 + 1,89\cdot10^9 w^4 - 4,79\cdot10^{14}\cdot w^3 + \\ +9,99\cdot10^{18}\cdot w^2 - 1,23\cdot10^{22}\cdot w^1 + 4,44\cdot10^9 = 0. \quad (2.39)$$

Для трактора с УДМ так:

$$d_n = 6,65\cdot10^{-6}\cdot w^6 - 21,70\cdot w^5 + 1,13\cdot10^7\cdot w^4 - 8,34\cdot10^{11}\cdot w^3 + \\ +9,63\cdot10^{15}\cdot w^2 - 6,15\cdot10^{18}\cdot w^1 + 6,96\cdot10^6 = 0. \quad (2.40)$$

Из уравнений (2.39) и (2.40) при помощи символьной операции $\xrightarrow{solve}$ были получены квадраты круговых частот w, взяв из которых квадратный корень можно получить собственные круговые частоты ω. Собственные частоты для всех вариантов представлены в таблице 2.32.

Таблица 2.31 – Значения коэффициентов разложения для серийного трактора и трактора с УДМ

i	I_i	
	без УДМ	**с УДМ**
6	0,00022	$6,65\cdot10^{-6}$
5	1708,509	21,7405
4	$1,89\cdot10^9$	11283385
3	$4,79\cdot10^{14}$	$8,34\cdot10^{11}$
2	$9,99\cdot10^{18}$	$9,63\cdot10^{15}$
1	$1,23\cdot10^{22}$	$6,15\cdot10^{18}$
0	$4,44\cdot10^9$	6957492

Подставляя исходные данные (моменты инерции J и жесткости C), а также корни ω (поочередно) в уравнение (2.12), для каждого корня получается набор коэффициентов распределения μ_i. Так как $a_i = \mu_i$, полученные значения являются амплитудами. Значения амплитуд для каждой системы представлено в таблицах 2.33

и 2.34.

Таблица 2.32 – Собственные частоты 6-ти массовой системы для серийного трактора и трактора с УДМ

ω, рад/с		
№	**без УДМ**	**с УДМ**
1	36	26
2	146	115
3	577	268
4	957,7154	733,2335
5	2549,344	1626,158

Используя данные вышеуказанных таблиц, можно получить графики форм колебаний для трактора серийного и трактора с УДМ. Основные формы колебаний для трактора серийного и трактора с УДМ показаны в таблицах 2.35 и 2.36 соответственно. Все графики форм колебаний для трактора серийного и трактора с УДМ представлены в Приложении Б, таблицах Б.14 и Б.15 соответственно.

Таблица 2.33 – Относительные амплитуды колебаний для 6-ти массовой схемы серийного трактора

№	a при ω				
	1	2	3	4	5
	36	146	577	957,7154	2549,344
1	1	1	1	1	1
2	-1,98612	-1,49052	-1,45692	-1,37868	-1,26866
3	11,15382	-34,1029	-36,8299	-42,4539	-44,9488
4	-0,18445	11,44855	10,79074	6,523758	-10,2657
5	-0,02483	4,284756	3,098243	-1,7972	0,483734
6	-0,00049	0,607856	-0,83175	0,034007	-0,0027

Таблица 2.34 – Относительные амплитуды колебаний для 6-ти массовой схемы трактора с УДМ

№	a при ω				
	1	2	3	4	5
	26	115	268	733,2335	1626,158
1	1	1	1	1	1
2	-1,0977	-0,61345	-0,54799	-0,50241	-0,16627
3	2,433493	-18,6937	-21,1379	-22,6127	-24,4334
4	-0,55523	25,42428	26,09046	25,10988	-34,1908
5	-0,01386	4,835818	1,486159	-1,44606	0,082979
6	-0,00057	0,986175	-2,89272	0,30269	-0,00807

Таблица 2.35 – Формы колебаний 6-ти массовой системы серийного трактора

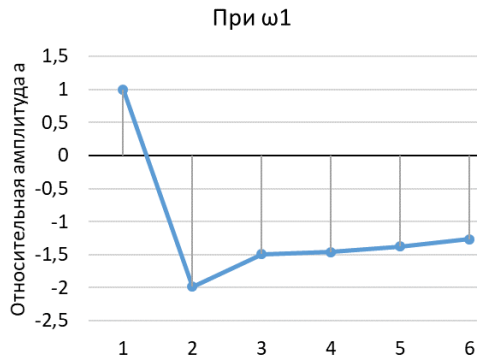
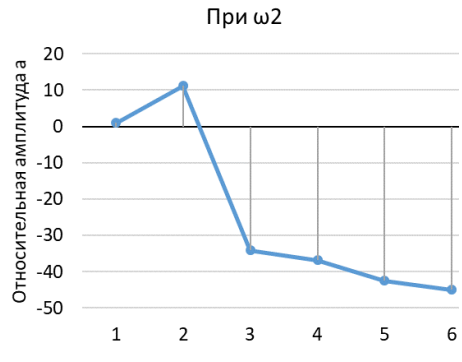
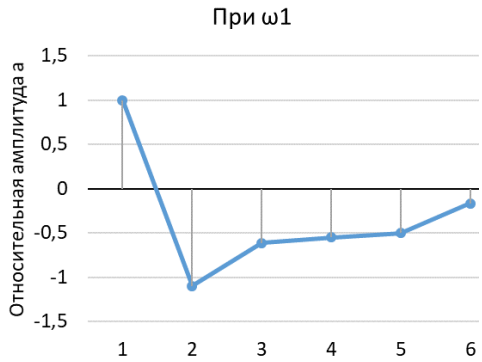
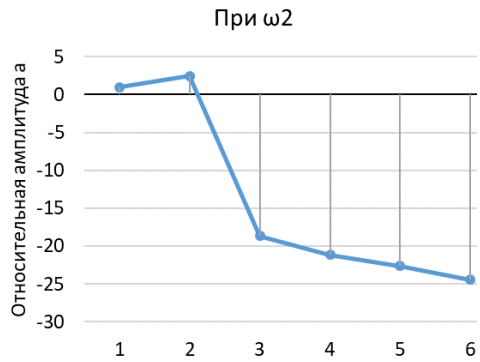
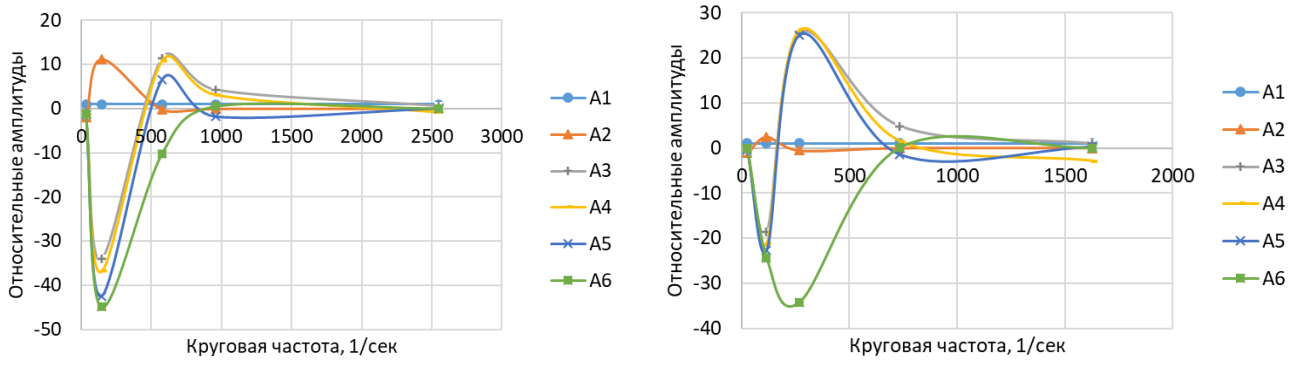
 $\omega_1 = 36$	 $\omega_2 = 146$

Таблица 2.36 – Формы колебаний 6-ти массовой системы трактора с УДМ

 $\omega_1 = 26$	 $\omega_2 = 115$

Графики, с распределением относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для всех схем трактора тягового класса 0,6, показаны на рисунке 2.12.



а) *б*)

Рисунок 2.12 – Распределение относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для 6-ти массовой схемы: *а*) – серийного трактора и б) – трактора с УДМ

Основные графики обобщенных координат q и φ для всех 6-ти масс системы

серийного трактора и трактора с УДМ. представлены в таблицы 2.37 и 2.38 соответственно. Все графики обобщенных координат q и φ для всех 6-ти масс систем серийного трактора и трактора с УДМ представлены в Приложении Б, таблицах Б.16 и Б.17 соответственно.

Таблица 2.37 – Координаты перемещений q и φ для серийного трактора

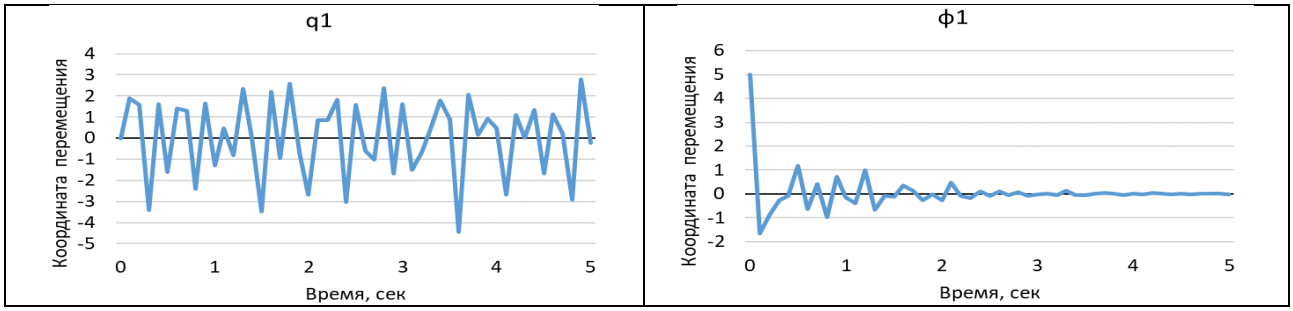
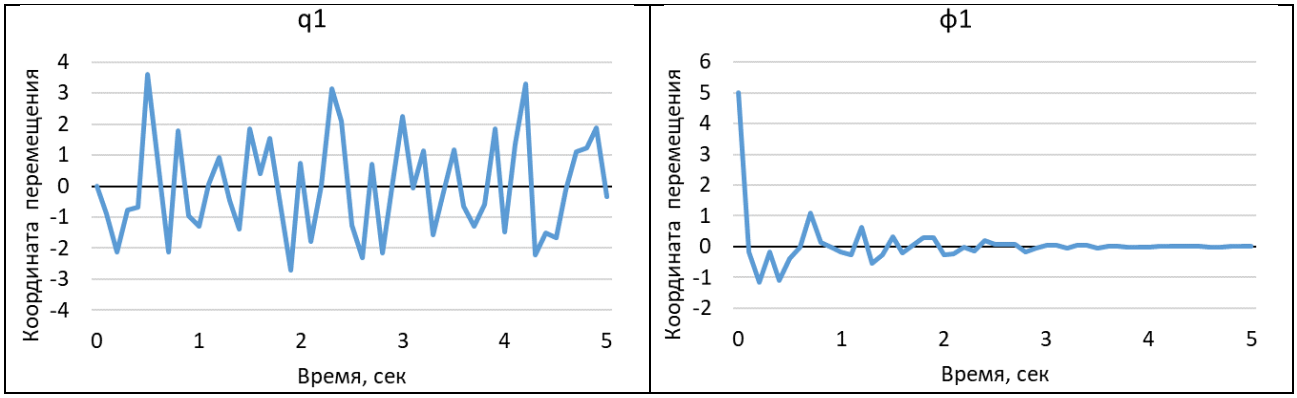
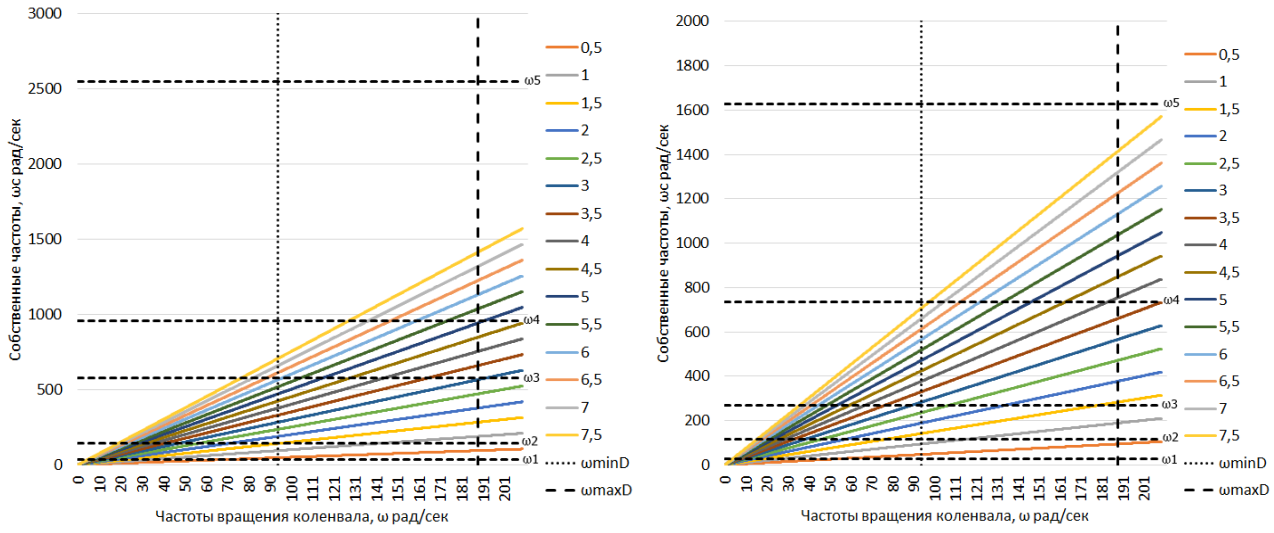


Таблица 2.38 – Координаты перемещений q и φ для трактора с УДМ



Частотные диаграммы для серийного трактора и трактора с УДМ представлены на рисунке 2.13.



а) *б*)

Рисунок 2.13 – Частотная диаграмма для трактора тягового класса 0,6:
а) – компоновка без УДМ и б) – компоновка с УДМ

Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках представляют собой значения резонансных частот. Эти значения представлены для серийного трактора и трактора с УДМ в таблицах 2.39 и 2.40 соответственно. В этих таблицах полужирным шрифтом выделены значения точек резонанса определенной узловой формы колебаний с заданной гармоникой для рабочего диапазона каждого из тракторов.

Таблица 2.39 – Значения резонансных частот системы для трактора с ДВС

ω_c, рад/с	$\omega_{дв}$ (*рад/с*) при *k*							
	k=0,5	*k*=1	*k*=1,5	*k*=2	*k*=2,5	*k*=3	*k*=3,5	*k*=4
ω_1=36	72,620	36,310	24,207	18,155	14,524	12,103	10,374	9,078
ω_2=146	292,836	**146,418**	**97,612**	73,209	58,567	48,806	41,834	36,604
ω_3=557	1154,52	577,260	384,840	288,630	230,904	192,420	**164,931**	**144,315**
ω_4=957,72	1915,43	957,715	638,477	478,858	383,086	319,238	273,633	239,429
ω_5=2549,31	5098,69	2549,34	1699,56	1274,67	1019,74	849,781	728,384	637,336
-	k=4,5	k=5	k=5,5	k=6	k=6,5	k=7	k=7,5	-
ω_1=36	8,069	7,262	6,602	6,052	5,586	5,187	4,841	-
ω_2=146	32,537	29,284	26,621	24,403	22,526	20,917	19,522	-
ω_3=557	**128,280**	**115,452**	**104,956**	**96,210**	88,809	82,466	76,968	-
ω_4=957,72	212,826	191,543	**174,130**	**159,619**	**147,341**	**136,816**	**127,695**	-
ω_5=2549,31	566,521	509,869	463,517	424,891	392,207	364,192	339,913	-

Таблица 2.40 – Значения резонансных частот системы для Трактора с УДМ

ω_c, рад/с	$\omega_{дв}$ (*рад/с*) при *k*							
	k=0,5	*k*=1	*k*=1,5	*k*=2	*k*=2,5	*k*=3	*k*=3,5	*k*=4
ω_1=26	52,067	26,034	17,356	13,017	10,413	8,678	7,438	6,508
ω_2=115	230,980	**115,490**	76,993	57,745	46,196	38,497	32,997	28,873
ω_3=268	536,227	268,113	**178,742**	**134,057**	**107,245**	89,371	76,604	67,028
ω_4=733,23	1466,47	733,234	488,822	366,617	293,293	244,411	209,495	**183,308**
ω_5=1626,16	3252,32	1626,16	1084,11	813,079	650,463	542,053	464,617	406,540
-	k=4,5	k=5	k=5,5	k=6	k=6,5	k=7	k=7,5	-
ω_1=26	5,785	5,207	4,733	4,339	4,005	3,719	3,471	-
ω_2=115	25,664	23,098	20,998	19,248	17,768	16,499	15,399	-
ω_3=268	59,581	53,623	48,748	44,686	41,248	38,302	35,748	-
ω_4=733,23	**162,941**	**146,647**	**133,315**	**122,206**	**112,805**	**104,748**	**97,764**	-
ω_5=1626,16	361,368	325,232	295,665	271,026	250,178	232,308	216,821	-

Добротность, рассчитанная (по формуле 2.29) для всех масс затухающих колебаний φ для каждой из систем (серийного трактора и трактора с УДМ) представлены в таблице 2.41.

Таблица 2.41 – Добротность колеблющихся масс при затухающих колебаниях φ

Колебательная система / Добротность	**без УДМ**	**с УДМ**
Q_1	11,442	5,006
Q_2	7,617	2,191
Q_3	21,338	7,521
Q_4	4,532	2,860
Q_5	12,372	14,004
Q_6	24,928	2,892

Коэффициенты динамичности колеблющихся масс для всех систем (серийного трактора и трактора с УДМ) представлены в таблице 2.42.

Таблица 2.42 – Коэффициент динамичности колеблющихся масс

Колебательная система / Коэфф. динамичности	**без УДМ**	**с УДМ**
β_1	0	0
β_2	-0.422i	-0.327i
β_3	1,306	1,701
β_4	1,013	1,059
β_5	1,005	1,008
β_6	1,001	1,002

Анализ частот и форм колебаний трактора тягового класса 0,6 показывает, что УДМ изменяет частоты и формы колебаний (таблица 2.32-2.36). Смещение первой частоты собственных колебаний происходит с величины 39 рад/с до 26 рад/с, что составляет 33%. Смещение второй частоты собственных колебаний происходит с величины 146 рад/с до 115 рад/с, что составляет 21%. Смещение третьей частоты собственных колебаний происходит с величины 577 рад/с до 268 рад/с, что составляет 54%. Смещение четвёртой (958 рад/с) и пятой (2549 рад/с) частот собственных колебаний происходит до величины 733 рад/с и 1626 рад/с, однако, практического смысла они не имеют. Это лишь доказывает эффективность применяемого средства для стабилизации динамических нагрузок и снижения динамической нагруженности.

Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках для трактора серийного и трактора с УДМ

(таблицы 2.39-2.40 и рисунок 2.13), показали, что применение УДМ изменяет область резонанса смещением в область низких частот. Наиболее опасны (таблица 2.39) для серийного трактора частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=146* рад/с при *k*= 1,0; $\omega_{дв}$ *=97* рад/с при *k*= 1,5 . $\omega_{дв}$ *=192* рад/с при *k*= 3,0 .

На гармониках высших порядков (от *k*=3,5 до *k*=7,5) резонансно-опасные частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=164* рад/с при *k*= 3,5; $\omega_{дв}$ *=144* рад/с при *k*= 4,0; $\omega_{дв}$ *=128* рад/с при *k*= 4,5; $\omega_{дв}$ *=115* рад/с при *k*= 5,0; $\omega_{дв}$ *=104 и 174* рад/с при *k*= 5,5; $\omega_{дв}$ *=96 и 159* рад/с при *k*= 6,0; $\omega_{дв}$ *=147* рад/с при *k*= 6,5; $\omega_{дв}$ *=136* рад/с при *k*= 7,0; $\omega_{дв}$ *=127* рад/с при *k*= 7,5.

В то же время, наиболее опасными для трактора с УДМ (таблица 2.40) частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=115 (*рад/с) при *k*= 1,0; $\omega_{дв}$ *=178 (*рад/с) при *k*= 1,5; $\omega_{дв}$ *=134* рад/с при *k*= 2,0; $\omega_{дв}$ *=107* рад/с при *k*= 2,5.

На гармониках высших порядков резонансно-опасные частоты двигателя: $\omega_{дв}$ *=183* рад/с при *k*= 4,0; $\omega_{дв}$ *=162* рад/с при *k*= 4,5; $\omega_{дв}$ *=146 (*рад/с) при *k*= 5,0; $\omega_{дв}$ *=133 (*рад/с) при *k*= 5,5; $\omega_{дв}$ *=122* рад/с при *k*= 6,0; $\omega_{дв}$ *=112* рад/с при *k*= 6,5; $\omega_{дв}$ *=104* рад/с при *k*= 7,0; $\omega_{дв}$ *=97* рад/с при *k*= 7,5.

Следует отметить, что гармоники высоких порядков (k=3,5- 7,5) имеют как правило, малую энергетическую составляющую и легко преодолеваются силами инерции, возникающими от вращения маховика и валов силовой передаче, а собственные частоты ω_3 - ω_5 трудно достигаемы. Но также, на гармониках k=2 и 3 при собственной круговой частоте ω_1 и ω_2 двигатель трактора должен быстро преодолеть опасную угловую скорость вращения, так как работа на этой угловой скорости вращения приведет к резонансу и, как следствие, увеличение динамической нагруженности.

Анализ таблицы 2.41 показал, что массы с первой по четвёртую и шестая масса имеют добротность серийного варианта выше, чем вариант в УДМ, кроме массы 5 (Шины вместе в воздухом). Отношение полученной добротности (опытного трактора к трактору с УДМ) составило: для массы 1 в 2,3 раза; для массы 2 – в 3,5 раза; для масса 3 – 2,8 раз; для массы 4 – 1,6 раза; для массы 5 – 0,9 раз; для массы 6 – 8,6 раз. Однако, средняя величина рассчитанной добротности (таблица 2.41) для всех масс серийного и опытного трактора в затухающей колебательной

системе показала, что это значение для серийного трактора (13,7) большее на 58%, чем значения для трактора с УДМ (5,8). Добротность характеризует избирательную и разрешающую способности колебательной системы, а её изменение показало то, что для серийного трактора она имеет большее значение, и, следовательно, выше резонансный отклик этой системы по сравнению с системой, в которую установлен УДМ. Средняя величина рассчитанной добротности для всех масс серийного и опытных тракторов в затухающей колебательной системе показала, что это значение для серийного трактора большее в 2,4 раза, чем значения для трактора с УДМ.

Определение коэффициента динамичности (таблица 2.42) показало, что имеются комплексные числа у некоторых масс, а именно у массы 2 (КПП). Величина коэффициента динамичности массы 3 (главная передача и дифференциал) увеличилась в опытном варианте. Но в целом вся система (и серийного трактора и трактора с УДМ) динамически сбалансирована, так как коэффициент находится в допустимых пределах (1,00-1,1). Материал опубликован в работах [243].

2.6. Выводы по второй главе

1. Разработана классификация применяемых упруго-демпфирующих механизмов (систем демпфирования и уменьшения крутильных колебаний и динамических нагрузок). Она делит на три основные группы существующие УДМ: по способу защиты от внешнего воздействия на колесную машину, или на две группы по типажу и одну группу по месту установки.

2. Выявленные недостатки существующих различных гасителей колебаний и демпфирующих устройств были учтены и устранены в разработке и реализации нового УДМ, защищенного патентом на изобретение (№ 2739100 С1).

3. Проведённые расчетно-теоретические исследования механических процессов в силовой передаче тракторов тяговых классов 0,6; 0,9 и 1,4 классической компоновки серийного исполнения и с применением УДМ показали эффективность применения УДМ как средства стабилизации динамических нагрузок.

4. Проведены исследования разработанных 9-ти и 11-тти массовых укрупненных расчетных схем силовой передачи трактора. Определены частоты и формы

собственных и вынужденных колебаний, добротность колебательной системы и коэффициент динамичности, выявлены точки резонанса всей системы для изучаемых тракторов. Для нахождения собственных частот ω был применен метод, основанный на решении частотного уравнения в матричном виде. Применение УДМ вызывает изменение частот и форм колебаний. Оснащение трактора УДМ позволяет изменять в сторону снижения амплитуды собственных частот.

5. Частотные диаграммы, которые были построены в представленных исследованиях являются одним из способов поиска резонансных частот. Диаграммы облегчают определение резонирующих гармоник крутящего момента в диапазоне рабочих режимов двигателя и нахождение частот, при которых возникает резонанс в той или иной форме колебаний.

6. Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках для трактора серийного и трактора с УДМ показало, что применение УДМ изменяет область резонанса, смещая его в область частот, которые трудно достижимы или не являются рабочими для тракторов исследуемого класса тяги.

7. Установка УДМ позволила осуществить изменение частот собственных колебаний для трактора тягового класса 1,4 – до 60%, для трактора тягового класса 0,9 – до 33%, для трактора тягового класса 0,6 – до 54%.

8. Рассчитана добротность для серийного трактора и трактора с УДМ в затухающей колебательной системе. Изменение добротности, характеризующую избирательную и разрешающую способности колебательной системы, показало, что добротность для серийного трактора имеет большее значение, а, следовательно, выше резонансный отклик этой системы по сравнению с системой, в которую установлен УДМ. Установка УДМ позволяет снизить резонансный отклик для трактора тягового класса 1,4 – до 30%, для трактора тягового класса 0,9 – до 52%, для трактора тягового класса 0,6 – до 58%.

9. Определение коэффициента динамичности для тракторов исследуемого класса тяги показало, что целом вся система динамически сбалансирована (и серийного трактора, и трактора с УДМ). Подтверждено то, что УДМ является средством стабилизации динамических нагрузок.

3. ОПИСАНИЕ РАЗРАБОТАННОГО МЕТОДА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1. Метод проведения теоретических исследований путем синтеза совокупности параметров элементов конструкции при разных условиях работы трактора

Для проведения теоретических исследований (вычислительных экспериментов) необходимо разработать метод проведения этих исследований. На рисунке 3.1 приведена разработанная схема и алгоритм проведения исследований методом синтеза совокупности параметров элементов конструкции при разных условиях работы трактора, базирующийся на получении оптимального решения.

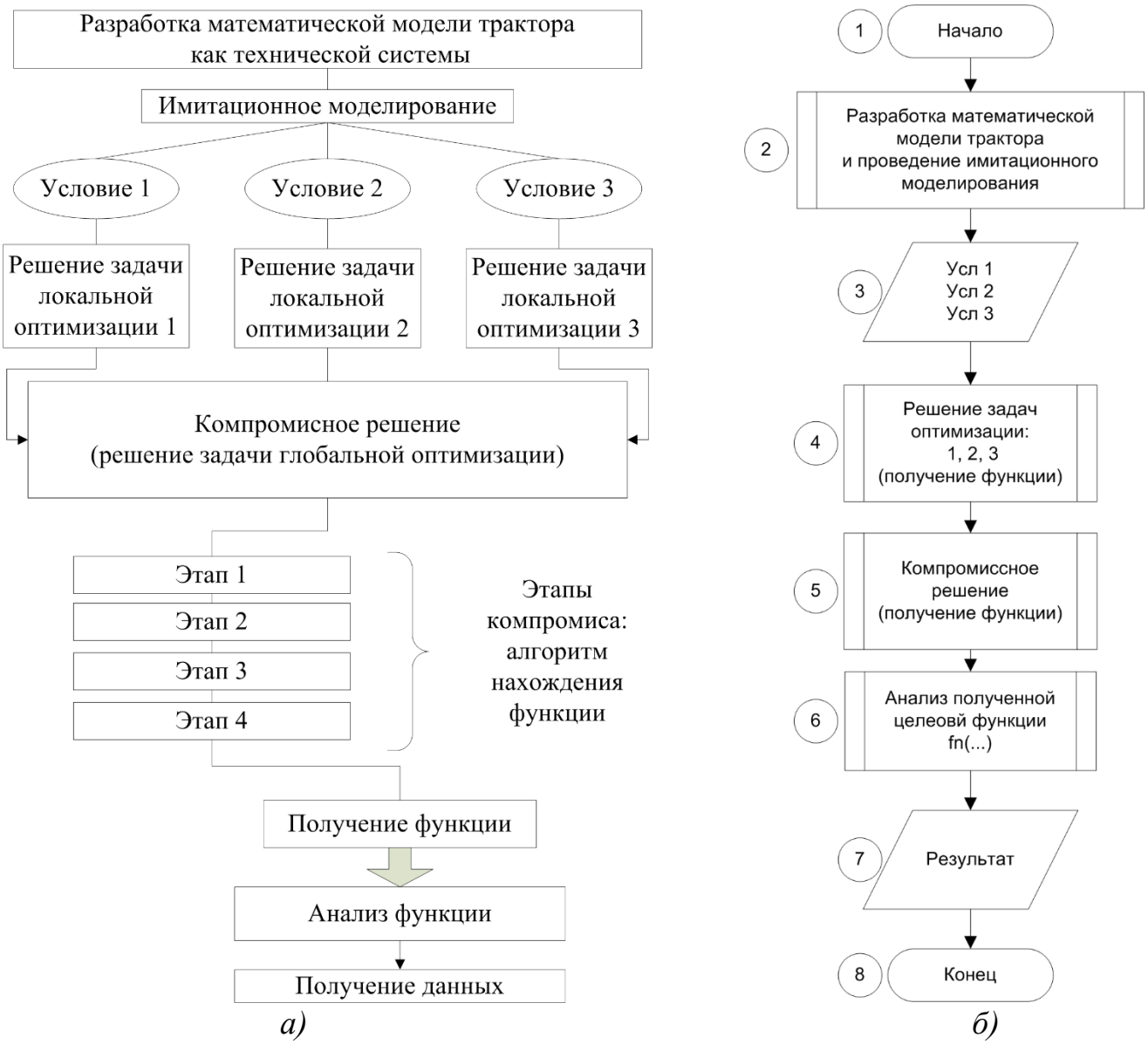


Рисунок 3.1 – Схема проведения ***а)*** и алгоритм ***б)*** исследований методом синтеза совокупности параметров разных условий работы трактора

Начинают исследования с этапа «Разработка математической модели трактора как технической системы» (блок 2 алгоритма, рисунок 3.1 *б*). В качестве «условий» приняты выполнение рабочего процесса трактором с основными сельскохозяйственными машинами (показаны на схеме рисунка 3.1 *а*). В нашем конкретном примере приняты условия работы трактора в агрегате с плугом, с культиватором и с сеялкой.

Задавшись условиями, переходят к этапу «Решение задач локальной оптимизации» и определяют параметры упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора. Оптимизация параметров трактора – это системная задача, решение которой требует рассмотрение трактора и машины как единого целого, которое содержит трактор в качестве самостоятельной подсистемы [211]. Для обоснования оптимальных параметров упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора во время работы с основными сельскохозяйственными машинами, следует опираться на максимальную производительность в реальных условиях эксплуатации. Решение задач локальной оптимизации для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора проводится в векторной форме с применением автоматизированных систем расчета.

Опираясь на работы профессора А.Б. Лурье, профессора Л.Е. Агеева и профессора Н.М. Беспамятновой [3, 22, 23, 158, 159, 160], принято считать частотно-тяговые характеристики трактора и агрегата на сельскохозяйственных операциях дополнительным влияющим фактором. На этом основании можно утверждать о том, что оптимальные параметры механизма могут быть найдены посредством имитационного многофакторного эксперимента с учетом дополнительного фактора – частота колебаний тяговой нагрузки. С учетом вышеуказанного, общий диапазон колебаний тяговой нагрузки при агрегатировании трактора с плугом, культиватором и сеялкой находится в пределах 0,1…5,5 Гц. Общая методика проведения вычислительных экспериментов (локальной оптимизации) проведена в векторной форме с применением системы Mathcad и состоит из 14 этапов следующих один за другим, описание которых приведено во многих источниках [12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356, 369]. Приведём описание каждого этапа.

Этап 1. Для получения модели процесса в виде полинома нами реализован план эксперимента в зависимости от требований. Составляется матрица эксперимента X и матрица результата (откликов) опытов Y .

Уравнение регрессии в общем виде имеет вид:

$$y = b_0 + \sum_{1\le i\le k} b_i x_i + \sum_{1\le i<l\le k} b_{il} x_i x_l + \sum_{1\le i\le k} b_{ii} x_i^2. \quad (3.1)$$

Этап 2. Коэффициенты уравнения регрессии (модели) определялись по формуле:

$$B = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot Y \quad (3.2)$$

где X – матрица, составленная на основе используемого плана эксперимента;

Y– матрица откликов.

Этап 3. Зная значения коэффициентов уравнения регрессии, определяем расчетные значения откликов по формуле: $Y_r = X \times B$.

Этап 4. Для нахождения дисперсий необходимо определить матрицу разностей откликов *MD* (матрица значений Y , полученных в результате опыта и регрессионного анализа) по формуле: MD=Y–Yr.

Этап 5. Для оценки адекватности уравнения необходимо рассчитать по формулам дисперсию адекватности *Da* и дисперсию по повторностям D*y* (дисперсия воспроизводимости эксперимента) *Dy* по формулам

$$Da = \frac{\sum_{i=1}^{N}(MD)^2 - \sum_{i=1}^{n_0}(Y_i - \bar{Y})^2}{N - \acute{k} - (n_0 - 1)}, \quad (3.3)$$

$$Dy = \frac{\sum (Y_0 - Y_{cp})^2}{f_1}, \quad (3.4)$$

где Y_{cp} – среднее значение отклика для точек в центре плана [274].

Этап 6. Рассчитывают матрицы коэффициентов *B*, расчетных значений *Yr* и разностей откликов *MD*.

Этап 7. Для проверки уравнения регрессии на адекватность используют критерий Фишера, который определяется по формуле

$$F_p = \frac{Da}{Dy}. \quad (3.5)$$

Если $F_p < F_T$, то для принятого уровня значимости и соответствующих чисел степеней свободы модель считают адекватной, а гипотеза адекватности принимается.

Этап 8. Для нахождения доверительных интервалов коэффициентов необходимо определить матрицу дисперсий-ковариаций по формуле

$$DK = Dy \cdot (X^T \cdot X)^{-1}. \quad (3.6)$$

Доверительный интервал коэффициентов уравнения регрессии определяется по формуле

$$|\Delta b_i| = t_\alpha \cdot \sqrt{DK_i}, \quad (3.7)$$

где t_α – коэффициент Стьдента, при уровне значимости α=0,05 и числе степеней свободы $n_0–1$ (t_α =4,3) [274];

DK_i – элемент матрицы дисперсий-ковариаций, соответствующий коэффициенту в уравнении регрессии.

Вычисляются значения доверительных интервалов. Определяются статистически не значимые коэффициенты и исключаются из уравнения. Если коэффициенты по абсолютной величине меньше соответствующих доверительных интервалов, их можно признать статистически не значимыми и исключить из уравнения регрессии

Этап 9. Пересчитывают значения коэффициентов методом матричного вычисления.

Этап 10. Уточняют регрессионную математическую модель,

Этап 11. Анализируя полученное уравнение регрессии, для наглядности, строят графики поверхности отклика и графики линий уровня.

Этап 12. Для нахождения оптимальных значений факторов, необходимо взять частные производные от уравнения регрессии. Получают систему уравнений. Решая систему полученных уравнений, определяют экстремальные значения каждого фактора.

Этап 13. Зная все величины входящие в уравнение регрессии, определяют значение самой искомой функции при оптимальных значениях факторов.

Этап 14. Определяют абсолютную ошибку проведенного опыта по формуле (если возникает необходимость)

$$m = \frac{t_\alpha \cdot \sqrt{D_y}}{\sqrt{n_0}}, \quad (3.8)$$

где n_0 – количество повторностей в центре плана.

Методика решения локальных задач параметрической оптимизации позволяет получить регрессионные математические модели. Полученные регрессионные модели для разных условий, следует объединить одним гармоничным уравнением с помощью метода оптимизационного синтеза. Другими словами, это методика нахождение «оптимального решения», которая объединяет предыдущие результаты исследований по изучению влияния УДМ. Цель метода – получить векторно-целевую функцию (единую зависимость), которая объединит результаты исследований по решению задач локальной параметрической оптимизации.

Этапы проведения «оптимального решения» (блок 5, рисунок 3.1 *б*), включает в себя этапы нахождения векторно-целевой функции (рисунок 3.2).

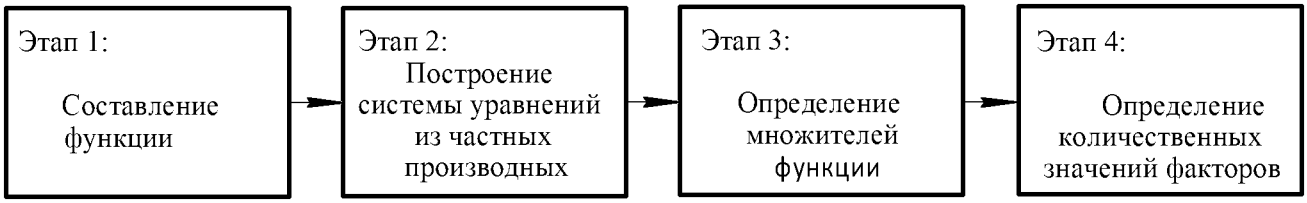


Рисунок 3.2 – Этапы нахождения векторно-целевой функции

Первый этап. Составление функции, из уравнений, содержащих несколько переменных, и уравнения связи.

Второй этап. Составление системы уравнений, состоящей из частных производных функции для определения стационарных точек и определение условного экстремума (условного компромисса).

Третий этап. Определение множителей функции, которые входят в основную целевую функцию (получение векторно-целевой функции). Этот этап предполагает работу с программной средой MATLAB. Необходимо выбрать значения множителей, при которых векторно-целевая функция оптимальна и удовлетворяет компромиссным условиям.

Четвертый этап. Определение количественных значений факторов, входящих в векторно-целевую функцию. Этап позволяет вычислить значения факторов, при которых функция не выходит за пределы области исследования.

Выполнение всех предыдущих шагов позволяет перейти к шагу «получения функции» (согласно этапам рисунка 3.2).

Выполнение всех шагов исследования позволило нам получить векторно-целевую функцию. Этап «Анализ функции» проводят с помощью разработанной программы, которая позволяет определить количественное значения величин коэффициентов и факторов входящих в векторно-целевую функцию, строить графики и перейти к завершающему шагу – «получения данных».

Ниже приведём подробно описание каждого шага проведения исследований по разработанному методу.

3.2. Комплекс моделей, описывающих трактор и внешнюю нагрузку

3.2.1. Описание обобщенных координат динамической и математической моделей серийного трактора и трактора с УДМ

Трактор представляет собой сложную динамическую систему «Двигатель-Силовая передача-Движитель-Опорная поверхность», работа которой происходит в условиях постоянно меняющихся внешних воздействий [240, 251, 371]. Воздействия носят случайный характер. К числу возмущающих постоянно действующих на трактор факторов, в первую очередь, надо отнести неровности поля, а во вторую очередь постоянно меняющую нагрузку на крюке. Постоянно меняющаяся нагрузка на крюке создает переменное сопротивление движению и повышенное нагружение валопровода силовой передачи. Внешние возмущения делают характер движения трактора сложным, вызывают колебания валопровода и требуют повышенных затрат на его передвижение. Из-за случайного характера воздействия на трактор его кинематические, энергетические и другие показатели также оказываются случайными.

Особенностью колесной машины является наличие неголономных (кинематических) связей [161, 286]. Эти связи выражаются зависимостью между скоростями точек системы, не сводящиеся к зависимости между её координатами. Уравнения таких связей не интегрируемы. Наличие неголономных связей требует особого подхода. Суть этого подхода в следующем: декомпозиция общей структуры системы на отдельные элементы подсистемы осуществляется путем отбрасывания неголономных связей и выделения их в одну отдельную подсистему или разные

подсистемы. При этом не стоит забывать, что уравнения неголономных связей содержат производные обобщенных координат всех выделенных подсистем, которые объединяют отдельные автономные подсистемы в единую систему. Рассматривая динамические системы с сосредоточенными параметрами, описываемые обыкновенными дифференциальными уравнениями, можно использовать законы Ньютона, уравнения Лагранжа и Гамильтона для их составления [161, 286].

Ходовые элементы и валопровод силовой передачи трактора вместе с рабочими органами машины являются своеобразными каналами, через которые проходят возмущающие воздействия. При прохождении через валопровод силовой передачи возмущения определенным образом видоизменяются в зависимости от его динамических качеств и поступают на двигатель (иначе можно сказать на «выход»). Для изучения динамической системы по методу «вход-выход» используют динамические модели. В реальных условиях трактор представляет собой динамическую систему со взаимосвязанными между собой «выходами». Учесть на входе всю гамму взаимосвязанных между собой возмущающих факторов, определить оператор, состоящий из отдельных преобразований для каждого возмущения, задача достаточно трудная и требует больших затрат сил и времени. Полная характеристика переходного процесса может быть получена при условии, если будут учтены все возмущающие факторы на «входе». В нашем случае входными параметрами будут считаться воздействия со стороны неровностей поля и меняющаяся нагрузка на крюке. Эти главные «возмутители» будут оказывать влияние на движение осей колес. Анализ выходных характеристик позволяет оценить трактор и наметить пути улучшения его конструктивных и других показателей.

Трактор необходимо рассматривать как сложную динамическую систему с учетом взаимодействия всех его звеньев, движение которых происходит под влиянием внешних возмущающих и управляющих воздействий, описываемых случайными функциями. Силовая передача трактора является колебательной системой, состоящей из маховых масс с упругими и диссипативными связями.

Для описания трактора, как технической системы приняты следующие обозначения обобщенных координат динамической и математической моделей:

φ_1 – угол поворота коленчатого вала двигателя, рад;

$\varphi_{фр}$ – угол поворота вала муфты сцепления, рад;

φ_2 – угол поворота первичного вала коробки передач, рад;

φ_3 – угол поворота вала главной передачи, рад;

φ_4 – угол поворота корпуса дифференциала, рад;

φ_5 , φ_6 – угол поворота полуосей левого и правого ведущего колеса, рад;

φ_7 , φ_8 – угол поворота левого и правого ведущего колеса, рад.

В моделях, описывающих трактор с УДМ, добавлены отдельные звенья упруго-демпфирующего механизма: планетарный механизм, пневмогидроаккумулятор (ПГА), элементы гидросистемы. Элементы упруго-демпфирующего механизма обозначены следующими обобщенными координатами:

$\varphi_к$ – угол поворота коронной шестерни планетарного редуктора, рад;

$\varphi_в$ – угол поворота водила планетарного редуктора, рад;

$\varphi_с$ – угол поворота центральной (солнечной) шестерни планетарного редуктора, рад.

Поступательно движущиеся элементы в модели обозначены:

x – положение координаты центра масс трактора по горизонтальной оси X, м;

z – положение координаты центра масс трактора по вертикальной оси Z, м.

Производные от обобщенных координат по времени представляют собой обобщенные скорости системы:

ω_1, ω_2, ω_3, ω_4, – угловые скорости, соответственно, коленчатого вала двигателя, первичного вала коробки перемены передач, вала главной передачи и корпуса дифференциала, $с^{-1}$;

ω_5, ω_6, – угловые скорости, соответственно, полуосей левого и правого борта конечной передачи трактора, $с^{-1}$;

ω_7, ω_8, – угловые скорости, соответственно, левого и правого ведущих колес трактора, $с^{-1}$.

Производные от поступательно движущиеся элементов в модели обозначены:

dx/dt – поступательная скорость координаты центра масс трактора по горизонтальной оси трактора (V_x), м/с.;

dz/dt – поступательная скорость координаты центра масс трактора по вертикальной оси трактора (V_z), м/с.

Обобщенные скорости элементов упруго-демпфирующего механизма:

$\omega_к$ – угловая скорость коронной шестерни планетарного редуктора, $с^{-1}$;

$\omega_с$ – угловая скорость центральной шестерни планетарного редуктора, $с^{-1}$;

$\omega_в$ – угловая скорость водила планетарного редуктора, $с^{-1}$.

Движение трактора происходит в результате совместного действия следующих моментов и сил: крутящего момента двигателя, развиваемого двигателем трактора – M_1 , Н×м; момента трения муфты сцепления – $M_{фр}$, Н×м; момента упругих и диссипативных сил связи в коробке перемены передач трактора – M_2, Н×м; момента упругих и диссипативных сил связи в главной передаче трактора – M_3, Н×м; момента упругих и диссипативных сил связи в дифференциале трактора – M_4, Н×м; момент на диске левого и правого ведущих колёс соответственно – M_5 и M_6 , Н×м; момента закручивания шины левого и правого колёс соответственно – M_7 и M_8 , Н×м; крутящего момента, обусловленного упругостью и демпфированием в шине – $M_ш$, Н×м; усилиями в контакте отпечатка шины $T(\lambda)$, Н; сопротивления на крюке трактора от рабочей машины – $P_с$, Н [134, 240, 251, 289].

Вращающиеся валы силовой передачи и некоторые поступательно движущиеся массы в модели имеют следующие обозначения:

J_1 , J_2 , J_3 , J_4 – моменты инерции двигателя, коробки перемены передач, главной передачи и дифференциала, кг×м^2;

J_5 , J_6 , – моменты инерции бортовых редукторов конечной передачи правого бортов трактора, кг×м^2;

J_7 , J_8; – моменты инерции правого и левого колёс, кг×м^2;

$m_{тр}$ – поступательно движущийся центр масс трактора вместе с рабочей машиной, кг.

Элементы упруго-демпфирующего механизма:

J_K – момент инерции коронной шестерни планетарного механизма, кг×м^2;

$J_в$ – момент инерции водило планетарного механизма, кг×м^2;

J_c – момент инерции центральной (солнечной) шестерни планетарного механизма и вращающихся элементов привода масляного насоса, кг×м^2.

С целью обеспечения физического подобия динамической модели реальному сельскохозяйственному трактору, в ней при расчёте сил и моментов учитывается сухое и вязкое трение в силовой передаче k_2, окружное $\mu_к$, радиальное μ_z и горизонтальное μ_x демпфирование (диссипацию) в шинах; жёсткость силовой передачи c_2, окружную $c_к$, радиальную c_z и продольную c_x жёсткости шины. Буксование движителей трактора, которое оказывает существенное влияние на показатели движения, учитывается коэффициентом буксования δ. Продольную деформацию пневматической шины, являющейся обобщенной координатой, обозначаем – λ, м.

Для соблюдения динамического подобия реального трактора представленной модели, необходимо при расчете сил и моментов учитывать сухое и вязкое трение в силовой передаче, жесткость силовой передачи и шины, буксование движителей, характеризуемые, соответственными коэффициентами:

C_c, α_c – жесткость и коэффициент демпфирования пневмогидроаккумулятора;

C_2, k_2 – жесткость и коэффициент демпфирования коробки передач, приведенные к ведомому валу муфты сцепления;

$C_{кп}$, $k_{кп}$ – жесткость и коэффициент демпфирования главной передачи, приведенные к ведомому валу муфты сцепления;

C_{21}, $k_{п21}$ – жесткость и коэффициент демпфирования конечной передачи левого борта, приведенные к ведомому валу муфты сцепления;

C_{22}, $k_{п22}$ – жесткость и коэффициент демпфирования конечной передачи правого борта, приведенные к ведомому валу муфты сцепления;

C_x, k_x – тангенциальная жесткость и коэффициент демпфирования шины;

C_z, k_z – радиальная жесткость и коэффициент демпфирования шины.

Описание процесса работы трактора позволит определить параметры и режимы его работы с различным прицепным или навесным сельскохозяйственным орудием. Опираясь на исследования [122, 134, 251, 285, 286, 289], необходимо определить такие параметры, при которых будет обеспечиваться максимальная

производительность при экономичном расходовании топлива. Значения постоянных коэффициентов, являющихся конструктивными параметрами трактора приведены в таблице Б.1.1 и в таблице Б.1.2 приложения Б.

3.2.2. Динамическая модель серийного трактора и внешней нагрузки

При исследовании динамики мобильной энергетической машины (МЭС), такой как трактор, обычно составляют динамическую модель, заменяющую реальный МЭС или трактор. Вращающиеся элементы трактора заменяют эквивалентными маховиками. Моменты инерции этих маховиков, выбираются из условия равенства кинетической энергии. Схема функционирования реального колесного трактора в агрегате с рабочими машинами, приведена на рисунках 3.3-3.6.

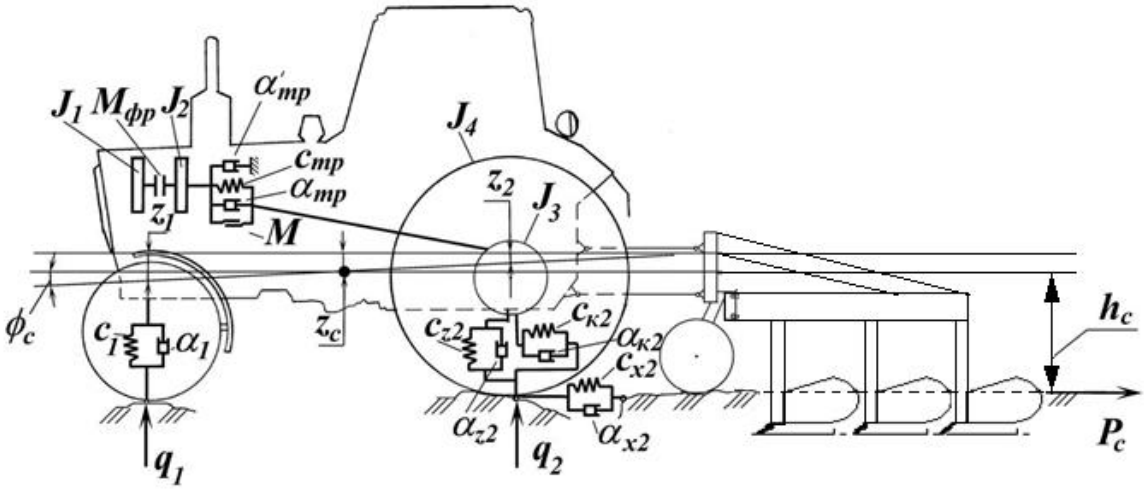


Рисунок 3.3 – Схема функционирования серийного трактора в агрегате с плугом

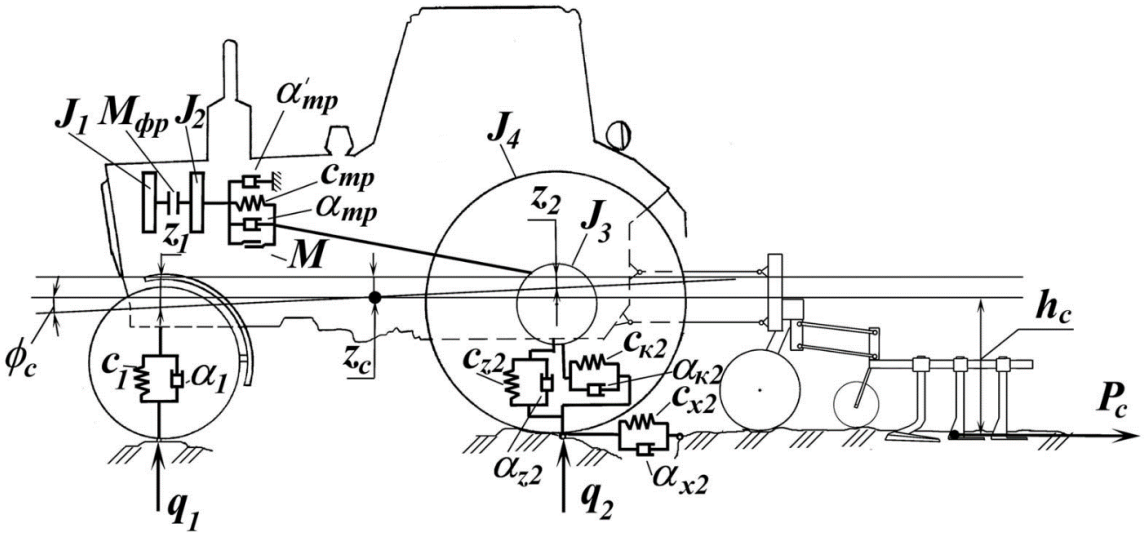


Рисунок 3.4 – Схема функционирования серийного трактора в агрегате с культиватором

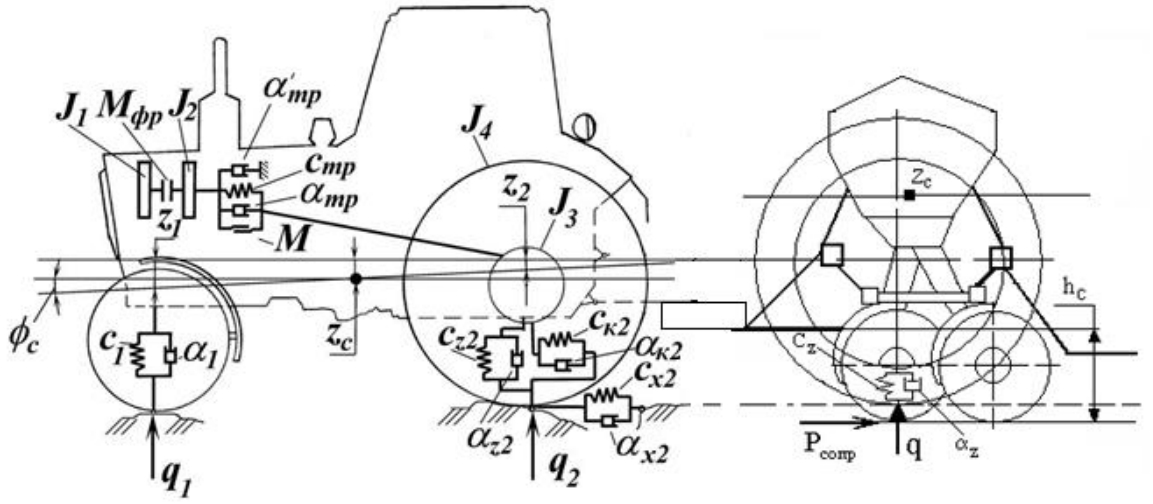


Рисунок 3.5 – Схема функционирования серийного трактора в агрегате с сеялкой

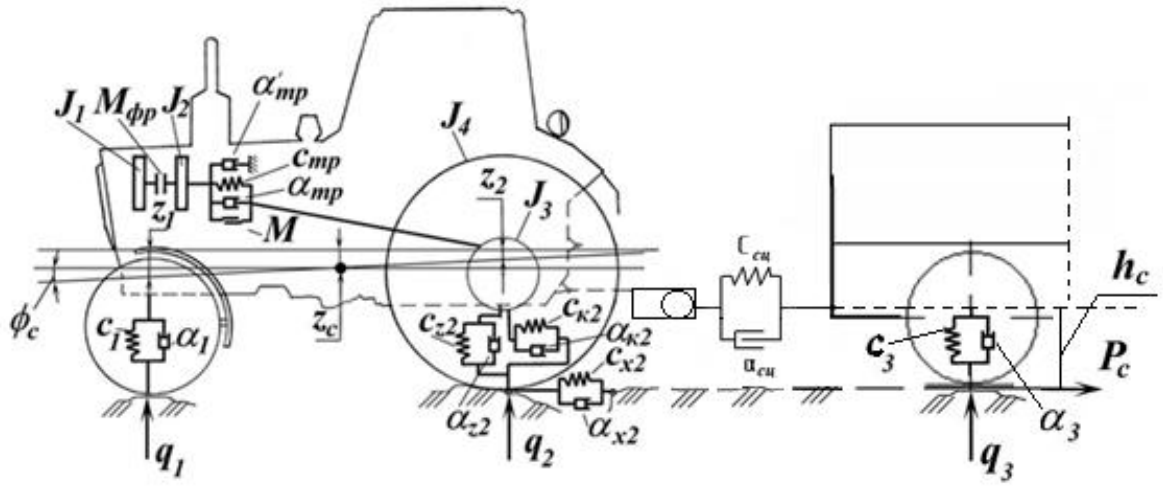


Рисунок 3.6 – Схема функционирования серийного транспортно-технологического агрегата

Схема функционирования представляет собой схематичное изображение трактора и машины, с которой он агрегатируется. Это позволяет наглядно представить расположение замененных элементов.

Математическую модель реального колесного трактора моноблочной компоновки легче составлять на основании динамической модели. На основании работ [139, 286] была разработана динамическая модель серийного трактора, которая представлена на рисунке 3.7.

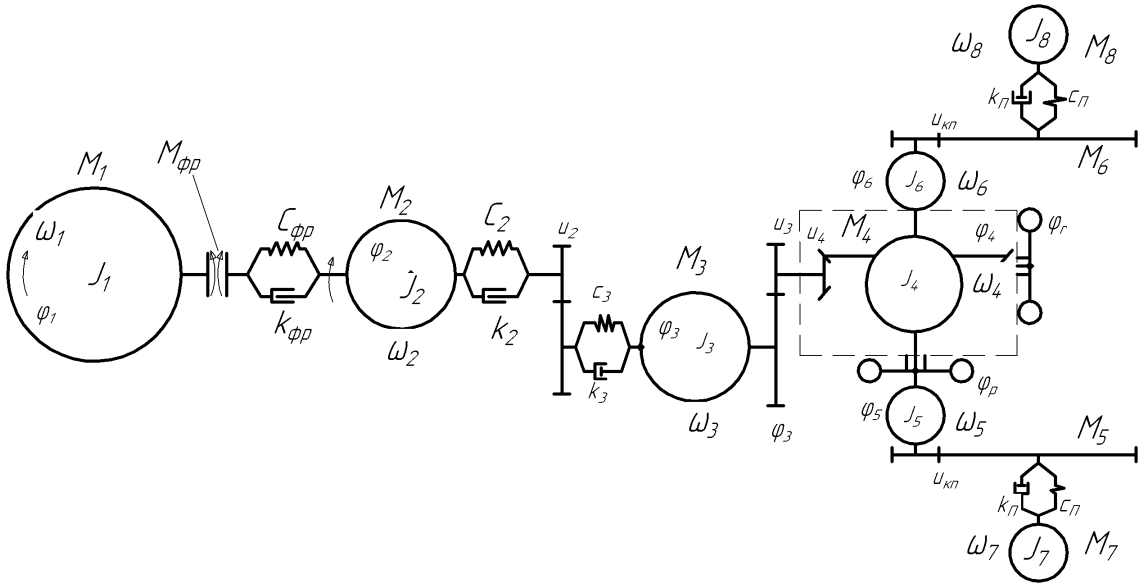


Рисунок 3.7 – Схема динамической модели силовой передачи эквивалентная трактору серийного исполнения

Моделируя процесс трогания трактора, производят разбиение на фазы: первая фаза разгона (когда диски муфты сцепления буксуют и угловая скорость коленчатого вала ω_1 не равна угловой скорости первичного вала силовой передачи ω_2) и вторая фаза разгона при выравнивании угловых скоростей ($\omega_1 = \omega_2$.). Для каждой фазы составляется своя система уравнений. Объединить две системы в одну можно с помощью дискретной функции состояния, описанной подробно в работе профессора В.П. Тарасика [285]. Параметры, описывающие движение элементов модели, приведены в параграфе 3.2.1.

3.2.3. Динамическая модель трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче и внешней нагрузки

Ранее указано о том, что трактор необходимо рассматривать как сложную динамическую систему с учетом взаимодействия всех его звеньев, движение которых происходит под влиянием внешних возмущающих воздействий [66, 100, 101]. Схему функционирования трактора с УДМ в силовой передаче можно представить, как показано на рисунках 3.8-3.11. В эту схему добавлен, устанавливающий две степени свободы, планетарный механизм [122, 134, 251, 285, 286, 289]. Параметры, описывающие движение элементов модели, приведены в параграфе 3.2.1.

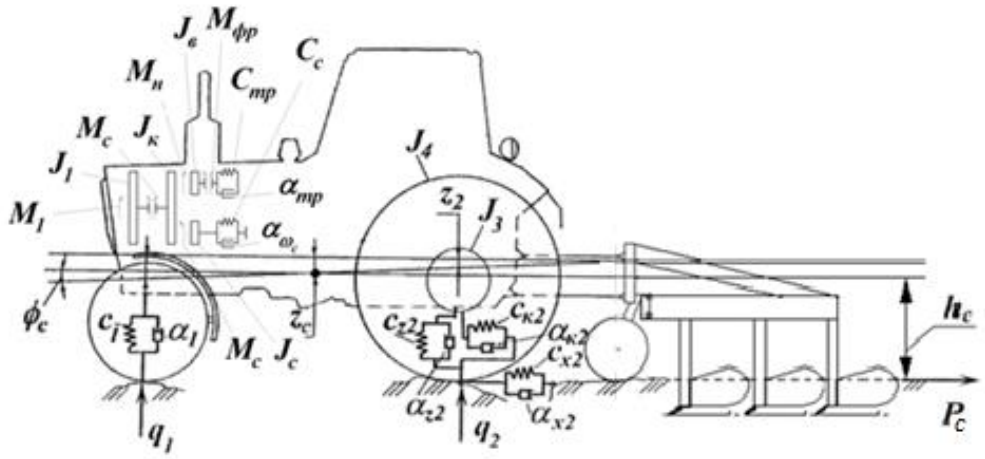


Рисунок 3.8 – Схема функционирования трактора с УДМ в силовой передаче в агрегате с плугом

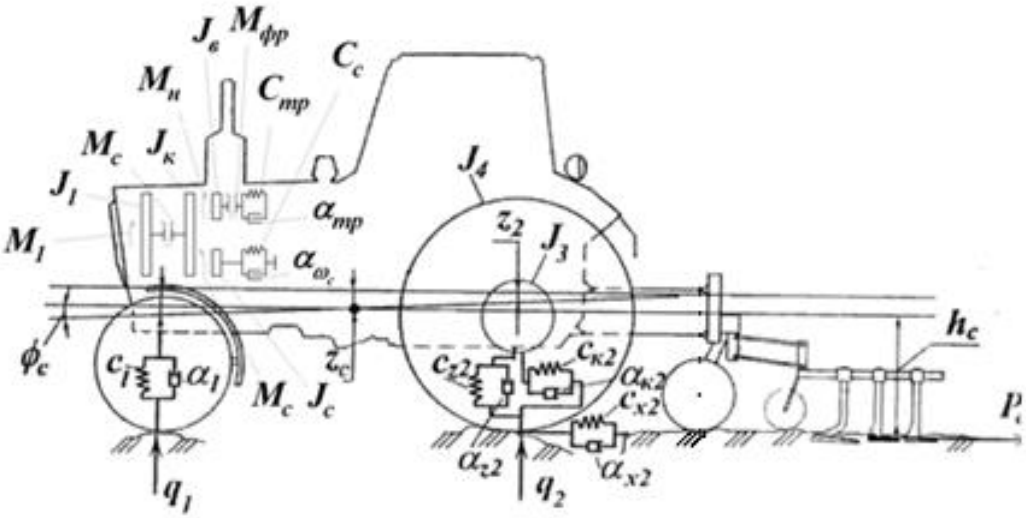


Рисунок 3.9 – Схема функционирования трактора с УДМ в силовой передаче в агрегате с культиватором

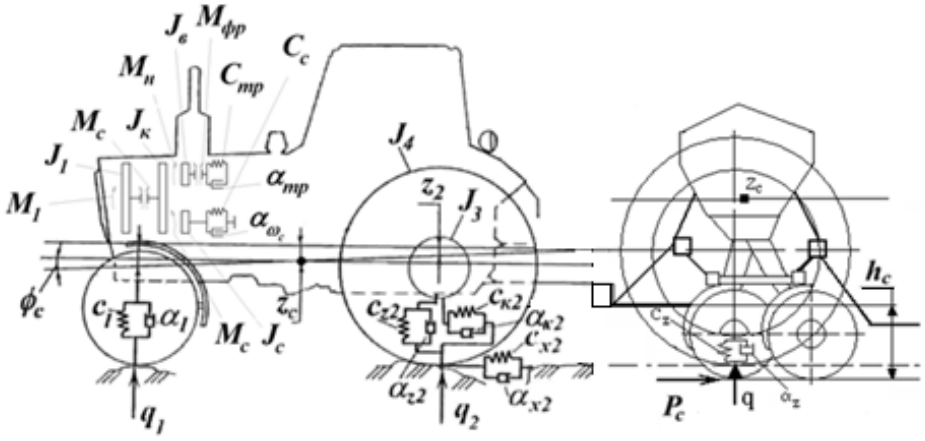


Рисунок 3.10 – Схема функционирования трактора с УДМ в силовой передаче в агрегате с сеялкой

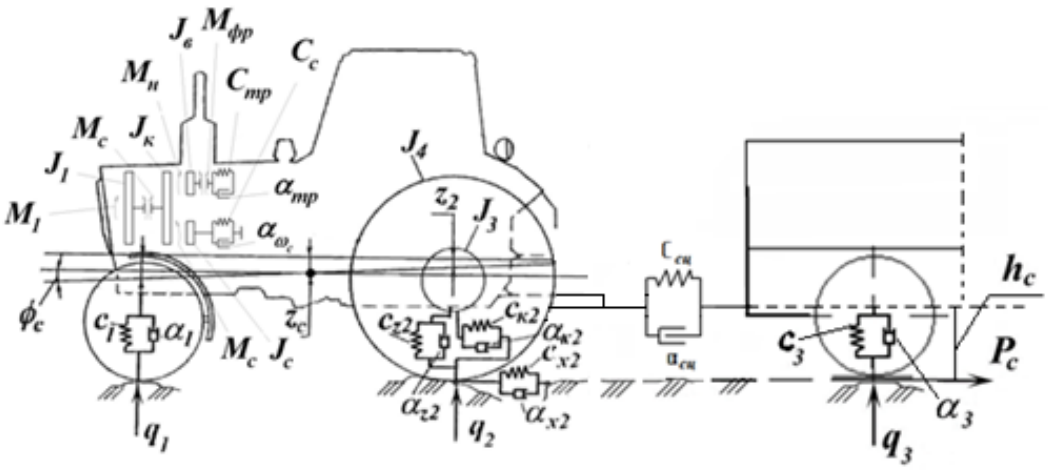


Рисунок 3.11 – Схема функционирования трактора с УДМ в силовой передаче в агрегате с транспортным прицепом

Схема динамической модели силовой передачи трактора с УДМ в общем виде показана на рисунке 3.12.

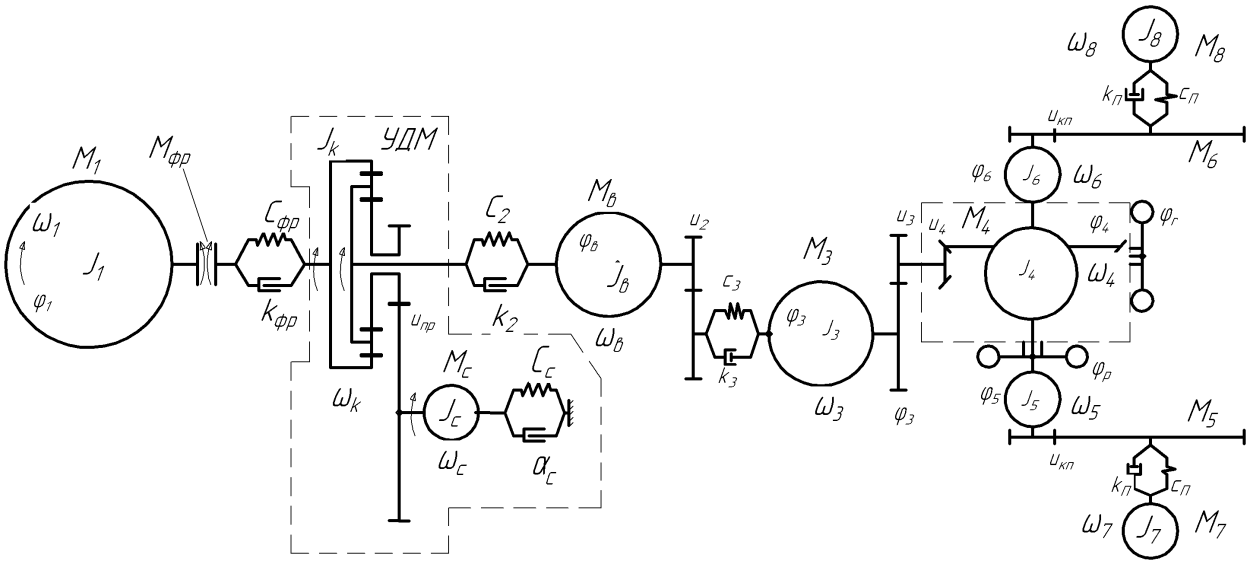


Рисунок 3.12 – Схема динамической модели крутильно-колеблющейся системы силовой передачи, эквивалентная трактору с УДМ

Дифференциальные уравнения, описывающие с учетом всех факторов поведение звеньев динамической модели (двигателя, силовой передачи, главной передачи, ведущего колеса и нагрузки), являются уравнениями движения трактора с высокой вероятностью близкие к реальным условиям эксплуатации [134, 240, 251, 289].

3.3. Системы дифференциальных уравнений, описывающих движение трактора. Математические модели конструктивных элементов трактора

3.3.1. Математическая модель двигателя и регулятора

Установившийся режим работы ДВС характеризуется постоянством угловой скорости коленчатого вала при заданном уровне нагрузки. Поддержание такого режима возможно при условии равенства крутящего момента $M_{1,}$ развиваемого двигателем, моменту сопротивления внешних сил M_c [134, 203, 289, 292, 251, 240, 314].

$$M_1 = M_c \,, \tag{3.9}$$

где M_c – момент сопротивления внешних сил, включая перекатывание на ведущих колесах, Н×м.

При введении в систему возмущения в виде приращения момента сопротивления равновесное состояние системы нарушается. Возникающая разность моментов вызывает ускорение или замедление вращения коленчатого вала, вследствие чего возникают инерционные силы.

$$J_1 \frac{\mathrm{d}\omega_1}{\mathrm{dt}} = \mathrm{M}_1 - \mathrm{M}_\mathrm{C} \,. \tag{3.10}$$

Характеристика крутящего момента двигателя и удельного расхода топлива можно представить уравнениями регрессии [89, 240, 251, 292, 314]

$$M_1 = a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2 + a_3 \cdot h_p + a_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + a_5 \cdot h_p{}^2 ; \tag{3.11}$$

$$g_e = b_0 + b_1 \cdot \omega_1 + b_2 \cdot \omega_1^2 + b_3 \cdot h_p + b_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + b_5 \cdot \omega_1 \cdot h_p{}^2 \,, \tag{3.12}$$

где a_i , b_i – коэффициенты регрессии;

h_p – отклонение рейки топливного насоса от положения, соответствующего номинальной подаче топлива, мм.

Движение рейки топливного насоса, оснащенного регулятором прямого действия, характеризуется движением муфты регулятора. Отклонение рейки топливного насоса от равновесного состояния определяется зависимостью [203, 251, 240, 305]:

$$h_p = 3{,}57 \cdot z \,, \tag{3.13}$$

где z – перемещение муфты регулятора, мм.

Ускорение муфты регулятора определяется зависимостью

$$\frac{d^2z(t)}{dt^2} = \frac{1}{m_p}[-\alpha_p \frac{dz(t)}{dt} - c_p z(t) + \frac{A(z)}{i_p^2}\omega_1^2 - F(\gamma)] \ , \qquad (3.14)$$

где A(z) – коэффициент поддерживающей силы;

F(γ) – усилие затяжки пружины регулятора, зависящее от угла поворота рычага управления регулятором γ;

m_p – приведенная к муфте масса элементов регулятора связанная с рычагами;

$\alpha_р$ – коэффициент вязкого трения в регуляторе;

$C_р$, – приведённая муфте жесткость пружин регулятора;

i_p – передаточное число привода вала регулятора.

Пренебрегая силами инерции в регуляторе двигателя, движение муфты регулятора описывается системой уравнений с учетом ограничений:

$$\alpha_p \cdot \frac{dz}{dt} + C_p \cdot z = \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_1^2 - F(\gamma), \quad \text{при } z \le z_H \ ; \qquad (3.15)$$

$$\alpha_p \cdot \frac{dz}{dt} + C_к \cdot z = \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_1^2 - F_{ко}, \quad \text{при } z \ge z_H \ ,$$

где $z_н$ – положение муфты регулятора, соответствующее номинальной подаче топлива, мм;

$F_{ко}$ – начальное усилие затяжки пружины корректора;

$C_р$, $C_к$ – приведенные к муфте жесткости пружин регулятора и корректора, соответственно;

$F_{ко}$ – начальное усилие затяжки пружины корректора.

3.3.2. Математическая модель фрикционной муфты сцепления

В начальный период трогания и разгона при включении муфты сцепления, когда существует разность угловых скоростей ведущего ω_1 и ведомого ω_2 дисков, моментом сопротивления M_c является момент трения фрикциона $M_{фр}$. Величина момента трения фрикциона зависит от геометрических размеров, материала поверхностей трения и с достаточной точностью описывается зависимостью вида [203, 240, 251]

$$M_{фр} = n \cdot P_{пр} \cdot r_{ср} \cdot (1 - e^{-k_{м1} \cdot t}) \cdot (\mu_{\max} - \Delta\mu \cdot (1 - e^{-k_{м2} \cdot (\omega_1 - \omega_k)})), \qquad (3.16)$$

где n – число пар поверхностей трения;

$P_{пр}$ – показатель, учитывающий максимальное усилие сжатия дисков пружинами муфты сцепления и жесткость демпферных пружин;

$r_{ср}$ – средний радиус дисков;

t – время включения фрикциона;

$k_{м1}$ – показатель экспоненты нарастания усилия полученный экспериментальным путем;

$k_{м2}$ – показатель экспоненты изменения коэффициента трения полученный экспериментальным путем;

μ_{max} – максимальное значение коэффициента трения;

$\Delta\mu$– относительное изменение коэффициента трения.

3.3.3. Математическая модель силовой передачи трактора

Силовая передача трактора характеризуется приведенным к ведомой части ведущего вала коробки перемены передач коэффициентами жесткости $C_{тр} = C_2$, $C_{кп}$, $C_{п21}$, $C_{п22}$ и вязкого трения $k_{тр} = k_2$, $k_{кп}$, $k_{кп21}$, $k_{кп22}$. Движение масс силовой передачи с учетом начальных условий ($\omega_2 = \omega_3 = 0$) опишем (опираясь на динамическую модель) следующим уравнением [197, 203, 240, 251, 285, 286]

$$\mathrm{J}_2 \cdot \frac{\mathrm{d}\omega_2}{\mathrm{dt}} = M_{фр} - (M_2 + \alpha'_{тр} \cdot \omega_2), \tag{3.17}$$

где $M_2 = M_{упр}$ – момент упругой связи в силовой передаче, учитывающий ее упругость, демпфирование и сухое трение;

$\alpha'_{тр} \cdot \omega_2$ – параметр, характеризующий потери на вязкое трение при равномерном вращении деталей силовой передачи.

Величина момента M_2 в общем случае зависит от угла закручивания вала, на концы которого действуют ведущий момент и момент сопротивления.

Применительно к рассматриваемой динамической модели имеем:

$$M_2 = M_{упр} = C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + k_2 \cdot (\omega_2 - i_{г.п} \cdot \omega_{гл.п.}), \tag{3.18}$$

где C_2=$C_{тр}$– жесткость силовой передачи;

$i_{кп}$ – передаточное число силовой передачи;

$k_{кп}$ – коэффициент вязкого трения силовой передачи.

С учетом (3.18) уравнение (3.17) можно представить в следующем виде:

$$J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{фр} - (C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + k_2 \cdot (\omega_2 - i_{r.n} \cdot \omega_{r.n.}) + \alpha'_{тр} \cdot \omega_2), \quad (3.19)$$

где $\omega_{гл.п.} = \omega_3$ – угловая скорость вращения главной передачи ведущего моста трактора.

$i_{гл.п.}$ – параметр, характеризующий передаточное число главной передачи.

3.3.4. Математическая модель планетарного редуктора как части упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора

Планетарный механизм в переходном режиме имеет две степени свободы и является фактически дифференциальным механизмом. Его движение будет описано, если провести анализ сил и скоростей. На рисунке 3.13 показаны планы сил и скоростей планетарного механизма при разгоне. Эти исследования опубликованы во многих работах, в числе которых и работы автора диссертации [122, 197, 203, 240, 251, 284, 285, 286]. Однако, для лучшего понимания, приведём описание в этом параграфе.

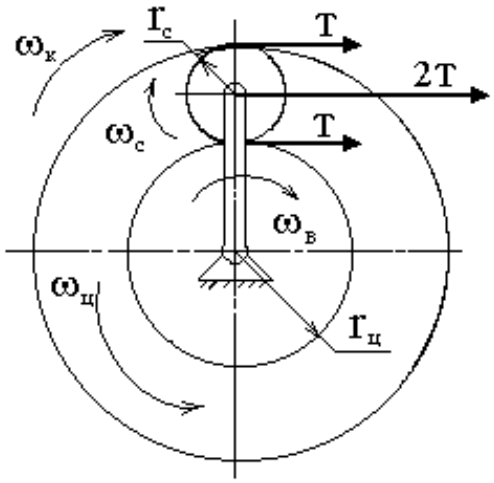


Рисунок 3.13 – Планы сил и скоростей планетарного механизма при разгоне [251]

На основании рисунка 3.13 показывающего распределение окружных усилий, приложенных к планетарному редуктору УДМ, пренебрегая инерционными моментами сателлитов, так как массы их значительно меньше основных элементов планетарного редуктора, запишем:

$$M_1 = M_к = T \cdot (2r_c + r_ц);$$
$$M_в = 2T \cdot (r_c + r_ц); \quad , \tag{3.20}$$
$$M_ц = T \cdot r_ц \quad .$$

где Т – сила, действующая на сателлиты;

r_c , $r_ц$ – радиусы сателлитов и центральной (солнечной) шестерни соответственно.

С другой стороны, момент на центральной шестерне $M_ц$ и давление масла $P_н$, создаваемое насосом при установившемся движении, связаны зависимостью:

$$M_ц = P_н \cdot V_н \cdot \kappa_{под}, \tag{3.21}$$

где $V_н$ – рабочий объем насоса;

$\kappa_{под}$ – коэффициент подачи масляного насоса.

Таким образом, из анализа выражений (3.20), (3.21), и с учетом моментов инерции элементов насоса $J_{прн}$, приведенных к центральной шестерне, следует:

$$J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = M_k - T \cdot (2 \cdot r_c + r_ц);$$
$$J_{прн} \cdot \frac{d\omega_ц}{dt} = T \cdot r_ц - P_н \cdot V_н \cdot \kappa_{под}; \tag{3.22}$$
$$J_в \cdot \frac{d\omega_в}{dt} = 2T \cdot (r_c + r_ц) - M_2 \ .$$

где $J_{прн}$ – инерционный момент вращающихся масс, приведенных к центральной (солнечной) шестерне.

Для описания движения вращающихся частей планетарного механизма уравнения (3.22) необходимо дополнить уравнением кинематической связи в механизме при переходном процессе.

Из условия баланса мощностей имеем:

$$N_k = N_ц + N_в, \tag{3.23}$$

где N_k – мощность, передаваемая на коронную шестерню;

$N_ц$ – мощность, передаваемая на центральную шестерню (солнечную);

$N_в$ – мощность, передаваемая на водило планетарного редуктора.

или

$$M_к \cdot \omega_к = M_ц \cdot \omega_ц + M_в \cdot \omega_в. \tag{3.24}$$

где $M_к$ – момент, передаваемая на коронную шестерню;

$M_ц$ – момент, передаваемая на центральную (солнечную) шестерню;

$M_в$ – момент, передаваемая на водило планетарного редуктора;

$\omega_к$ – угловая скорость коронной шестерни;

$\omega_ц$ – угловая скорость центральной (солнечной) шестерни;

$\omega_в$ – угловая скорость водило планетарного редуктора.

Подставив данные из выражения (3.20) в (3.24), получим:

$$T \cdot (2r_c + r_ц) \cdot \omega_к = T \cdot r_ц \cdot \omega_ц + 2T \cdot (r_c + r_ц) \cdot \omega_в . \quad (3.25)$$

Разделив правую и левую части выражения (3.25) на T и выразив $\omega_к$ получим выражение кинематической связи:

$$\omega_к = \frac{r_ц \cdot \omega_ц + 2(r_c + r_ц) \cdot \omega_в}{2r_c + r_ц} . \quad (3.26)$$

3.3.5. Математическая модель пневмогидроаккумулятора и дросселя демпфирующей части упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора

Пневмогидроаккумулятор (ПГА), схематично изображён на рисунке 3.14. Он представляет собой цилиндр, который имеет воздушную и масляную полости, разделенные поршнем [53, 54, 55, 197, 203, 240 , 251, 285, 286].

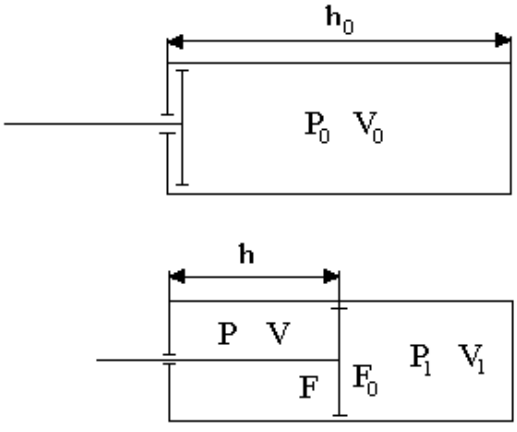


Рисунок 3.14 – Схема ПГА при двух положениях поршня [251]

Обозначим давления до дросселя (от насоса) и после дросселя (в ПГА) соответственно $P_н$ и P. Тогда уравнение расхода масла $Q_{др}$ через дроссель сечением $F_{др}$ выразим, используя формулу Бернулли [53, 54, 55, 240, 251]:

$$Q_н = Q_{др} = \nu \cdot F_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\gamma}(P_н - P)};$$
$$Q_н = V_н \cdot \frac{\omega_н}{2\pi}, \tag{3.27}$$

где ν – коэффициент истечения и сжатия струи масла;

$V_н$ – объём масляного насоса, м^3;

P – давление в масляной полости ПГА, м^3;

$\omega_н$ – угловая скорость вала привода насоса;

γ – плотность масла.

При закрытом предохранительном клапане расход масла через дроссель определится перемещением поршня ***h*** пневмогидроаккумулятора и площадью ***F***:

$$Q_{др} = F \cdot \frac{dh}{dt} = \frac{V_н}{2\pi} \cdot \omega_н . \tag{3.28}$$

Если давление в нагнетательной магистрали достигает максимального значения, то расход масла будет осуществляться через предохранительный клапан, в результате чего с достаточной точностью можно принять при $P_н = P_{max}$:

$$Q_{др} = 0, \quad \frac{dh}{dt} = 0 ;$$
$$Q_н = \nu \cdot F_{кл} \cdot \sqrt{\frac{2}{\gamma}(P_{\max} - P_{сл})} , \tag{3.29}$$

где $F_{кл}$ – сечение предохранительного клапана,

$P_{сл}$ – давление масла на сливе.

Основанием для этого допущения является приведенный ниже расчет зависимости перемещения поршня от давления в ПГА, обусловленный изотермическим процессом. Процесс, который протекает в ПГА, можно отнести к изотермическому потому, что объем ПГА достаточно велик, а скорость поршня относительно мала.

Учитывая предварительное сжатие воздуха в ПГА до давления P_o и начальный объем воздушной полости $V_o = F_o \cdot h_o$, с учетом $V_1 = F_o \cdot \Delta h$ и объема масляной полости $V = F \cdot h$ (рисунок 3.14), получим уравнение изотермы

$$(P_0 + P_{атм}) \cdot V_0 = (P_1 + P_{атм}) \cdot V_1 , \tag{3.30}$$

где P_o – начальное давление воздушной полости ПГА, Па;

V_o – начальный объём воздушной полости ПГА, м^3;

F_o – площадь поршня ПГА со стороны воздушной полости, м^3;

P_1 – текущее давление воздушной полости ПГА, Па;

$P_{атм}$ – давление атмосферы, Па.

Откуда

$$P_1 = \frac{P_0 \cdot h_0 + P_{атм} \cdot h}{h_0 - h}, \tag{3.31}$$

и, значит, избыточное давление масла с учётом равенства сил, действующих на поршень от давлений P и P_1 (рисунок 3.14), получим уравнение:

$$P \cdot F = P_1 \cdot F_0 \ , \tag{3.32}$$

Инерционными силами поступательных масс ПГА и силами вязкого трения в нем, вследствие их малости, пренебрегаем. Тогда уравнение ПГА запишется в следующем виде

$$P = \frac{(P_0 \cdot h_0 + P_{атм} \cdot h)}{(h_0 - h)} \cdot \frac{F_0}{F}, \tag{3.33}$$

где, на основании выражения (3.28) получаем

$$h = \frac{V_н}{2\pi F} \cdot \int \omega_н dt \, . \tag{3.34}$$

3.3.6. Математическая модель ведущего моста и главной передачи

Математическая модель ведущего моста колесного трактора начинается с составления динамической модели, подробно описанной в книге Ивана Павловича Ксеневича [140]. Необходимо просто адаптировать её под конкретные условия наших исследований. Динамическая модель ведущего моста с центральной главной передачей показана на рисунке 3.15 [140].

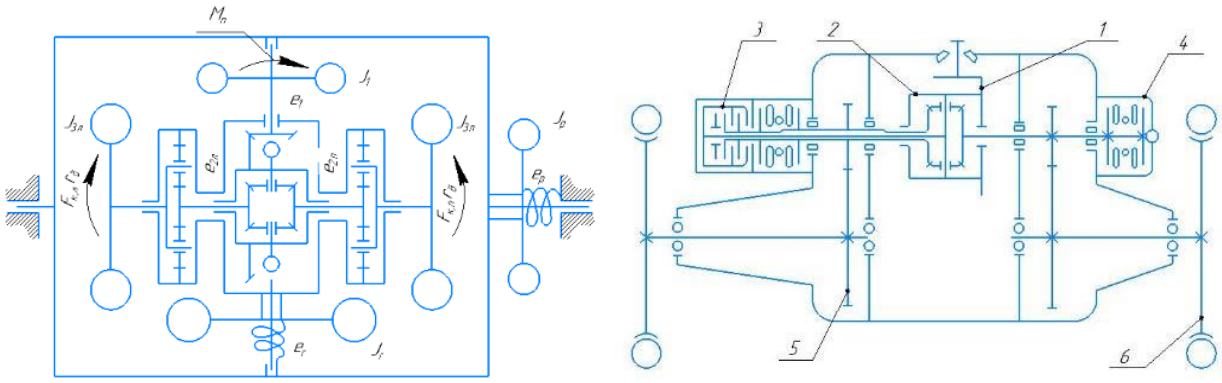
Для упрощения уравнений, демпфирование в узлах силовой передачи, расположенных в корпусе ведущего моста, не учитывается. Приняты следующие обозначения:

J_p, J_r, e_p, e_r – моменты инерции и крутильные податливости реактивных элементов (индекс «p» или «r» указывает, что маховая масса совершает колебания, а упругое звено (вал) закручивается в продольной или поперечной плоскости трактора);

φ_i – угол поворота маховой массы с моментом инерции J_i;

m_i – масса элемента с моментом инерции J_i;

a_{pi} и a_{ri} – расстояние от центра инерции i-й массы до оси качания, проходящей перпендикулярно соответственно продольной и поперечной плоскостям.



а) *б)*

а) динамическая модель заднего б) кинематическая схема;
1 – главная передача; 2 – межколёсный дифференциал; 3 – муфта блокировки;
4 – дисковый тормоз; 5 – конечная передача; 6 – колесо.

Рисунок 3.15 – Динамическая модель и кинематическая схема заднего ведущего моста трактора [140]

Уравнения движения элементов динамической схемы ведущего моста с разнесённой главной передачей (рисунок 3.15) в общем случае имеет вид

$$J_{\text{р}} = J_{\text{р1}} + \sum m_i a_{pi}^2; \quad J_r = J_{r1} + \sum m_i a_{ri}^2; \tag{3.35}$$

$$\begin{gathered} J_{\text{г.п.}}\ddot{\varphi}_{\text{г.п.}} = M_{knn} - M_{\text{г.п.}}; \\ J_{\text{д}}\ddot{\varphi}_{\text{д}} = M_{\text{г.п.}} u_{\text{г.п}} \eta_{r.\text{п}} - M_{\text{д}}; \\ J_{\text{зл}}\ddot{\varphi}_{\text{зл}} = \frac{1}{2} M_{\text{д}} \cdot u_{\text{к.п}} \cdot \eta_{\text{к.п}} - F_{\text{к.л}} r_{\text{д}}; \\ J_{\text{зп}}\ddot{\varphi}_{\text{зп}} = \frac{1}{2} M_{\text{д}} \cdot u_{\text{к.п}} \eta_{\text{к.п}} - F_{\text{к.п}} r_{\text{д}}; \\ J_{\text{р}}\ddot{\varphi}_{\text{р}} = -(M_{\text{г.п.}} - (1 - u_{r.\text{п}}\eta_{r.\text{п}}) M_{\text{д}} + M_{\text{р}}); \\ J_r \ddot{\varphi}_r = M_{\text{г.п.}} - M_r \ , \end{gathered} \tag{3.36}$$

где M_{knn} – момент, подводимый к мосту;

$M_{\text{г.п.}}$ – момент главной передачи.

$$M_{\text{г.п.}} = (\varphi_{\text{к.п.п.}} - \varphi_{\text{г.п}} u_{r.\text{п}} + \varphi_{\text{р}} u_{r.\text{п}} - \varphi_r)/e_1 \ , \tag{3.37}$$

где $\varphi_{\text{р}}$ и φ_r – углы поворота маховых масс с моментами инерции $J_{\text{р}}$ и J_r), определяемые формулами (3.35):

$u_{r.\text{п}}$ – передаточное число главной передачи;

$u_{\text{к.п}}$ – передаточное число конечной (бортовой) передачи;

e_1– податливость деталей главной передачи, (Н×м)$^{-1}$.

$$e_1 = e_{\text{вщ}} + e_{\text{вд}} u_{r.\text{п}}^2 , \tag{3.38}$$

где $e_{\text{вщ}}$ и $e_{\text{вд}}$ – податливости ведущей шестерни с валом и зубчатого зацепления шестерен главной передачи;

$\eta_{r.\text{п}}$ – КПД главной передачи;

$\eta_{\text{к.п}}$ – КПД конечной передачи;

$M_{\text{д.}}$ – момент на корпусе дифференциала.

$$M_{\text{д}} = \frac{(\varphi_{\text{д.}} - u_{r.n.}(\varphi_{k.\text{л.}} + \varphi_{k.\text{п.}}) \cdot \frac{1}{2} - (1 - u_{k.n.}\eta_{k.n}) \cdot \varphi_{\text{р}}}{(e_{2.\text{л}} + e_{2.n}) \frac{1}{4}} , \tag{3.39}$$

где, $\varphi_{\text{кл}}$ и $\varphi_{\text{кп}}$ – углы поворота левого и правого ведущих колес (маховых масс) с моментами инерции $J_{\text{3л}}$ и $J_{\text{3п}}$;

$e_{2\text{л}}$ и $e_{2\text{п}}$ – крутильные податливости левой и правой полуосей;

$J_{\text{3л}}$ и $J_{\text{3п}}$ – моменты инерции левого и правого ведущих колес;

$F_{\text{к.л}}$ и $F_{\text{к.п}}$ – касательные силы тяги, развиваемые левым и правым ведущими колесами.

$$F_{\text{к.л}} = \text{C}_{\text{х.л.}} \cdot \lambda; \; F_{\text{к.п}} = \text{C}_{\text{х.п.}} \cdot \lambda , \tag{3.40}$$

где C_{xn} ; C_{xn} – коэффициенты продольной жесткости в шине правого и левого колеса соответственно;

$\boldsymbol{\lambda}$ – продольная деформация шин ведущих колес;

$r_{\text{д}}$ – динамический радиус ведущих колес.

$$M_{\text{р}} = \varphi_{\text{р}} / e_{\text{р}} \; ; \; M_r = \varphi_r / e_r . \tag{3.41}$$

$J_{\text{кол}} = J_{\text{3л}} + J_{\text{3п}}$ – суммарный момент инерции ведущих колес моста;

$\varphi_{\text{кол}} = \varphi_{\text{3л}} = \varphi_{\text{3п}}$ – угол поворота ведущих колес;

$F_{\text{кол}} = F_{\text{к.л}} + F_{\text{к.п}}$ – касательная сила тяги ведущего моста.

3.3.7. Математическая модель колесного движителя

Несмотря на то, что движение трактора в составе агрегата по полю часто описывается как плоскопараллельное (где каждая точка движется в продольной плоскости параллельно некоторой неподвижной плоскости), а колёса трактора (с левой

и правой сторон) считаются катящимися по одинаковым микронеровностям, в реальности это не совсем так. Как отмечено в работе [100], это допущение может привести к неточностям в расчётах при моделировании и анализе движения. Под микронеровностями поля понимают такие неровности, которые возникают в контакте колес движущегося трактора в каждый заданный момент времени. Необходимо также учитывать воздействие на колеса активных неровностей поля, изменяющейся нагрузки и других возмущающих факторов.

Для теоретического определения качественного влияния обычного поля на кинематику трактора, следует задать кривую, которая учитывает характер изменения ординат в контакте колеса. В качестве такой кривой предлагают произвольную кривую, которая учитывает изменение ординат неровностей в контакте колеса от параметров трактора и агрегата (вес, его распределение по осям в процессе движения, эксплуатационные показатели ходовых органов, переменная нагрузка на крюке и т. п.). и параметров поля (влажность и плотность почвы, предшествующая обработка поля и т. п.). Это позволит получить, в первом приближении, качественную характеристику колебаний осей трактора в более общем виде.

Влияние реального поля на движение трактора достаточно полно характеризовало бы кинематические параметры его центра тяжести, однако некоторые величины кинематики и динамики, такие как сопротивление перекатыванию и буксование непосредственно связанны с ходовыми системами трактора. Для определения воздействия реального поля на трактор считают достаточным определить кинематические параметры осей задних и передних колес. Зная зависимость ускорений от параметров поля и колеса, можно перейти к рассмотрению некоторых параметров динамики колеса трактора, при качении по микронеровностям поля [100, 224, 232, 277, 292, 330, 331, 340, 380].

От описания колеса необходимо перейти к движителю, так как последний представляет собой целую систему «диск–шина–почва». При работе колесного движителя в ведущем режиме наблюдается три вида деформации шины. Под действием веса трактора, реакции почвы и прилагаемого крутящего момента оболочка шины испытывает радиальную (нормальную), продольную и тангенциальную деформацию. Благодаря своим упруго-демпфирующим свойствам пневматическая

шина поглощает часть колебаний силы сопротивления рабочего орудия и колебания от неровностей почвы, передающихся на двигатель. [100, 224, 232, 277, 292, 299, 300, 380]. Движение ведущего колеса трактора опишется уравнением с учетом начальных условий (при t = 0)

$$J_{кол} \cdot \frac{d\omega_{кол}}{dt} = M_{упр} \cdot i_{тр} - M_{ш} \ . \qquad (3.42)$$

Момент $M_{ш}$, обусловленный упругостью и демпфированием в шине, на основе исследований многих работ [100, 224, 232, 277, 292, 299, 300, 380] можно определить по уравнению:

$$M_{ш} = (C_x \cdot \lambda + \alpha_x \cdot \frac{d\lambda}{dt} + \frac{a}{r_д} \cdot R) \cdot r_д \ , \qquad (3.43)$$

где C_x – коэффициент продольной жесткости шины, Н/м;

α_x – коэффициенты вязкого трения в шине, Н·с/м;

a – смещение вертикальной реакции R относительно оси колеса (плечо качения), м;

$r_д$ – динамический радиус колеса, м;

λ – продольная деформация шины (лжебуксование ведущего колеса), м;

R – вертикальная реакция на колесах, м.

Вместо тангенциальной жесткости пневматической шины, которую обычно включают в общую жесткость силовой передачи, нами использована продольная жесткость шины C_x . Это объясняется тем, что при качении колеса, деформированные в тангенциальном и, значит продольном направлении элементы шины выходят из контакта с опорной поверхностью, а новые элементы шины, входя в контакт, воспринимают данную деформацию. Тогда за время контакта ведущее колесо проходит путь, равный длине отпечатка ***l*** за вычетом величины продольной деформации шины **λ**. Поэтому радиус качения, определяемый по оборотам ведомого колеса на заданном участке пути, всегда больше статического. Заметим, что ось ведущего колеса из-за продольной податливости шины смещается относительно центра контактного отпечатка, в сторону противоположную движению. Смещение возрастает при увеличении толкающей силы колеса:

$$T(\lambda) = C_x \cdot \lambda + \alpha_x \cdot \frac{d\lambda}{dt} \tag{3.44}$$

Величина силы $T(\lambda)$ зависит от крутящего момента. Поэтому вертикальная нагрузка на ось и реакция опорной поверхности создают на увеличивающемся плече дополнительный момент, противодействующий качению. Даже при постоянной вертикальной нагрузке сопротивление перекатыванию ведущего колеса возрастает с увеличением крутящего момента, что подтверждается данными тяговых испытаний, проведенных на Северо-Кавказской машинно-испытательной станции.

В первом приближении зависимость плеча качения $\boldsymbol{a}$, от деформации шины $\boldsymbol{\lambda}$, можно принять линейной

$$a = a_0 + \lambda \ , \tag{3.45}$$

где a_0 – плечо качения, обусловленное гистерезисными потерями в шине и грунте, м.

Указанные особенности качения колес с пневматическими шинами обычно не учитываются, так как податливая в тангенциальном направлении шина считается элементом силовой передачи [60, 203, 240, 251, 261-265, 318, 372].

3.3.8. Уравнения движения остова трактора

Рассматривая динамические системы с сосредоточенными параметрами, описываемые обыкновенными дифференциальными уравнениями, можно использовать законы Ньютона, уравнения Лагранжа и Гамильтона для их составления. Как указано выше, при моделировании колёсного трактора необходимо применять принцип декомпозиции по неголономным связям и эти связи выносить в отдельные подсистемы. Подсистема «Двигатель – Силовая передача – Ведущие колёса» представлена на рисунках 3.3-3.7 для трактора серийного исполнения, на рисунках 3.8-3.12 для трактора с УДМ в силовой передаче. Другая подсистема: «Остов – Подвеска – Мосты – Шины» представлена на рисунке 3.13 [140, 285, 286].

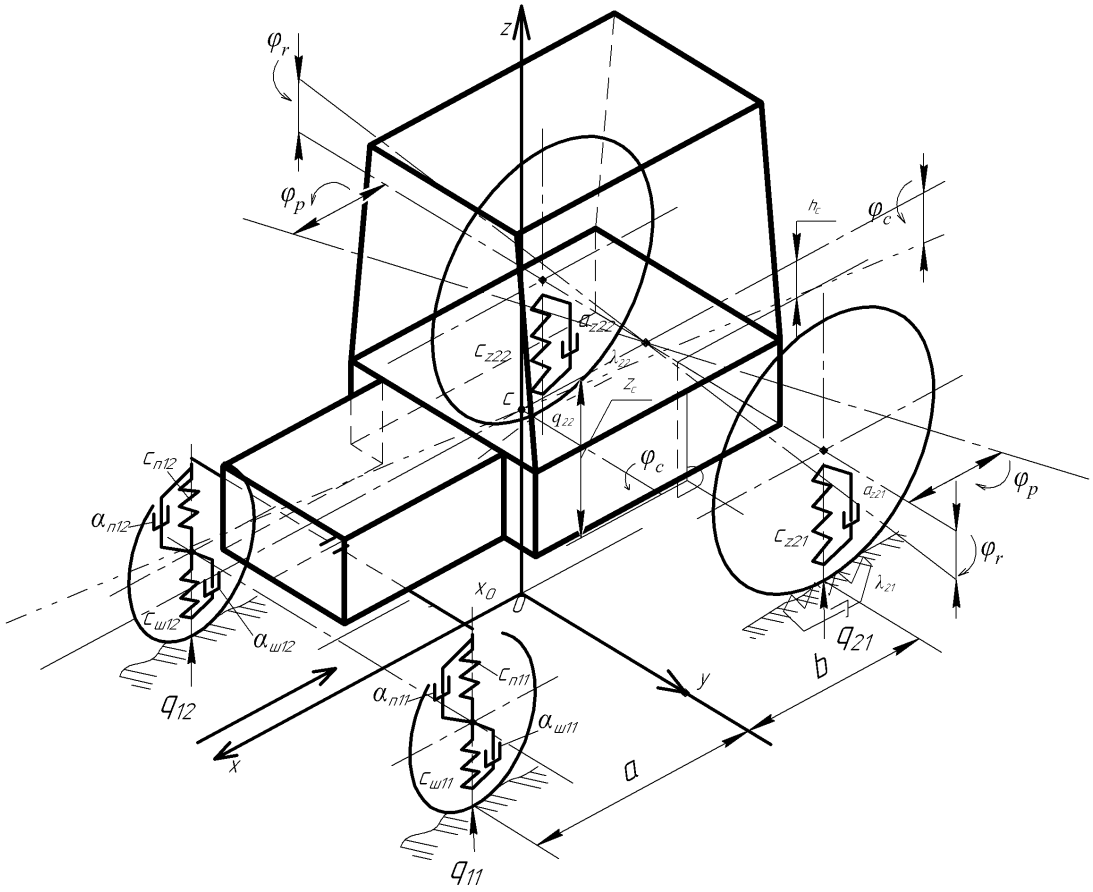


Рисунок 3.13 – Схема пространственной модели трактора, описывающая колебания остова, подвески переднего моста, шин переднего и заднего моста

В представленной пространственной модели трактора (рисунок 3.13) имеются следующие обозначения: z_c – отклонение по вертикали центра масс трактора от положения равновесия; x – координата положения центра масс трактора в горизонтальной плоскости ; q_{11}, q_{12}, q_{21}, q_{22}, – координаты микропрофиля под колесами трактора; a – расстояние от центра тяжести до переднего моста; b – расстояние от центра тяжести до заднего моста; c_{z21} , c_{z22} – радиальная жесткость шины задних колёс; $c_{ш11}$, $c_{ш12}$ – радиальная жесткость шины передних колёс; c_{n11} , c_{n12} –жесткость пружин подвески передних колёс;a_{z21} , a_{z22} – коэффициент демпфирования шины задних колёс в радиальном направлении; $a_{ш11}$, $a_{ш12}$ – коэффициент демпфирования шины передних колёс в радиальном направлении; a_{n11} , a_{n12} – коэффициент демпфирования пружин подвески передних колёс; φ_c – угол поворота остова трактора относительно оси, проходящей через центр масс трактора, в плоскости XOZ; φ_p – угол поворота моста трактора вдоль движения, относительно оси, проходящей

через центр оси моста трактора, в плоскости XOY; φ_r – угол поворота моста трактора поперёк движения трактора, относительно оси, проходящей через центр оси моста трактора, в плоскости YOZ; h_c – расстояние от линии действия силы тяги до центра масс трактора; продольную деформацию пневматической шины ведущих колёс, являющейся обобщенной координатой, обозначаем – λ_{21} *и* λ_{22}.

Полная характеристика выходного процесса может быть получена при условии, если будут учтены все возмущающие факторы на «входе». В нашем случае входными параметрами будут считаться воздействия со стороны неровностей опорной поверхности и меняющаяся нагрузка на крюке. Эти главные «возмутители» будут оказывать влияние на движение центра масс. Анализ выходных показателей позволяет оценить трактор и наметить пути улучшения его конструктивных и функциональных характеристик для повышения эффективности и производительности.

При движении колесного трактора по неровностям происходит взаимодействие его колес с препятствиями, что вызывает колебания остова трактора в продольно-вертикальной плоскости и нагружает его силовую передачу. Изменение тягового сопротивления рабочей машины также вызывает колебания трактора, которые подробно изучены в работах [60, 174, 203, 240, 251, 261-265, 318, 372].

Колебания остова трактора в продольно-вертикальной плоскости обычно описываются системой уравнений, подробно приведенных в работах [122, 132, 134, 203, 224, 261, 299, 300]. Один из вариантов описания, адаптируем к условиям наших исследований

$$m_c \cdot \ddot{z}_c = -c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) - \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) - c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) - \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2), \qquad (3.46)$$

где m_c – масса трактора;

z_1, z_2 – отклонения по вертикали от положения равновесия соответственно центров переднего и заднего мостов трактора, м;

z_c – отклонение по вертикали центра масс трактора от положения равновесия, м;

q_1, q_2 – координаты микропрофиля соответственно под передними и задними колесами трактора, м;

c_{z1} – приведенная жесткость упругих элементов передней подвески и шин, Н/м;

a_{z1} – коэффициент демпфирования передней подвески и шин, Н·с/м;

c_{z2} – приведенная жесткость упругих элементов задней подвески и шин, Н/м;

a_{z2} – коэффициент демпфирования задней подвески и шин, Н·с/м;

Колебания остова трактора в плоскости вращения относительно центра масс описываются уравнением [203, 224]:

$$J_c \cdot \ddot{\varphi}_c = \left[c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)\right] \cdot a - \left[c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)\right] \cdot b + \\ + \left[c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2\right] \cdot (r_\partial + h_c) - P_c \cdot h_c \quad , (3.47)$$

где φ_c – угол поворота остова трактора относительно поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр масс трактора, рад;

J_c – момент инерции трактора относительно центра масс, кг·м^2;

a, b – соответственно расстояния от центра тяжести до переднего и заднего мостов, м;

P_c – тяговое сопротивление на рабочих органах, Н;

h_c – расстояние от линии действия силы тяги до центра масс трактора, м.

Колебания остова трактора в продольной плоскости описываются уравнением [203, 261]

$$m_c \cdot \dot{v}_{cx} = c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2 - P_c - m_c \cdot g \cdot \varphi_c \,, \quad (3.48)$$

где v_{cx} – скорость центра масс остова трактора, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Радиальная деформация шины ведущего колеса определяется по формуле:

$$z_{ш2} = z_2 - q_2 \,. \quad (3.49)$$

Отклонения от положения равновесия центров переднего и заднего мостов трактора определяются по формулам

$$z_1 = z_c + a \cdot \varphi_c \,; \quad (3.50)$$

$$z_2 = z_c - b \cdot \varphi_c \,. \quad (3.51)$$

Динамический радиус качения ведущего колеса можно рассчитать следующим образом

$$r_\partial = r_0 - \left(z_c - b \cdot \varphi_c - q_2 + z_{20}\right), \quad (3.52)$$

где r_0 – статический радиус колеса, м;

z_{20} – статический прогиб шины ведущего колеса, м.

Упругие элементы передней подвески (пружин $c_{п1}$ и шин $c_{ш1}$) заменены одним элементом с приведенной жесткостью c_{z1}, определяемой по формуле [2, 84, 203, 221]

$$c_{z1} = \frac{c_{п1} \cdot c_{ш1}}{c_{п1} + c_{ш1}}, \tag{3.53}$$

где $c_{п1}$ – жесткость пружин передней подвески, Н/м;

$c_{ш1}$ – жесткость шины переднего колеса, Н/м.

В работах [134, 122, 203, 240, 251] отмечается рост тягового сопротивления машин-орудий по мере роста скорости движения. Кроме того, во многих работах [3, 22, 23, 134, 122, 158, 159, 160, 203, 240, 251] показано, что тяговое сопротивление вследствие неоднородности плотности почвы имеет случайный характер. В установившемся режиме движения трактора, при исследовании тяговой динамики, случайная функция тягового сопротивления рассматривается как стационарная и эргодическая. С другой стороны, определенный интерес вызывает периодическое воздействие на динамическую систему с заданной частотой, не всегда стационарного характера.

3.3.9. Математическая модель внешней нагрузки

Обозначив массу трактора и агрегата $m_{тр}$, а силу сопротивления от агрегата $P_{кр}$, получим

$$m_{тр} \cdot \frac{dV}{dt} = T(\lambda) - P_c = (C_x \cdot \lambda + \alpha_x \cdot \dot{\lambda}) - P_{кр}(t,V). \tag{3.54}$$

Масса $m_{тр}$ учитывает поступательные и приведенные к ним вращательные массы, которые не участвуют в передаче крутящего момента двигателя. Детальные исследования об этом приведены в работах [134, 240, 251].

Скорость трактора зависит от величины сил и моментов, приложенных к ведущим колесам. Действие продольных нагрузок на эластичное колесо рассмотрено в трудах МАДИ, в большинстве своём которые опираются на теорию М.В. Келдыша [134, 240, 251, 299, 300]. Для условий наших исследований формула имеет вид

$$V = \omega_{кол}(r^c_{кол} - r^c_{кол} \cdot \varepsilon_s - c_x \cdot \lambda / c_\omega) - \frac{d\lambda}{dt} - U, \tag{3.55}$$

где $r_{кол}^{c}$ – свободный радиус недеформированного в радиальном и продольном направлении колеса, м;

$\varepsilon_s = 1 - \varepsilon_z - \varepsilon_x$ – коэффициент деформации волокон шины от вертикальной и продольной сил соответственно (внешнее скольжение шины);

U – скорость скольжения контактного отпечатка, м/с.

Физический смысл уравнения (3.55) заключается в том, что поступательная скорость ведущего колеса равна окружной $\omega \cdot r_{кол}^{c}$, уменьшенной на величину потерь скорости из-за радиальной ($\omega_{кол} \cdot r_{кол}^{c} \cdot \varepsilon_z$) и продольной ($\omega_{кол} \cdot r_{кол}^{c} \cdot \varepsilon_x$) деформации шины и проскальзывания U контактного отпечатка. Выражение $r_{ko} - M_k / c_\omega$ дает величину статического радиуса, а величина $r_{кол}^{c} - M_k \cdot / c_\omega - r_c \cdot \varepsilon_s$ – кинематического радиуса колеса. При качении ведущих колес на сминаемом грунте проскальзывание отпечатка принято оценивать коэффициентом буксования δ . Понимая под коэффициентом буксования δ отношение скорости скольжения отпечатка к теоретической скорости движения агрегата, уравнение (3.55) можно преобразовать к виду

$$\Delta V + \frac{d\lambda}{dt} - \omega_{кол}\left(r_{кол}^{c} - r_c \cdot \varepsilon_s - \frac{c_x \cdot \lambda}{c_\omega}\right) = 0, \tag{3.56}$$

где c_ω – коэффициент окружной жёсткости шины.

По существующей методике тяговых испытаний тракторов величину буксования определяют как результат скольжения отпечатка и лжебуксования, поэтому полученные при испытаниях значения коэффициента $\delta_{общ}$ корректируем, выделяя буксование в чистом виде [134, 203, 240, 251, 289]:

$$\delta = \delta_{общ} - \frac{\lambda}{l}, \tag{3.57}$$

где $\boldsymbol{l}$ – длина контактного отпечатка.

Для определения функциональной зависимости буксования ведущих колес в зависимости от толкающей силы $T(\lambda)$, реакции опоры R, реализуемой в контакте колеса с опорной поверхностью, запишется так

$$\delta = f(R,\ T(\lambda),\ t), \text{ или } \delta = \delta\ (t). \tag{3.58}$$

Как показали экспериментальные исследования [134, 203, 240, 251, 289] силу

сопротивления движению трактора необходимо считать не только функцией времени, но и функцией поступательной скорости трактора в составе агрегата:

$$P_{kp}(t) = \left[P_c^0 + \Delta P_c \cdot (v_{cx} - v_0) \right] + \Phi(t), \qquad (3.59)$$

где P_c^0 – математическое ожидание тягового сопротивления при скорости $\boldsymbol{v_0}$, Н;

ΔP_c – темп нарастания тягового сопротивления при увеличении скорости на величину ($\boldsymbol{v_{cx}} - \boldsymbol{v_0}$), Н;

$\Phi(t)$ – центрированная эргодическая стационарная случайная функция или периодическая функция, характеризующая колебания тягового сопротивления трактора при скорости $\boldsymbol{v_0}$.

В общем виде силу P_c представим в виде:

$$P_c = P_{кр} = f(t, V), \text{ или } P_c = P_{кр}^0 (1 - e^{-\kappa_{mc} \cdot V}) + A_{P_{кр}}(f, t), \qquad (3.60)$$

где P_{kp}^0 – равновесное значение силы сопротивления, Н;

$A_{P_{кр}}(f,t)$ – центрированная эргодичная случайная функция, характеризующая колебания тягового сопротивления, зависящая от частоты колебаний $\boldsymbol{f}$ и времени воздействия $\boldsymbol{t}$. Эта функция в начальный момент времени ($\boldsymbol{t_0}$) также определяет колебания тягового сопротивления агрегата при скорости V_0 ;

$\boldsymbol{\kappa_{mc}}$ – экспериментальный коэффициент нарастания тягового сопротивления.

Движение трактора в составе агрегата описывается уравнениями и функциональными зависимостями (3.9-3.60). Совместное их решение позволит определить оптимальные параметры и режимы работы трактора с прицепным или навесным сельскохозяйственным орудием. Эти параметры будут обеспечивать максимальную производительность при экономичном расходовании топлива.

Значения коэффициентов входящих в уравнения приведены в приложении Б, таблица Б.1. Они определены на основании работ [1, 2, 3, 7, 8, 13-16, 22-23, 26-36, 38, 42, 43, 44, 47, 51-55, 57-62, 66-70, 72, 77, 84-87, 91-94, 97-136, 139-144, 149-164, 169, 170, 174, 178, 179, 181, 190-193, 197-203, 210-221, 224-229, 232-233, 252-244, 270-273, 277-265, 285, 286, 288- 291, 292, 295, 297, 299, 300, 305, 308-314, 318, 319, 326, 327, 332, 333, 339, 341, 346, 348-350, 352-354, 357-361, 368-377, 380-386] и наших экспериментальных исследований.

3.4. Комплекс математических моделей процесса функционирования трактора как системы «Двигатель-Силовая передача-Движитель-Внешняя нагрузка»

3.4.1. Математическая модель трактора как системы «Двигатель-Силовая передача-Движитель-Внешняя нагрузка» для моделирования внешнего воздействия на трактор с серийной силовой передачей

Согласно схеме функционирования серийного трактора (рисунки 3.3-3.6) и динамической модели (рисунок 3.7) в серийной силовой передаче отсутствует планетарный механизм и его элементы. Поэтому уравнения движения будут включать только формулы, описанные подпунктах 3.3.1 -3.3.3 и 3.3.6-3.3.9 [240, 251, 298]. Указанные в разделе 3.3.9 ограничения буксованием колес, наложенные на системы уравнений, сохраняются (уравнения 3.56-3.58). Для удобства записи знак дифференцирования ($\frac{d}{dt}$) заменим на диакритический знак. Над символом, который обозначает производную от координаты параметра движения поставим точку ($\dot{\omega}$).

Математическая модель серийного трактора при буксовании ведущих и ведомых частей фрикциона муфты сцепления (1 фаза разгона при $\omega_1 \neq \omega_2$) имеет вид, показанный системой уравнений (3.61).

При замыкании ведущих и ведомых частей фрикциона муфты сцепления наступает вторая фаза разгона ($\omega_1 = \omega_2$). Конечные значения неизвестных предыдущей системы являются начальными условиями ниже приведенной математической модели серийного трактора.

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_1 - M_{фр};\ M_1 = a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2 + a_3 \cdot h + a_4 \cdot \omega_1 \cdot h + a_5 \cdot h^2;$$

$$M_{фр} = n \cdot P_{пр} \cdot r_{ср} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot t}) \cdot (\mu_{\max} - \Delta\mu \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)}));$$

$$\begin{cases} \alpha_p \dot{z} + c_p z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2} \omega_1^2 - F_{(\gamma)}, \text{при } z \geq z_н; \\ \alpha_p \dot{z} + c_к z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2} \omega_1^2 - F_{ко}, \text{при } z \leq z_н; \end{cases}$$

$$J_2 \cdot \dot{\omega}_2 = M_{фр} - M_{тр};\ M_{тр} = C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + k_2 \cdot (\omega_2 - i_{\text{г.п}} \cdot \omega_{\text{г.п.}}) + \alpha'_{тр} \cdot \omega_2;$$

$$\dot{\varphi}_{тр} = \omega_2 - i_{тр} \cdot \omega_{r.п};$$

$$J_{\text{г.п.}} \dot{\omega}_{\text{г.п.}} = M_{тр} - \frac{(\varphi_{\text{г.п.}} - \varphi_д u_{r.\text{п}} + \varphi_{\text{р}} u_{r.\text{п}} - \varphi_r)}{e_1};\ \dot{\varphi}_{r.п} = \omega_2 - i_{\text{г.п.}} \cdot \omega_{r.\text{п}};$$

$$J_д \dot{\omega}_д = \frac{(\varphi_{\text{г.п.}} - \varphi_д u_{r.\text{п}} + \varphi_{\text{р}} u_{r.\text{п}} - \varphi_r)}{e_1} \times u_{\text{г.п}} \times \eta_{r.\text{п}} - \frac{(\varphi_д - \frac{\varphi_{3л} + \varphi_{3п}}{2})}{\frac{(e_{2л} + e_{2п})}{4}};\ \dot{\varphi}_Д = \omega_{r.р} - u_{r.п} \cdot \omega_Д;$$

$$J_{3л} \dot{\omega}_{3л} = \frac{1}{2} \times \frac{(\varphi_д - \frac{\varphi_{3л} + \varphi_{3п}}{2})}{\frac{(e_{2л} + e_{2п})}{4}} - \text{С}_{\text{х.л}} \cdot \lambda_л \cdot r_д;\ \dot{\varphi}_{3л} = \omega_Д - u_Д \cdot \omega_{3л};$$

$$J_{3п} \dot{\omega}_{3п} = \frac{1}{2} \times \frac{(\varphi_д - \frac{\varphi_{3л} + \varphi_{3п}}{2})}{\frac{(e_{2л} + e_{2п})}{4}} - \text{С}_{\text{х.л}} \cdot \lambda_п \cdot r_д;\ \dot{\varphi}_{3п} = \omega_Д - u_Д \cdot \omega_{3п};$$

$$J_{\text{р}} \dot{\omega}_{\text{р}} = -(\frac{(\varphi_{\text{г.п.}} - \varphi_д u_{r.\text{п}} + \varphi_{\text{р}} u_{r.\text{п}} - \varphi_r)}{e_1} - u_{r.\text{п}} \eta_{r.\text{п}} \times \frac{\varphi_{\text{р}}}{e_{\text{р}}});\ \dot{\varphi}_р = \omega_{r.п} - u_{r.п} \cdot \omega_р;$$

$$J_r \dot{\omega}_r = \frac{(\varphi_{\text{г.п.}} - \varphi_д u_{r.\text{п}} + \varphi_{\text{р}} u_{r.\text{п}} - \varphi_r)}{e_1} - \frac{\varphi_r}{e_r};\ \dot{\varphi}_r = \omega_{r.\text{п}} - u_{r.п} \cdot \omega_р; \qquad (3.61)$$

$$\dot{\lambda}_п = \omega_{3п} \cdot r_д \cdot (1 - \kappa_ш \cdot \frac{\lambda_п}{r_д}) - \frac{V_{тр1}}{(1 - \delta(t))};\ \dot{\lambda}_л = \omega_{зл} \cdot r_д \cdot (1 - \kappa_ш \cdot \frac{\lambda_л}{r_д}) - \frac{V_{тр2}}{(1 - \delta(t))};$$

$$m_c \cdot \ddot{z}_c = c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{21} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2);$$

$$J_c \cdot \ddot{\varphi}_c = [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{21} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\ + [c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2] \cdot (r_д + h_c) - P_c \cdot h_c;$$

$$m_c \cdot \dot{v}_{cx} = c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2 - P_c - m_c \cdot g \cdot \varphi_c;$$

$$m_a \cdot \dot{V}_{тр1} = c_{хп} \cdot \lambda_п - (P^0_{кр} \cdot (1 - e^{-\kappa_4 \cdot V_{тр1}}) + A_{P_{кр}}(f, t);$$

$$m_a \cdot \dot{V}_{тр2} = c_{хл} \cdot \lambda_л - (P^0_{кр} \cdot (1 - e^{-\kappa_4 \cdot V_{тр2}}) + A_{P_{кр}}(f, t).$$

Модель имеет отличие лишь в том, что из системы (3.61) убирают уравнения (3.10) и (3.16). Образуется новая система уравнений (3.62) в целом схожая с системой (3.61) и отличающаяся только указанными ниже уравнениями:

$$
\begin{cases}
J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_1 - M_{mp};\ M_1 = a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2 + a_3 \cdot h_p + a_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + a_5 \cdot {h_p}^2; \\
J_2 \cdot \dot{\omega}_2 = M_1 - M_{mp};\ M_{mp} = C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + k_2 \cdot (\omega_2 - i_{\text{r.n}} \cdot \omega_{\text{r.n.}}) + \alpha'_{mp} \cdot \omega_2; \\
\alpha_p \dot{z} + c_p z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2} \omega_1^2 - F_{(\gamma)}, \text{при } z \geq z_н; \\
\alpha_p \dot{z} + c_к z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2} \omega_1^2 - F_{ко}, \text{при } z \leq z_н; \\
\dot{\varphi}_{mp} = \omega_2 - i_{mp} \cdot \omega_{r.n}; \ \ldots
\end{cases}
\tag{3.62}
$$

Остальные уравнения, описывающие главную передачу, дифференциал и прочие элементы сохраняют своё постоянство как в системе (3.61) и не изменяются. Указанные в разделе 3.3.9 ограничения буксования колес, наложенные на системы уравнений, сохраняются [240, 251, 298].

3.4.2. Математическая модель трактора как системы «Двигатель-Силовая передача-Движитель-Внешняя нагрузка» для моделирования внешнего воздействия на трактор с УДМ в силовой передаче

Система дифференциальных уравнений движения трактора с УДМ в силовой передаче, в первой фазе разгона (при буксовании ведущих и ведомых частей фрикциона муфты сцепления при $\omega_1 \neq \omega_к$) имеет вид, показанный системой уравнений (3.63).

В конце буксования дисков муфты сцепления (при $\omega_1 = \omega_к$), переходим к видоизмененной системе [240, 251, 298]. Как и для систем (3.61) и (3.62), система (3.63) изменяется. Начальными условиями новой системы (3.64) будут конечные значения переменных предыдущей системы (3.63), удовлетворяющие условию $\omega_1 = \omega_к$. Математическая модель с УДМ (2 фаза разгона $\omega_1 = \omega_к$) имеет вид, показанный системой уравнений (3.64).

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_1 - M_{фр};\ M_1 = a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2 + a_3 \cdot h_p + a_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + a_5 \cdot {h_p}^2;$$

$$\begin{cases} \alpha_p \dot{z} + c_p z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2}\omega_1^2 - F_{(\gamma)}, \text{при } z \ge z_н; \\ \alpha_p \dot{z} + c_к z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2}\omega_1^2 - F_{ко}, \text{при } z \le z_н; \end{cases}$$

$$M_{фр} = n \cdot P_{пр} \cdot r_{ср} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot t}) \cdot (\mu_{\max} - \Delta\mu \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (\omega_1 - \omega_k)}));$$

$$\omega_k = \frac{r_ц}{(2r_c + r_ц)} \cdot \omega_ц + \frac{2 \cdot (r_c + r_ц)}{(2r_c + r_ц)} \cdot \omega_в;$$

$$J_{пр} \cdot \dot{\omega}_ц = \frac{r_ц}{(2r_c + r_ц)} \cdot M_{фр} - V_H \cdot k_{под} \cdot P_H;$$

$$P_H = \frac{\gamma \cdot V_H^2 \cdot \omega_н^2}{2 \cdot \nu^2 \cdot 4\pi^2 \cdot F_{др}^2} + \frac{F_0 \cdot (P_0 \cdot h_0 + P_{атм} \cdot h)}{F \cdot \Delta h};$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{V_H \cdot D}{2\pi \cdot F}; \qquad \dot{D} = \frac{\omega_ц}{i_{нас}};$$

$$J_в \cdot \dot{\omega}_в = \frac{2(r_c + r_ц)}{(2r_c + r_ц)} \cdot M_{фр} - M_{тр}; \tag{3.63}$$

$$\dot{\varphi}_{тр} = \omega_в - i_{тр} \cdot \omega_{г.п};\ M_{тр} = C_2 \cdot (\varphi_в - i_{г.п} \cdot \varphi_{г.п}) + k_2 \cdot (\omega_в - i_{г.п} \cdot \omega_{г.п}) + \alpha'_{тр} \cdot \omega_в;$$

$$J_{г.п.}\dot{\omega}_{г.п.} = M_{тр} - \frac{(\varphi_{г.п.} - \varphi_д u_{г.п} + \varphi_р u_{г.п} - \varphi_г)}{e_1};\qquad \dot{\varphi}_{г.п} = \omega_2 - i_{тр} \cdot \omega_{г.п};$$

$$J_д\dot{\omega}_д = \frac{(\varphi_{г.п.} - \varphi_д u_{г.п} + \varphi_р u_{г.п} - \varphi_г)}{e_1} \times u_{г.п} \times \eta_{г.п} - \frac{(\varphi_д - \frac{\varphi_{3л} + \varphi_{3п}}{2})}{\frac{(e_{2л} + e_{2п})}{4}};\ \dot{\varphi}_д = \omega_{г.р} - u_{г.п} \cdot \omega_д;$$

$$J_{3л}\dot{\omega}_{3л} = \frac{1}{2} \times \frac{(\varphi_д - \frac{\varphi_{3л} + \varphi_{3п}}{2})}{\frac{(e_{2л} + e_{2п})}{4}} - C_{х.л} \cdot \lambda_л \cdot r_д;\ \dot{\varphi}_{3л} = \omega_д - u_д \cdot \omega_{3л};$$

$$J_{3п}\dot{\omega}_{3п} = \frac{1}{2} \times \frac{(\varphi_д - \frac{\varphi_{3л} + \varphi_{3п}}{2})}{\frac{(e_{2л} + e_{2п})}{4}} - C_{х.л} \cdot \lambda_п \cdot r_д;\quad \dot{\varphi}_{3п} = \omega_д - u_д \cdot \omega_{3п};$$

$$J_р\dot{\omega}_р = -(\frac{(\varphi_{г.п.} - \varphi_д u_{г.п} + \varphi_р u_{г.п} - \varphi_г)}{e_1} - u_{г.п}\eta_{г.п} \times \frac{\varphi_р}{e_р});\ \dot{\varphi}_р = \omega_{г.п} - u_{г.п} \cdot \omega_р;$$

$$J_г\dot{\omega}_г = \frac{(\varphi_{г.п.} - \varphi_д u_{г.п} + \varphi_р u_{г.п} - \varphi_г)}{e_1} - \frac{\varphi_г}{e_г};\ \dot{\varphi}_г = \omega_{г.п} - u_{г.п} \cdot \omega_р;$$

$$\dot{\lambda}_п = \omega_{3п} \cdot r_д \cdot (1 - \kappa_ш \cdot \frac{\lambda_п}{r_д}) - \frac{V_{тр1}}{(1 - \delta(t))};\ \dot{\lambda}_л = \omega_{зл} \cdot r_д \cdot (1 - \kappa_ш \cdot \frac{\lambda_л}{r_д}) - \frac{V_{тр2}}{(1 - \delta(t))};$$

$$m_c \cdot \ddot{z}_c = c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{21} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2);$$

$$J_c \cdot \ddot{\varphi}_c = [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{21} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + ;$$

$$+ [c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2] \cdot (r_д + h_c) - P_c \cdot h_c$$

$$m_c \cdot \dot{v}_{cx} = c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2 - P_c - m_c \cdot g \cdot \varphi_c;$$

$$m_a \cdot \dot{V}_{тр1} = c_{хп} \cdot \lambda_п - (P_{кр}^0 \cdot (1 - e^{-\kappa_4 \cdot V_{тр1}}) + A_{P_{кр}}(f, t);$$

$$m_a \cdot \dot{V}_{тр2} = c_{хл} \cdot \lambda_л - (P_{кр}^0 \cdot (1 - e^{-\kappa_4 \cdot V_{тр2}}) + A_{P_{кр}}(f, t).$$

$$
\begin{cases}
J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_1 - \dfrac{(2r_c + r_ц)}{2(r_c + r_ц)} \cdot M_{тр}; \\
M_1 = a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2 + a_3 \cdot h_p + a_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + a_5 \cdot h_p^2; \\
M_{тр} = C_2 \cdot (\varphi_в - i_{\text{г.п}} \cdot \varphi_{г.п.}) + k_2 \cdot (\omega_в - i_{\text{г.п}} \cdot \omega_{\text{г.п.}}) + \alpha'_{тр} \cdot \omega_в; \\
\omega_в = \dfrac{(2r_c + r_ц)}{2(r_c + r_ц)} \cdot \omega_1 - \dfrac{r_ц}{2(r_c + r_ц)} \cdot \omega_ц; \\
\begin{cases}
\alpha_p \dot{z} + c_p z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2} \omega_1^2 - F_{(\gamma)}, \text{при } z \geq z_н; \\
\alpha_p \dot{z} + c_к z = \dfrac{A_{(z)}}{i_p^2} \omega_1^2 - F_{ко}, \text{при } z \leq z_н;
\end{cases} \\
J_в \cdot \dot{\omega}_в = \dfrac{2(r_c + r_ц)}{(2r_c + r_ц)} \cdot M_1 - M_{тр}; \; J_{пр} \cdot \dot{\omega}_ц = \dfrac{r_ц}{2(r_c + r_ц)} \cdot M_{тр} - V_H \cdot k_{под} \cdot P_H; \\
P_H = \dfrac{\gamma \cdot V_H^2 \cdot \omega_н^2}{2 \cdot \nu^2 \cdot 4\pi^2 \cdot F_{др}^2} + \dfrac{F_0 \cdot (P_0 \cdot h_0 + P_{атм} \cdot h)}{F \cdot (h_0 - h)}; \; \dfrac{dh}{dt} = \dfrac{V_H \cdot D}{2\pi \cdot F}; \dot{D} = \dfrac{\omega_ц}{i_{нас}}; \\
J_{пр} = (J_ц \cdot \dfrac{1}{i_{пр}^2} + J_{нас}^{вр.част} + J_{шпмн} + J_{доп.гр}); \\
\dot{\varphi}_{тр} = \omega_в - i_{тр} \cdot \omega_{r.n} \ldots\ldots
\end{cases}
\tag{3.64}
$$

Остальные уравнения, описывающие главную передачу, дифференциал и прочие элементы трактора сохраняют своё постоянство как в системе (3.63) и не изменяются. Как и для модели серийного трактора, указанные в разделе 3.3.9 ограничения буксования колес, наложенные на системы уравнений, сохраняются.

3.5. Методика решения уравнений движения трактора

Уравнения движения должны быть приведены к каноническому виду. Значения коэффициентов определены по результатам наших испытаний и исследований ряда авторов, указанных в источниках литературы. Решение математической модели базируется на методе численного интегрирования системы обыкновенных дифференциальных уравнений. Для решения, был принят метод Рунге – Кутты четвёртого порядка точности вычислений с постоянным шагом интегрирования, позволяющий получить необходимую точность расчетов. Решение проводилось в системе MAPLE и Mathcad. Это позволило получать численные решения заданных

величин через определенный промежуток времени [80-78, 171, 240, 251, 298, 351, 381].

Использование разных моделей для замкнутого и разомкнутого состояний сцепления создает неудобства при моделировании. Для того чтобы получить единую систему дифференциальных уравнений, учитывающую максимально возможное число степеней свободы моделируемого объекта, вводят дискретную функцию состояний сцепления *L*.

Для системы, описывающей трактор с серийной силовой передачей

$$L = \begin{vmatrix} 1 & при \ / \omega_1 - \omega_2 / \le \Delta\omega \\ 0 & при \ / \omega_1 - \omega_2 / > \Delta\omega \end{vmatrix} . \qquad (3.65)$$

Для системы, описывающей трактор с УДМ в силовой передаче

$$L = \begin{vmatrix} 1 & при \ / \omega_1 - \omega_к / \le \Delta\omega \\ 0 & при \ / \omega_1 - \omega_к / > \Delta\omega \end{vmatrix} . \qquad (3.66)$$

где $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ и $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_к$ – допустимая разность между ω_1 и ω_2, между ω_1 и $\omega_к$, определяющая условия блокировки фрикционного элемента. Обычно это значение составляет (0,01…0,03) ω_1. При *L*=1 сцепление замкнуто, а при *L*=0 разомкнуто или буксует.

Для того чтобы решить составленную модель, были сделаны допущения, с целью упрощения уравнений. Для уравнений (3.57 и 3.58) вида $\delta = f(R, T(\lambda), t)$ или $\delta = \delta(t)$, применялось решение в виде кусочно-линейной функции логарифмической зависимости и наложения ограничений [240, 251, 298, 351]

$$\delta = \begin{cases} 0, \ если \ T(\lambda) \le \phi_0 R \\ -\dfrac{\ln\left[\dfrac{\phi R - T(\lambda)}{(\phi - \phi_0)R}\right]}{K_6}, \ если \ \phi_0 R < T(\lambda) \le \phi R \\ 0{,}9 \ , если \ T(\lambda) \ge \phi R \end{cases}, \qquad (3.67)$$

где ϕ_0 , ϕ – коэффициенты трения покоя и сцепления колеса с опорной поверхностью.

Для уравнения (3.59 и 3.60) вида: $P_c = P_{кр}^0 (1 - e^{-\kappa_{mc} \cdot V}) + A_{P_{кр}}(f, t)$ применялось решение описанное в работах [134, 171, 240, 251, 298, 351], которое представляло

собой замену случайной функции $A_{P_{кр}}(f,t)$ функцией периодической $A_c \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t)$, тогда:

$$P_c = P_{кр} = P_{кр}^0(1-e^{-\kappa_{mc} \cdot V}) + A_c \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) + 0.5A_c \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t), \quad (3.68)$$

где A_c, и f – амплитуда (темп нарастания) и частота колебаний внешнего воздействия (тягового сопротивления).

Для уравнения (3.37) применялось решение в виде понижения порядка

$$\begin{aligned} \ddot{z} &= \frac{d^2z}{dt^2} = \frac{dV_z}{dt} = \dot{V}_z; \\ \ddot{\varphi} &= \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d\omega_c}{dt} = \dot{\omega}_c; \\ \ddot{q} &= \frac{d^2q}{dt^2} = \frac{dV_q}{dt} = \dot{V}_q. \end{aligned} \quad (3.69)$$

Вертикальная реакция на задних колесах определяется по формуле [203, 299]

$$R_2 = c_{z2} \cdot z_{ш2} + \alpha_{z2} \cdot \dot{z}_{ш2} + c_{z2} \cdot z_{20}, \quad (3.70)$$

где c_{z2}– радиальная жесткость шин ведущих колес;

c_{z2} – радиальный коэффициент вязкого трения шин ведущих колес;

$z_{ш2}$ – радиальная деформация шины ведущего колеса, вызванная вертикальными колебаниями остова трактора;

z_{20} – статический прогиб шины ведущего колеса.

Вертикальная реакция на передних колесах определяется по формуле [203, 299]

$$R_1 = c_{z1} \cdot z_{ш1} + \alpha_{z1} \cdot \dot{z}_{ш1} + c_{z1} \cdot z_{10}, \quad (3.71)$$

где c_{z1}– радиальная жесткость шин ведомых колес;

c_{z1} – радиальный коэффициент вязкого трения шин ведомых колес;

$z_{ш1}$ – радиальная деформация шины ведомого колеса, вызванная вертикальными колебаниями остова трактора.

z_{10} – статический прогиб шины ведомого колеса.

Сдвиг вертикальной реакции определяется по формуле [204, 299]

$$a_2 = f_k \cdot r_c + \frac{c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2}{c_{z2}}, \quad (3.72)$$

где f_k – коэффициент сопротивления качению в свободном режиме;

r_c – радиус качения колеса в свободном режиме.

Принимая динамический радиус равным расстоянию от оси колеса до опорной поверхности, можно записать как

$$r_д = r_0 - z_{20} - z_{ш2}. \tag{3.73}$$

Координаты микропрофиля соответственно под передними и задними колесами трактора имеют зависимость

$$q_1 = 0.5 \cdot H_{11} \cdot \sin(2\pi \frac{x(t)}{S_{11}}) + 0.5 \cdot H_{12} \cdot \sin(2\pi \cdot \frac{x(t)}{S_{12}}); \tag{3.74}$$

$$q_2 = 0.5 \cdot H_{21} \cdot \sin(2\pi \frac{x(t)}{S_{21}}) + 0.5 \cdot H_{22} \cdot \sin(2\pi \cdot \frac{x(t)}{S_{22}}), \tag{3.75}$$

где H_{11}, H_{12} – величина среднего значения высоты неровностей продольного профиля опорного основания под передними колесами трактора [203, 299];

H_{21}, H_{21} – величина среднего значения высоты неровностей продольного профиля опорного основания под задними колесами трактора [203, 299];

S_{11}, S_{12} – величина длины неровности профиля под передними колесами трактора [203, 299];

S_{21}, S_{22} – величина длины неровности профиля под задними колесами трактора [203, 299];

$x(t)$ – величина путевой координаты профиля под колесами трактора [203, 299].

Координаты микропрофиля могут быть так же определены полиномом полученным экспериментальным путем. Под передними и задними колесами трактора могут иметь зависимость, соответственно [203]:

$$q_1 = h_1 = -0.074 \cdot V^2 - 0.07 \cdot V + 0.182; \tag{3.76}$$

$$q_2 = h_2 = -0.015 \cdot V^2 + 0.145 \cdot V - 0.021, \tag{3.77}$$

где V – величина скорости движения трактора, м/с;

h_1, h_2 – величина среднего значения высоты неровностей продольного профиля опорной поверхности под передними и задними колесами трактора, м;

q_1, q_2 – величина среднего значения высоты неровностей продольного профиля опорной поверхности под передними и задними колесами трактора, м.

Движение трактора в составе с рабочей машиной описывается вышеприве-

дёнными уравнениями и функциональными зависимостями. Определить показатели функционирования трактора в реальных условиях эксплуатации позволило совместное их решение. Полученная система не приводится к тому, чтобы выразить решение дифференциального уравнения в виде интеграла от комбинаций элементарных функций в представленном виде, так как её уравнения не являются линейными. Для их линеаризации не могут быть использованы известные методы вследствие того, что они применимы для, так называемых, «малых колебаний» [134, 251]. Проверка адекватности математической модели и результаты проведения исследований на этой модели приведены и описаны в главе 5.

3.6. Методика проведения вычислительных экспериментов для решения локальных задач оптимизации

3.6.1. Методика проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора в агрегате с плугом на показатели его работы

Методика описывает проведение вычислительных экспериментов на математической модели. Для проведения расчетов на модели были выбраны значения постоянных коэффициентов уравнений (3.61-3.64) движения трактора (представлены в приложении Б, таблица Б.1.1 и таблица Б.1.2). Эти коэффициенты отражают параметры трактора тягового класса 1,4 и трех корпусного плуга (трактор МТЗ-80 и плуг ПЛН-3-35).

Подробное описание нахождения оптимальных параметров упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора представлено в наших исследованиях [77, 112-114, 369], а также в работах В.Н. Дурягиной под руководством профессора В.А. Кравченко [77, 117, 123]. Исследования В.А. Кравченко, Ю.С. Толстоухова и С.Е. Сенкевича [77, 120, 123, 134, 240, 251, 289, 368, 369] легли в основу выбора факторов для многофакторного эксперимента. Уровни и интервалы варьирования основных факторов представлены в таблице 3.1.

Для исследования выбран центральный композиционный план второго порядка, отвечающий требованию ротатабельности (Приложение Б, таблица Б.2 и Б.3). В отличии от некомпозиционного плана данный план для пяти факторов позволяет уменьшить количество проводимых опытов [12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356, 368, 369].

Таблица 3.1 – Уровни и интервалы варьирования факторов [77, 112-114, 369]

Наименование факторов	Обозначение факторов	Кодовое обозначение	Интервал варьирования	Натуральные значения, соответствующие уровням кодированных факторов		
				Верхний (+1)	Основной (0)	Нижний (-1)
Площадь сечения дросселя	$S_{др}$, $м^2$	X_1	$1{,}1\cdot10^{-4}$	$3{,}524\cdot10^{-4}$	$2{,}424\cdot10^{-4}$	$1{,}324\cdot10^{-4}$
Объем ПГА	$V_{пга}$, $м^3$	X_2	$1{,}23\cdot10^{-3}$	$5{,}079\cdot$	$3{,}848\cdot10^{-3}$	$2{,}617\cdot10^{-3}$
Давление воздуха в ПГА	$P_в$,$Па$	X_3	$1\cdot10^{5}$	$5\cdot10^{5}$	$4\cdot10^{5}$	$3\cdot10^{5}$
Момент инерции привода насоса	$J_{др}$, $кг\cdot м^2$	X_4	$2{,}32\cdot10^{-3}$	$6{,}96\cdot10^{-3}$	$4{,}64\cdot10^{-3}$	$2{,}32\cdot10^{-3}$
Частота колебаний тяговой нагрузки	f, $Гц$	X_5	0,3	1,0	0,7	0,4

Формула перехода от натуральных значений к кодированным представлена уравнением (3.78) [12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356]

$$x_1 = \frac{S_{др} - 2{,}424\cdot10^{-4}}{1{,}10\cdot10^{-4}};\quad x_2 = \frac{V_{ПГА} - 3{,}848\cdot10^{-3}}{1{,}23\cdot10^{-3}};\quad x_3 = \frac{P_в - 4\cdot10^{5}}{1\cdot10^{5}};$$
$$x_4 = \frac{J_{дг} - 4{,}64\cdot10^{-3}}{2{,}32\cdot10^{-3}};\quad x_5 = \frac{f - 0{,}7}{0{,}3}. \qquad (3.78)$$

Для аппроксимации функции отклика был использован полином второй степени. Уравнение регрессии (3.1) согласно нашему плану исследований имеет вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + \\ + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 \qquad (3.79)$$

Для проверки используемой модели на адекватность и нахождения оптимального значения функции отклика применялся регрессионный анализ и методы математической статистики. Коэффициенты уравнения регрессии вычислялись по формуле (3.78), методика определения которых приведена в трудах [321-323, 368, 369].

3.6.2. Методика проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора в агрегате с культиватором на показатели его работы

Методика для проведения вычислительных экспериментов на математической модели, описывающей движение основных звеньев трактора тягового класса 1,4 и культиватора для сплошной обработки почвы (за прототип выбран трактор МТЗ-80 и культиватор КПС-4). На основании литературных источников и наших исследований [240, 251] выбраны факторы, которые конструктивно влияют на процесс демпфирования тяговой нагрузки. Уровни и интервалы варьирования факторов представлена в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Уровни и интервалы варьирования факторов [240, 251, 369]

Наименование факторов	Обозначение Факторов	Кодовое обозначение	Интервал варьирования	Натуральные значения, соответствующие уровням кодированных факторов		
				Верхний (+1)	Основной (0)	Нижний (-1)
Площадь сечения дросселя	Sдр, м^2	X_1	$1{,}1\cdot10^{-4}$	$3{,}524\cdot10^{-4}$	$2{,}424\cdot10^{-4}$	$1{,}324\cdot10^{-4}$
Объем ПГА	$V_{пга}$,м^3	X_2	$1{,}231\cdot10^{-3}$	$5{,}079\cdot10^{-3}$	$3{,}848\cdot10^{-3}$	$2{,}617\cdot10^{-3}$
Давление воздуха в ПГА	$P_в$, Па	X_3	$1\cdot10^5$	$5\cdot10^5$	$4\cdot10^5$	$3\cdot10^5$
Момент инерции привода насоса	$J_{дг}$, кг·м^2	X_4	0,00232	0,00696	0,00464	0.00232
Частота колебаний тяговой нагрузки	*f*, Гц	X_5	0,5	1,5	1.0	0.5

Формула перехода от натуральных значений к кодированным представлена уравнением [12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356]

$$x_1 = \frac{S_{др} - 2{,}424\cdot10^{-4}}{1{,}10\cdot10^{-4}};\quad x_2 = \frac{V_{ПГА} - 3{,}848\cdot10^{-3}}{1{,}231\cdot10^{-3}};\quad x_3 = \frac{P_в - 4\cdot10^5}{1\cdot10^5};$$
$$x_4 = \frac{J_{дг} - 4{,}64\cdot10^{-3}}{2{,}32\cdot10^{-3}};\quad x_5 = \frac{f - 1{,}0}{0{,}5}. \qquad (3.80)$$

Уравнение регрессии (3.1) согласно нашему плану исследований будет иметь вид уравнения (3.79). Для исследований выбран рототабельный план второго порядка с полурепликой $1=X_1\cdot X_2\cdot X_3\cdot X_4\cdot X_5$, позволяющий провести 32 эксперимента

(Приложение Б, таблица Б.2 и Б.3). Данный план позволяет расширить исследуемый диапазон факторов за счет опытов в звездных точках, что дает возможность исследовать большую область существования функции отклика.

После выбора плана эксперимента, основных уровней и интервалов варьирования факторов переходят к эксперименту. Каждая строка матрицы – это условия опыта [274]. Матрица X эксперимента представлена в таблице Б.2 приложения Б.

Расчеты проводились в программной среде Maple и MathCAD. Достоинство их ощутимо проявляется при работе с массивами векторов и матриц.

3.6.3 Методика проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора в агрегате с сеялкой на показатели его работы

Методика описывает проведение имитационных экспериментов на математической модели, описывающей движение основных звеньев трактора тягового класса 1,4 и зерновой сеялки с шириной захвата 5,4 м (за прототип выбран трактор МТЗ-80 и сеялка СЗ-5,4А). Значения факторов в кодированном и натуральном виде представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Уровни и интервалы варьирования факторов [240, 369]

Наименование факторов	Обозначение Факторов	Кодовое обозначение	Интервал варьирования	Натуральные значения, соответствующие уровням кодированных факторов		
				Верхний (+1)	Основной (0)	Нижний (-1)
Площадь сечения дросселя	Sдр, м^2	X_1	$1{,}1\cdot10^{-4}$	$3{,}524\cdot10^{-4}$	$2{,}424\cdot10^{-4}$	$1{,}324\cdot10^{-4}$
Объем пневмогидроаккумулятора	$V_{пга}$,м^3	X_2	$1{,}231\cdot10^{-3}$	$5{,}079\cdot10^{-3}$	$3{,}848\cdot10^{-3}$	$2{,}617\cdot10^{-3}$
Давление воздуха в ПГА	$P_в$, Па	X_3	$1\cdot10^5$	$5\cdot10^5$	$4\cdot10^5$	$3\cdot10^5$
Момент инерции привода насоса	$J_{дг}$, кг·м^2	X_4	0,00232	0,00696	0,00464	0,00232
Частота колебаний тяговой нагрузки	*f*, Гц	X_5	1,0	3,5	2,5	1,5

Формула перехода от натуральных значений к кодированным представлена уравнением [12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356]

$$x_1 = \frac{S_{др} - 2,424 \cdot 10^{-4}}{1,10 \cdot 10^{-4}}; \quad x_2 = \frac{V_{ПГА} - 3,848 \cdot 10^{-3}}{1,231 \cdot 10^{-3}}; \quad x_3 = \frac{P_в - 4 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5};$$
$$x_4 = \frac{J_{дг} - 4,64 \cdot 10^{-3}}{2,32 \cdot 10^{-3}}; \quad x_5 = \frac{f - 2,5}{1,0}. \tag{3.81}$$

Для проведения расчетов были использованы программы Maple и Mathcad. Как и в предыдущих методиках, на основании литературных источников и наших исследований [251, 240, 369, 370, 372] выбраны факторы, которые конструктивно влияют на процесс демпфирования тяговой нагрузки. По аналогии с пунктом 3.6.2 также был выбран рототабельный план второго порядка с ядром в виде полуреплики с определяющим контрастом $1=X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \cdot X_4 \cdot X_5$. Данный план позволяет расширить исследуемый диапазон факторов за счет опытов в звездных точках, что дает возможность исследовать большую область существования функции отклика.

Уравнение регрессии (3.1) согласно нашему плану исследований будет иметь вид уравнения (3.79). Все расчеты по регрессионному анализу выполнены в системе MathCAD. Матрица X эксперимента представлена в таблице Б.2 приложения Б. Каждая строка матрицы – это условия опыта [240, 274]. После выбора плана эксперимента, основных уровней и интервалов варьирования факторов переходят к расчетам согласно методике. Матрица плана и матрица откликов представлены в Приложении Б, таблицы Б.3 и Б.4.

3.7. Методика проведения оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче

Методика проведения оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы трактора, базируется на применении метода неопределенных множителей Лагранжа (относится к методу нелинейного программирования), для нахождения компромиссно-оптимального решения характеристик УДМ силовой передачи трактора. Логика компромисса требует, чтобы при решении задачи на условный экстремум назначались границы допустимых отступлений от строгих равенств по ограничениям, а также определялась предельно допустимая для него величина ухудшения целевой функции. Эти назначенные величины образуют пространство компромисса, в котором ищется

приемлемое для данного исследования компромиссно-оптимальное решение, что позволит осуществить синтез совокупности моделей разных условий работы трактора при обосновании конструктивных параметров гидропневматического демпферного устройства – УДМ в силовой передаче. В нашем случае это нахождение общего уравнения, которое объединит все функции, полученные нами ранее [45, 46, 306, 362].

В поставленной задаче выражения для ограничений $\varphi_j(x)$ и целевая функция $f(x)$ могут рассматриваться как своего рода минимизируемые, неотрицательные и ограниченные критерии. На основании этой информации формулируется конкретная схема компромиссов для данной многокритериальной задачи и в итоге находится искомое решение [45, 46, 306, 362]. Таким образом, определение многокритериального решения по своей природе компромиссно и основано на использовании субъективной информации. Имея эту информацию и выбрав схему компромиссов, можно перейти от общего векторного выражения к скалярной свертке частных критериев, что является основой для построения конструктивного аппарата решения многокритериальных задач. Возможность решения проблемы основана на гипотезе существования некоторой функции полезности, возникающей в сознании исследователя при решении конкретной многокритериальной задачи. Можно утверждать, что практически все подходы к определению скалярной свертки критериев сводятся к построению той или иной математической модели функции полезности. Предполагается, что существуют некоторые инварианты, правила, обычно являющиеся общими для всех исследователей, независимо от их индивидуальных склонностей, которых они одинаково придерживаются в той или иной ситуации. Согласно [45, 46, 306] субъективность исследователя имеет свои границы. В данном случае предметом исследования является такая тонкая субстанция, как воображаемая функция полезности (степень прозрачности силовой передаче), возникающая при решении конкретной многокритериальной задачи. Тем не менее, можно получить сведения для задания вида содержательной модели многокритериальной функции, если выявить и проанализировать некоторые общие закономерности, наблюдаемые в процессе решений различными исследователями в разных ситуациях. Такой анализ [45, 46, 362] позволил сформулировать универсальную

скалярную свертку частных критериев, которая выражает схему компромиссов, адаптирующуюся к ситуации принятия многокритериальных решений (нелинейная схема компромиссов). Решением компромиссной задачи должно быть новое уравнение, с помощью которого можно найти значения всех факторов.

Настоящая методика исследований дает возможность определить единую функциональную зависимость параметра оптимизации (степень прозрачности силовой передаче) от конструктивных факторов УДМ в силовой передаче трактора моноблочной компоновки путём оптимального решения [18, 303, 306, 338]. Для нахождения такого решения (глава 3 параграф 3.1), базирующегося на основе результатов наших предыдущих исследований, был применен метод, который состоит в следующем [76, 89, 18, 234, 235, 287, 301, 334, 379, 362]:

1. Для отыскания условного экстремума требуется составить функцию, которая в общем случае для функции нескольких переменных n ($f(x_1,x_2,\ldots,x_n)$) и m уравнений связи (при этом $n>m$) выглядит так показано зависимостью

$$F(x_1,x_2,\ldots,x_n,\ \lambda_1,\lambda_2,\ldots,\lambda_m)=f+\lambda_1\varphi_1+\lambda_2\varphi_2+\cdots+\lambda_m\varphi_m\ , \tag{3.82}$$

где $\lambda_1,\lambda_2,\ldots,\lambda_m$ – множители векторно-целевой функции (множители Лагранжа);

f – функция, выбранная как основная;

$\varphi_1, \varphi_2 \ldots \varphi_m$ – функции, выбранные за ограничение.

При этом нужно соблюдать следующие условия: $\varphi_1(x_1,x_2,\ldots,x_n)=0;$ $\varphi 2(x_1,x_2,\ldots,x_n)=0,\ldots,$ $\varphi_m(x_1,x_2,\ldots,x_n)=0.$ Ограничения могут быть представлены как равенствами, так и неравенствами, а также другими функциями.

2. Необходимые условия экстремума задаются системой уравнений

$$\begin{cases} \dfrac{\partial F}{\partial x_i}=0;\ (i=1\ldots n)\ ; \\ \varphi_j=0;(\mathrm{j}=1\ldots\mathrm{m})\ . \end{cases} \tag{3.83}$$

Эта система состоит из производных от уравнения (3.82) и ограничений, приравненных к нулю, из которой определяются стационарные точки. Исходя из этого можно определить наличие условного экстремума. Достаточным условием, из которого можно выяснить характер экстремума, служит знак $\partial^2 F$. Если в стационарной точке $\partial^2 F>0$, то функция $f(x_1,x_2,\ldots,x_n)$ имеет в данной точке условный минимум, если $\partial^2 F<0$, то условный максимум.

3. Определение множителей функции λ_2, λ_3. Этот этап предполагает работу с программной средой MATLAB. Необходимо выбрать значения множители векторно-целевой функции – λ_m (в программе они обозначены как L2 и L3), при которых функция оптимальна и удовлетворяет компромиссным условиям. Для этого требуется определить множители $\lambda_1, \lambda_2 \ldots \lambda_m$. В нашем конкретном случае общий вид функции представляет собой уравнение

$$L(x_1,x_2,\ldots,x_5,\lambda_2,\lambda_3)=y_1(x_1\ldots x_5)+\lambda_2 \cdot y_2(x_1\ldots x_5)+\lambda_3 \cdot y_3(x_1\ldots x_5) \ . \quad (3.84)$$

Для удобства, все дальнейшие расчеты были произведены в программной среде Maple и MATLAB [78-80]. Программа защищена Свидетельством о государственной регистрации программы для ЭВМ №2020619748 [237] Листинги программ и «Руководство по применению программы для нахождения компромиссного решения на основе метода неопределенных множителей…» представлены в Приложении В.

4. Определение количественных значений факторов, входящих в искомую функцию и получение векторно-целевой функции. Этап позволяет вычислить значения x (x_1 ... x_5), при которых векторно-целевая функция не выходит за пределы области исследования.

Поиск оптимальных параметров с точки зрения минимизации целевой функции методом нелинейного программирования в кодированном виде будет выглядеть как

$$\begin{cases} F(L) = L(f, \varphi_2, \varphi_3) \to min \\ 0 \le L(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \lambda_2, \lambda_3) \le +1. \\ -1 \le x_1 \le +1; \\ -1 \le x_2 \le +1; \\ -1 \le x_3 \le +1; \\ -1 \le x_4 \le +1; \\ -1 \le x_5 \le +1; \\ -1 \le \lambda_1 \le +1; \\ -1 \le \lambda_2 \le +1. \end{cases} \quad (3.85)$$

Оптимизационная задача решается для каждого типа с последующим выбором минимального значения по рассматриваемому критерию. Целевой функцией является уравнение, полученное для работы трактора с культиватором. В качестве ограничений, приняты уравнения, которые получены для работы трактора, при заданных условиях, с плугом и сеялкой. Выбор этих сельскохозяйственные операций

в качестве ограничений опирается на знания частотного состава тяговой нагрузки при работе трактора на операции вспашка и посев. По преобладающей частоте операция «культивация» находится примерно между операциями «вспашка» и «посев».

Получение векторно-целевой функции позволяет перейти к её анализу и определению количественных значений величин коэффициентов (факторов), входящих в векторно-целевую функцию, а также получить скалярную величину искомой функции. Трехмерная визуализация полученных данных служит для лучшего понимания проведенных исследований. Переменные располагаем на оси Y (ось одного фактора) и оси X (ось другого фактора), а значения векторно-целевой функции находятся на оси Z. Исследования опубликованы нами в работе [365].

3.8. Выводы по третьей главе

1. Система «Двигатель - Силовая передача – Движитель - Внешняя нагрузка» существенно не линейна. Линеаризация при теоретическом исследовании приводит не только к количественным, но и к качественным погрешностям в результатах вычислений. Основное, что следует учитывать при рассмотрении рабочих качеств связи звеньев трактора в составе агрегата, это необходимость обеспечить «щадящий режим» воздействия вынужденных колебаний на силовую передачу и, в конечном итоге, на водителя.

2. Полученная система не приводится к тому, чтобы выразить решение дифференциального уравнения в виде интеграла от комбинаций элементарных функций в представленном виде, так как её уравнения не являются линейными. Для их линеаризации не могут быть использованы известные методы вследствие того, что они применимы для, так называемых, «малых колебаний». В настоящей работе не ставилась задача линеаризации системы, а современные методы и программы позволяют решать системы подобного рода с достаточной точностью.

3. Создание модели завершается проверкой её достоверности и адекватности. Эффективным методом проверки является сопоставление процессов записанных экспериментально с полученными путем вычисления на математической модели. Такое сопоставление позволит проверить полноту и правильность математического

описания процесса, оценить точность приведения математической модели к реальному трактору и выявить погрешность работы моделирующей системы.

4. Разработанный метод синтеза моделей разных условий работы трактора базируется на получении оптимального решения. Это позволяет обосновать конструктивные параметры УДМ в силовой передаче колесного трактора. Векторно-целевая функция оптимизации конструктивных параметров УДМ в силовой передаче колесного трактора, полученная на основе синтеза моделей разных условий работы трактора, позволит оптимизировать конструктивные параметры УДМ.

5. Предложена методика применения метода неопределенных множителей Лагранжа, для нахождения оптимального решения характеристик силовой передачи трактора. Методика позволила осуществить синтез совокупности моделей при разных условиях работы трактора при обосновании конструктивных параметров гидропневматического демпферного устройства – УДМ в силовой передаче.

6. Описанные методики, представляющие собой весь метод, позволяют получить теоретические зависимости параметра оптимизации (степень прозрачности силовой передаче) от конструктивных факторов УДМ в силовой передаче трактора моноблочной компоновки.

7. Полный метод исследования, базирующийся на нахождения оптимального решения, позволит обосновать конструктивные параметры УДМ в силовой передаче трактора моноблочной компоновки при агрегатировании с основными технологическими машинами.

8. Разработанный метод теоретических исследований позволяет определять функциональные свойства трактора на стадии проектирования, что открывает принципиально новые возможности перехода к применению активных методов предварительного элементного анализа работы системы «Трактор-Агрегатируемая машина» с последующим синтезом моделей разных условий работы трактора.

4. ОПИСАНИЕ РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРАКТОРА

4.1. Описание схемы и алгоритма экспериментальных исследований трактора при работе с основными технологическими машинами

Для проведения экспериментальных исследований (натурных экспериментов) разработана методика проведения таких исследований. На рисунке 4.1 приведена разработанная схема и алгоритм проведения исследований (методика). Методика экспериментальных исследований включает в себя десять последовательных шагов, представленных в алгоритме (рисунок 4.1б).

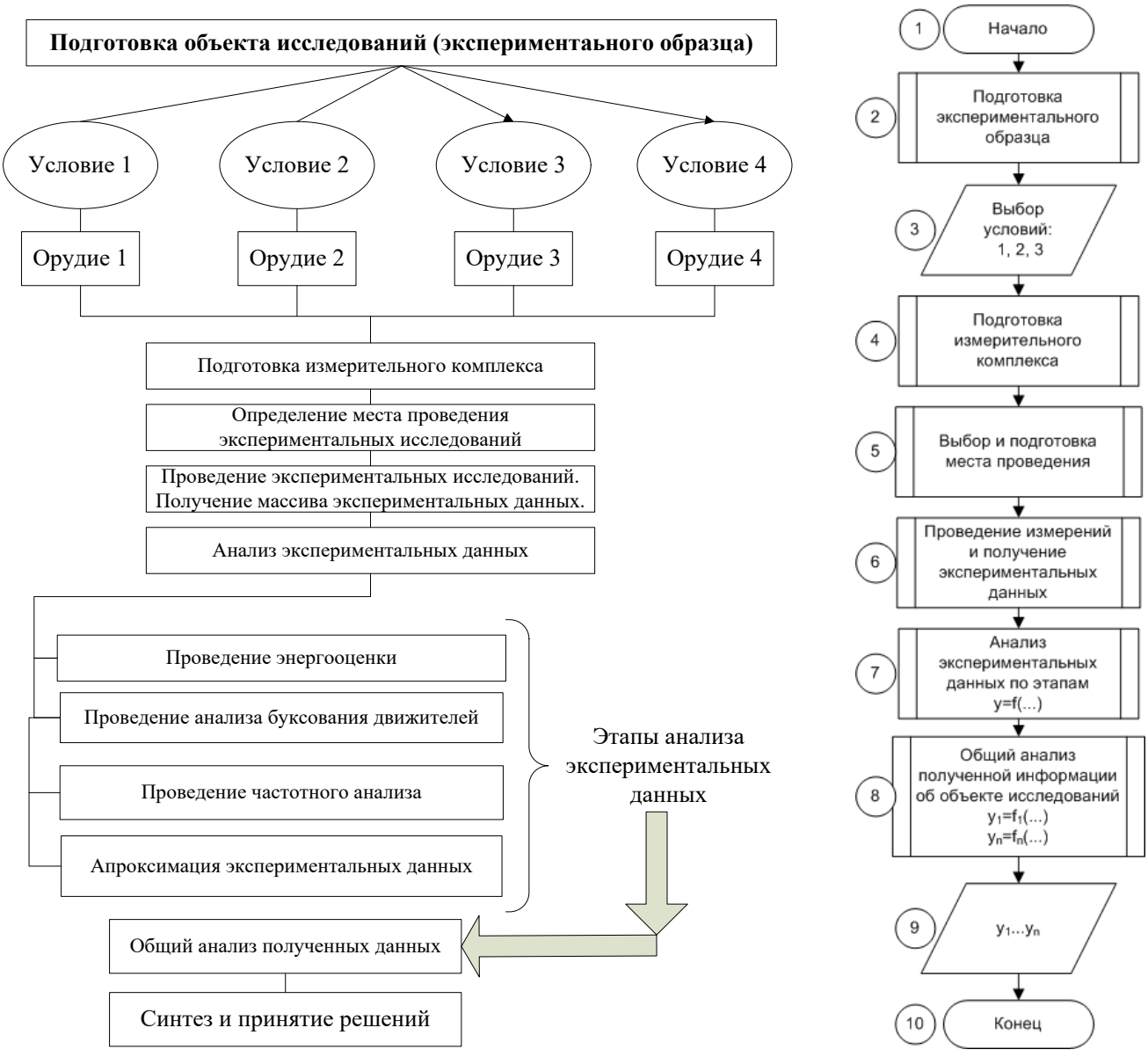


Рисунок 4.1 – Схема методики ***а)*** и алгоритм ***б)*** проведения экспериментальных исследований

Первый шаг выполнения методики экспериментальных исследований заключается в разработке и изготовлении макетного образца. Затем выбирают условия и рабочие машины или орудия для проведения исследований. Следующим шагом подбирают комплект необходимого регистрирующего оборудования и измерительных приборов и переходят к определению места проведения экспериментальных исследований.

Проведение самих измерений после выбора оборудования и места подразумевает получение большого массива экспериментальных данных. Полученные данные необходимо проанализировать. Этапы анализа могут быть различны. Нами предлагаются обобщенные этапы, для проведения которых необходимо:

- исследовать выходные характеристики УДМ, установленного в силовой передаче трактора во время работы с основным комплексом технологических машин;

- определить тяговые и топливно-экономические показатели трактора с основным комплексом технологических машин;

- изучить влияние предлагаемых решений на показатели исследуемого трактора;

- исследовать переходные процессы движения трактора в реальных условиях эксплуатации и сравнение их с переходными процессами, полученными при моделировании;

- определить эффективность функционирования трактора в двух вариантах. Один вариант с УДМ, другой без УДМ. Выявить преимущества и недостатки исследуемых вариантов;

– определить эксплуатационную эффективность установки в силовую передачу трактора УДМ;

- определить вероятностные характеристики функционирования трактора.

Одной из задач экспериментальных исследований является проверка и уточнение математической модели. Полученные теоретические данные сравнивались с экспериментальными. Уточнялись коэффициенты математической модели, получены необходимые исследовательские материалы по работе трактора в обычных условиях эксплуатации, а также проведены исследования повышенного режима нагружения. Общий анализ данных позволяет провести дальнейший синтез для принятия решения и подойти к основным выводам.

4.2. Условия проведения экспериментальных исследований

Тяговые и эксплуатационные испытания трактора проводились на полях учебно-опытного фермерского хозяйства и на территории учебного полигона ФГБОУ ВПО АЧГАА, город Зерноград, Ростовской области (в настоящее время это Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ).

Экспериментальные исследования режимов движения трактора (разгон и установившийся режимы) в составе с основным комплексом технологических машин проводились на различных фонах: бетонной полосе, на грунтовой дороге, на стерне и в поле, подготовленном к посеву. Площадка для полевых испытаний представляла собой клетку поля учебно-опытного хозяйства (рисунок 4.2). Время испытаний – весенний, летний (послеуборочный) и осенний периоды года.



а) *б*)

Рисунок 4.2 – Общий вид площадок для экспериментальных испытаний: *а* – клетка поля; *б* – бетонная полоса

Бетонная полоса представляет собой плиты, уложенные на песчаном основании выравненные по стыкам. Движение по полосе реверсивное. Длина полосы сорок метров. Опыты проводились при строго прямолинейном движении агрегата на 5 передаче основного ряда скоростей КПП трактора. Положение рычага управления рейкой топливного насоса высокого давления системы питания соответствовало максимальной подаче топлива.

4.3. Объект исследования при проведении натурного эксперимента

В общем случае объектом исследования является процесс функционирования колесного трактора сельскохозяйственного назначения тягового класса 1,4 (14 кН), в силовую передачу которого установлен упруго-демпфирующий механизм, в том

числе параметры и режимы его работы и который находится в агрегате с основным комплексом технологических машин.

Для проведения натурного эксперимента по исследованию процесса функционирования трактора тягового класса 1,4, выбран универсально-пропашной трактор Минского тракторного завода. Подготовлен трактор-макет на базе МТЗ-80. Серийный трактор МТЗ может осуществлять комплексную механизацию пропашных и овощных культур от возделывания до уборки. При этом трактор данного тягового класса может осуществлять погрузочные, разгрузочные, транспортные и другие виды работ. В том числе, может работать в агрегате с прицепными навесными и полунавесными машинами. В силовую передачу экспериментального образца трактора-макета установили УДМ. Механизм выполнен с возможностью отключения (блокировки) для проведения сравнительных измерений. В собранном виде на тракторе элементы УДМ представлены на рисунке 4.3.



1 – пневмогидроаккумулятор; 2 – дроссель; 3 – блок предохранительных клапанов; 4 – масляный насос; 5 – манометр

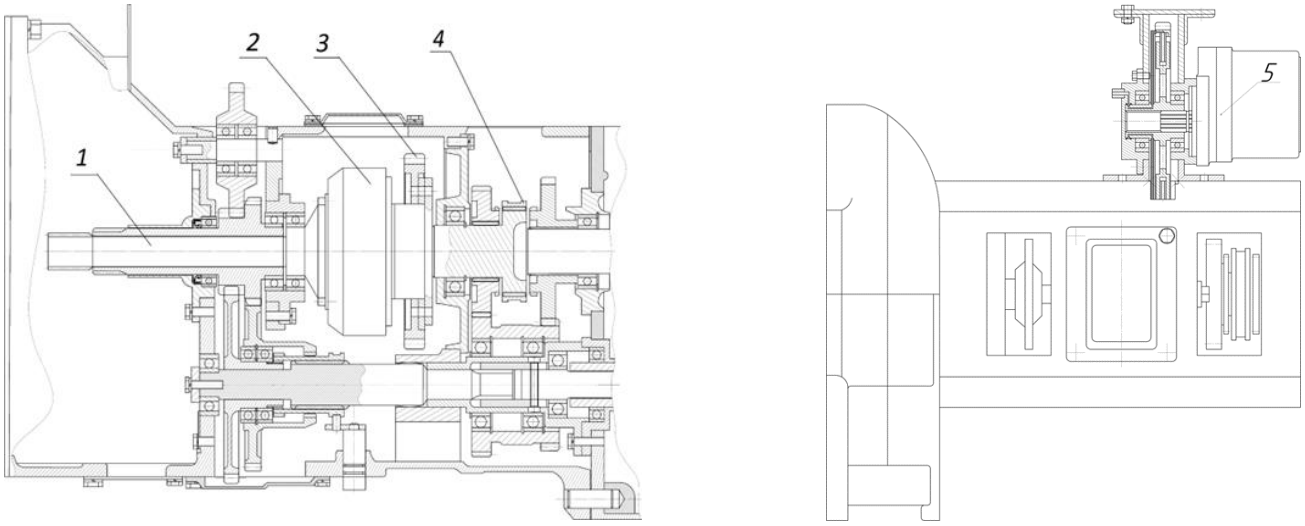
Рисунок 4.3 – Общий вид компоновки элементов УДМ на тракторе

На рисунке 4.3 показано как расположены на корпусе трактора пневмогидроаккумулятор, дроссель, предохранительный клапан и масляный насос.

Нагрузка на крюке трактора (динамометрирование) осуществлялось при помощи нижеперечисленных машин:

- тяговая лаборатория ТЛ-3 (на базе автомобиля ЗИЛ-157);
- плуг ПЛН-3-35;
- культиватор КПС-4;
- сеялка СЗ-5,4А;
- транспортный прицеп ПТС-6;
- тензометрическая лаборатория ТЛ-2 (на базе автомобиля ГАЗ-66).

Как описывалось ранее, в силовую передачу трактора введен упругодемпфирующий механизм, конструкция которого описана в полученных нами патентах на изобретение [205-208]. Общий вид сборочного чертежа корпуса муфты сцепления с планетарным редуктором привода масляного насоса и вид сверху на то, как установлен масляный насос показан на рисунке 4.4.

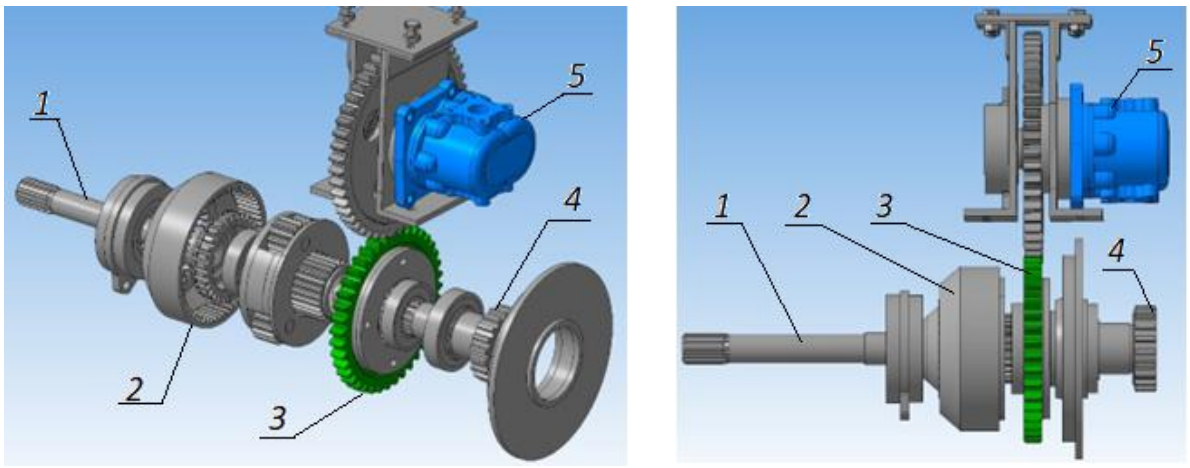


а) *б)*

а – вид сбоку корпуса муфты сцепления в разрезе; *б* вид сверху корпуса муфты сцепления; 1 – вал, соединённый с муфтой сцепления; 2 – планетарный редуктор; 3 – привод масляного насоса; 4 – первичный вал КПП; 5 – масляный насос

Рисунок 4.4 – Общий вид компоновки планетарного редуктора и привода масляного насоса в корпусе муфты сцепления.

Общий вид планетарного редуктора в сборе и привода масляного насоса представлен на рисунке 4.5. Фотография общего вида планетарного редуктора представлена в приложении Г (приложение Г.1, рисунок Г.2).



а) *б)*

а) – вид в разобранном состоянии; б) вид в собранном состоянии;
1 – вал, соединённый с муфтой сцепления; 2 – планетарный редуктор; 3 – привод масляного насоса; 4 – первичный вал КПП; 5 – масляный насос

Рисунок 4.5 – Общий вид планетарного редуктора и привода масляного насоса

При подготовке трактора были проведены техническое обслуживание и регулировка основных его узлов и агрегатов. Перечень операций соответствовал техническому обслуживанию №2.

4.4. Измерительная аппаратура и комплект первичных преобразователей

Измерения проводились в рамках 3-х договоров между ГНУ ВНИПТИМЭСХ и ФГОУ ВПО АЧГАА: первый договор №235 от 20 сентября 2004 года «Измерение характеристик тракторов и тракторных двигателей в лабораторных и полевых условиях»; второй договор №250 от 30 марта 2005 года «Измерение тяговых динамических и кинематических характеристик трактора и агрегатов на различных агрофонах»; третий договор №268 от 4 июля 2005 года «Измерение амплитуд и частот колебаний трактора класса 1.4 при использовании динамических гасителей, обеспечивающих плавность хода».

Для исследования динамических процессов и определения энергетических параметров работы трактора, который находился в составе с основным комплексом технологических машин, применялась система автоматического накопления и обработки метрологической информации (САНиОМИ) мобильного исполнения (рисунок 4.6). Все записывающее оборудование было установлено в кабине передвижной лаборатории. САНиОМИ включает в себя комплексы аппаратных и программных средств.

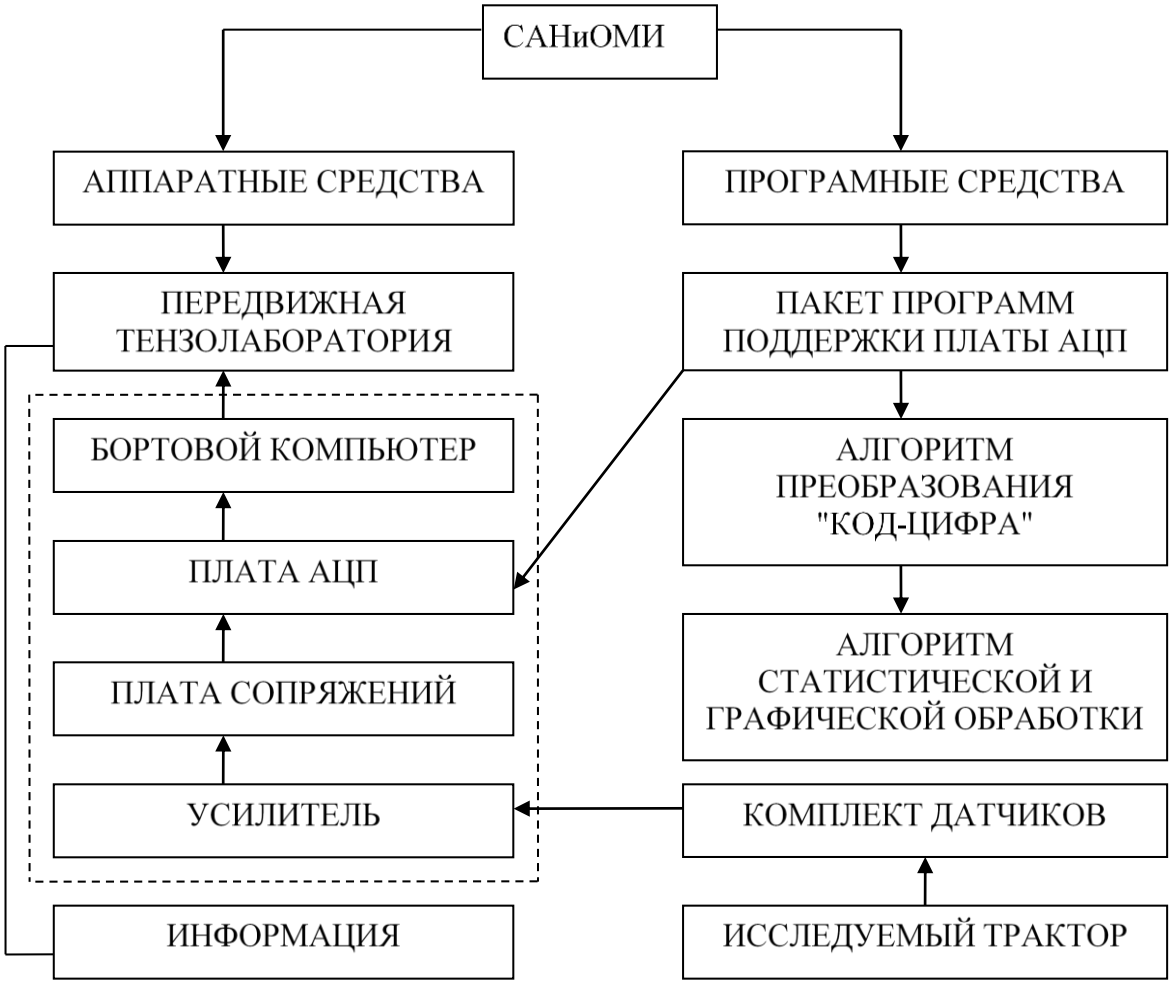


Рисунок 4.6 – Система автоматического накопления и обработки информации (САНиОМИ)

САНиОМИ состоит из бортового компьютера, платы аналого-цифрового преобразования (АЦП), платы сопряжений, блок полного инструментального усилителя сигнала. Все элементы САНиОМИ смонтированы внутри передвижной тяговой лаборатории (рисунок 4.7 *а*) и тензометрической лаборатории (рисунок 4.7*б*).

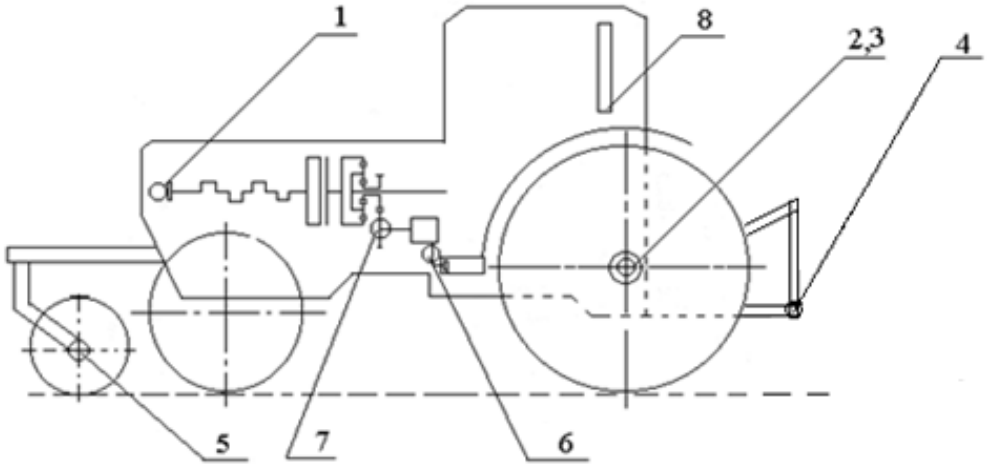
Комплект первичных преобразователей (датчиков), установлен на исследуемом тракторе, схема расположения которых представлена на рисунке 4.8.



а) *б*)

а – в тяговой лаборатории; *б* – в тензометрической лаборатории

Рисунок 4.7 – Рабочее место оператора



1 – датчик оборотов коленчатого вала двигателя; 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно; 3 – датчик крутящего момента; 4 – тяговое звено; 6 – датчик давления масла; 7– датчик оборотов шестерни привода масляного насоса; 8 – счетчик для фиксирования расхода топлива

Рисунок 4.8 – Схема размещения датчиков на исследуемом тракторе

Комплект датчиков САНиОМИ, установленных на исследуемый трактор, позволяет измерять мгновенные значения следующих параметров:

$P_{кр}$ – тяговое сопротивление на крюке трактора;

$M_{кр}$ – крутящий момент на оси ведущего колеса трактора;

$n_{ген}$ – частота вращения вала генератора трактора;

$n_{шпмн}$ – частота вращения шестерни привода масляного насоса упруго-демпфирующего механизма;

$P_{масл}$ – давление масла в масляной магистрали (до дросселя) УДМ;

$n_{кол}$ – импульсы оборотов путеизмерительного колеса трактора;

$N_{кол}$ – импульсы оборотов ведущего колеса трактора;

$G_т$ – расход топлива.

Бортовой компьютер содержит процессор Intel 386 с тактовой частотой 20 МГц, жесткий диск емкостью 40 мегабайт, на котором установлена операционная система DOS, системную шину ISA, оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) объемом 2 мегабайта, плату сопряжений на 8 каналов, плату АЦП на 8 каналов модели ЛА-70М3 и плату усилителя. Плата АЦП предназначена для преобразования электрической аналоговой формы измеряемого сигнала в цифровую форму («код-

цифра»), доступной для хранения и обработки микропроцессором и ОЗУ. Применяемая модель платы АЦП обрабатывает 8 каналов, время преобразования 70 мкс, частота опроса канала устанавливалась 100 Гц, разрядность 12 бит. Плата сопряжений предназначена для перехода от первичных преобразователей на коаксиальные кабели к исполнительным устройствам бортового компьютера. Усилитель предназначен для усиления аналогового сигнала идущего к плате АЦП.

После получения и первичного преобразования метрологической информации в лабораторных условиях дальнейшая ее статистическая и графическая обработка осуществлялась на стационарном персональном компьютере в среде Windows с использованием пакета прикладных программ.

Рабочая скорость движения трактора в установившемся режиме определялась по времени прохождения зачетного участка длиной 100 метров, время прохождения участка фиксировалось измерительной аппаратурой. Расход топлива с учётом температуры определялся по формуле

$$G = \frac{\Delta V \cdot \rho_T}{t_{on}} \ , \qquad (4.1)$$

где ΔV – изменение объема израсходованного топлива, равное числу ходов поршня помноженное на объем за один ход, м^3;

ρ_T – плотность топлива, кг/м^3;

t_{on}. – время опыта, с.

Частота вращения коленчатого вала двигателя $n_{дв}$ определяется по формуле:

$$n_{дв} = n_{ген} \cdot i_г \ , \qquad (4.2)$$

где $n_{ген}$ – частота вращения вала генератора трактора, 1/мин;

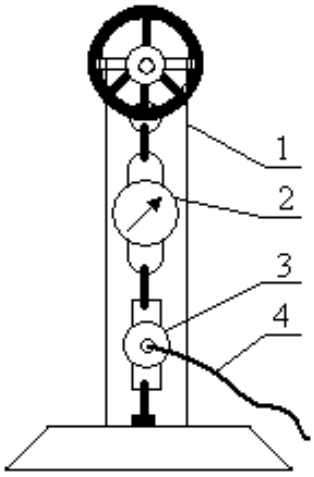
$i_г$ – передаточное отношение между валом генератора трактора и коленчатым валом двигателя.

Тяговое сопротивление фиксировалось тяговым тензометрическим звеном (рисунок 4.9, поз. 1) с пределом измерений до 30 кН конструкции ВИСХОМ.

Калибровка тензометрического звена осуществлялась на разрывной машине ГСМ-50 (рисунок 4.10) последовательной нагрузкой и разгрузкой, величина которой регистрировалась бортовым компьютером.



1 – тяговое тензометрическое звено; 2 – кабель питания и передачи информации
Рисунок 4.9 – Тяговое тензометрическое звено



1 – разрывная машина ГСМ-50; 2 –образцовый динамометр ДПУ-2-2;
3 – тензометрическое звено; 4 –кабель питания и передачи информации
Рисунок 4.10 – Схема разрывной машины ГСМ-50 для калибровки тензометрического звена

Измерение крутящего момента на оси ведущего колеса трактора проводилось с использованием фольговых тензометрических резисторов 2ПКБ-20-200. На полуось наклеивалось четыре тензорезистора, попарно на две диаметрально противоположные образующие вала, под углом 45° к его оси по мостовой схеме (рисунок 4.11) [37, 75, 251]. При таком расположении датчиков и правильном соединении их в мостовую схему погрешность измерений не превышает 3%.

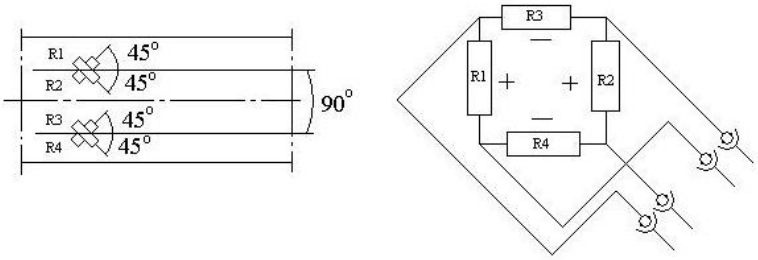
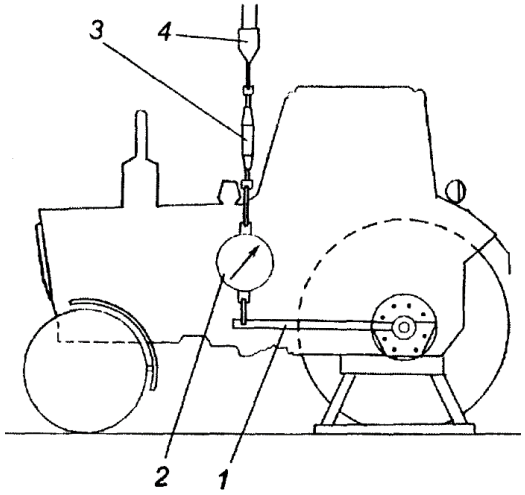


Рисунок 4.11 – Измерительная мостовая схема датчика крутящего момента

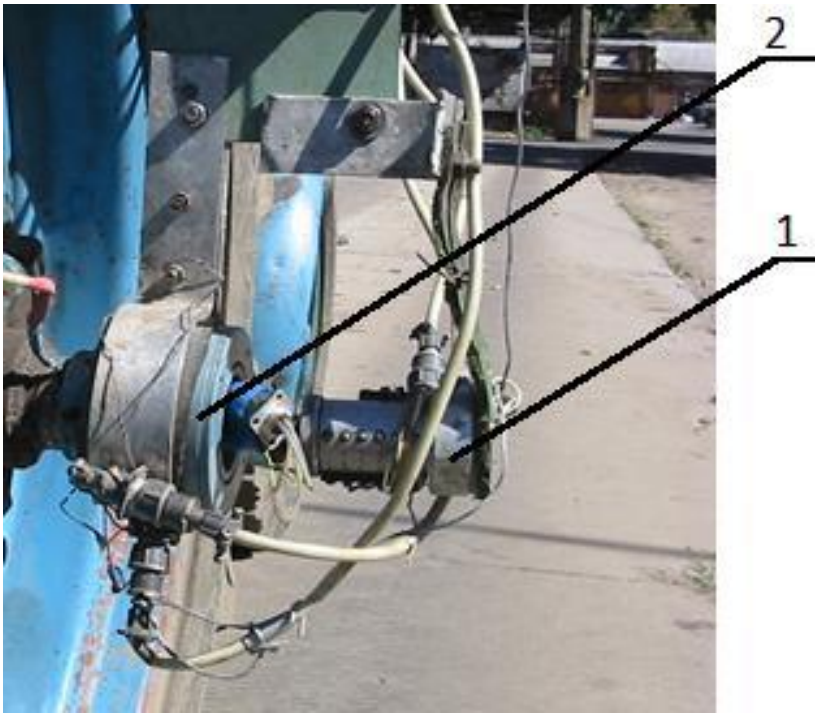
Калибровка датчика крутящего момента производилась непосредственно на тракторе (рисунок 4.12).



1 – балка (плечо для создания момента); 2 – динамометр; 3 – регулировочная тяга;
4 – нагрузочное устройство
Рисунок 4.12 – Схема калибровки датчика крутящего момента

Для этого снималось колесо, трактор устанавливался на подставку. Вместо колеса на полуось крепилась балка 1, которая через динамометр 2 и регулировочную тягу 3 соединялась с нагрузочным устройством 4 (в нашем конкретном случае использовалась электротельфер). Вращением тяги 3 создавалась ступенчатая нагрузка и разгрузка, величина которой определялась показаниями динамометра 2 и фиксировалась бортовым компьютером. Для осуществления электрической связи тензометрических резисторов, наклеенных на полуось, с усилительной и регистрирующей аппаратурой применялось токосъёмное устройство: концевой ртутно-амальгамированный токосъёмник ТРАК, крепящийся к ступице ведущего колеса трактора (как показано на рисунке 4.13).

Частота вращения коленчатого вала двигателя и шестерни привода масляного насоса регистрировалась тахогенераторами типа НУ-8316 (рисунок 4.14 и 4.15). Калибровка тахогенераторов проводилась на специальном приборе «JAQUET» №128258 (Швейцария), имеющий собственный тахометр с погрешностью ±10 об/мин на шкале 4000 об/мин.



1 – токосъемник ТРАК; 2 – датчик оборотов колеса
Рисунок 4.13 – Общий вид на место установки токосъемника на ведущем колесе



1 – датчик оборотов двигателя (тахогенератор)
Рисунок 4.14 – Место установки датчика оборотов двигателя



1 – датчик оборотов шестерни привода масляного насоса (тахогенератор); 2 – масляный насос; 3 – редуктор шестерни привода масляного насоса; 4 – кабель питания и передачи данных в бортовой компьютер

Рисунок 4.15 – Место установки датчика оборотов шестерни привода масляного насоса

Давление масла в масляной магистрали регистрировалось датчиком ДМП-250А с пределом измерений до 250 ати (избыточных атмосферы). Калибровка датчика проводилась на приборе ГУПМ-300 с манометром образцовым 0,4 по ГОСТ 6521-72 с погрешностью измерения ±0,5 ати на шкале 250 ати. Для осуществления визуального контроля над давлением масла в гидравлической части упруго-демпфирующего механизма на тракторе установлен манометр (рисунок 4.16, поз.2).



1 – датчик давления; 2 – манометр

Рисунок 4.16 – Устройство для измерения давления масла в напорной магистрали

Калибровка датчиков (кроме импульсных: датчик оборотов путеизмерительного и ведущего колеса, а также датчик расхода топлива) осуществлялась ступенчато, от максимальной до минимальной величины нагружения. Показания датчиков записывались в файлы бортового компьютера.

Расположение импульсных датчиков записи оборотов путеизмерительного и ведущего колес во время исследований на бетонном основании, показаны на рисунках 4.13, 4.17 и 4.18.



1 – путеизмерительное колесо; 2 – датчик оборотов путеизмерительного колеса; 3 – корпус держателя путеизмерительного колеса; 4 – кабель питания и передачи данных в бортовой компьютер

Рисунок 4.17 – Компоновка датчика на путеизмерительном колесе во время исследований на бетонном треке (вид на датчик)



1 – путеизмерительное колесо; 3 – ведущее колесо трактора; 2 – корпус держателя путеизмерительного колеса; 4 – тяговая лаборатория

Рисунок 4.18 – Компоновка путеизмерительного колеса на тракторе во время исследований на бетонном треке (вид общий)

Компоновка путеизмерительного колеса на тракторе, а также место установки датчиков на ведущем и путеизмерительном колесах во время полевых исследований приведены на рисунках 4.19 и 4.20.



1 – токосъемник ТРАК; 2 – кабель питания и передачи данных в бортовой компьютер; 3 – датчик оборотов колеса; 4 – диск ведущего колеса трактора

Рисунок 4.19 – Место установки датчиков на ведущем колесе



1 – путеизмерительное колесо; 2 – датчик оборотов путеизмерительного колеса; 3 – корпус держателя путеизмерительного колеса; 4 – кабель питания и передачи данных в бортовой компьютер

Рисунок 4.20 – Компоновка путеизмерительного колеса на тракторе во время полевых исследований

Расход топлива измерялся поршневым счётчиком топлива ИП179ПС по ТУ-420031-00-008-00869559-2000, оснащенный счётчиком ходов поршня разработки КубНИИТиМ с погрешностью измерений ±0,001 дм^3 (рисунок 4.21).



а) *б)*

а – датчик расхода топлива; б – счётчик расхода топлива

Рисунок 4.21 – Устройство для измерения расхода топлива

После обработки калибровочной информации строились графики, показывающие зависимость физических величин от электрического сигнала. После аппроксимации полученных значений на графиках (графики показали линейную зависимость) были получены уравнения, которые являются ключом при переводе кодированного сигнала в натуральные физические величины.

Применяемая САНиОМИ обеспечивает получение изменяющихся по времени опыта массивов мгновенных значений тяговое сопротивление на крюке трактора – $P_{кр}$, крутящий момент на оси ведущего колеса трактора – $M_{кр}$, частота вращения вала генератора трактора – $n_{ген}$, частота вращения шестерни привода масляного насоса упруго-демпфирующего механизма – $n_{шпмн}$, давление масла в масляной магистрали (до дросселя) УДМ – $P_{масл}$, импульсы оборотов путеизмерительного колеса трактора – $n_{кол}$, импульсы оборотов ведущего колеса трактора – $N_{кол}$, расход топлива – $G_т$ в цифровом виде.

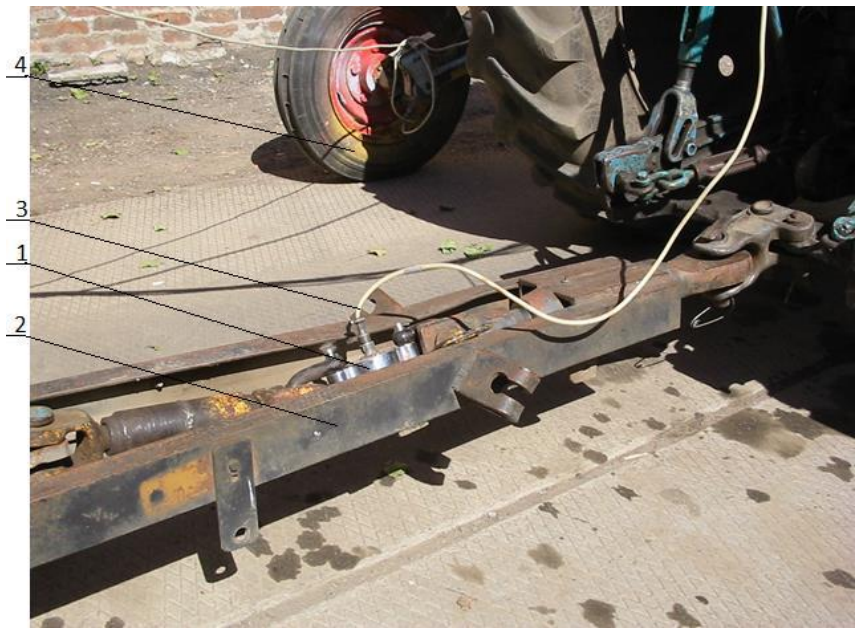
4.5. Методика проведения исследований по выявлению действия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном треке

При проведении поисковых исследований по выявлению действия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном треке был подготовлен трактора-макет на базе МТЗ-80 (оснащенный УДМ), описанный в пункте 4.3. Динамометрирование трактора осуществлялось тяговой лабораторией ТЛ-3 на базе автомобиля ЗИЛ-157. Общий вид испытуемого трактора с тяговой лабораторией представлен на рисунке 4.22.



Рисунок 4.22 – Общий вид тягового агрегата в составе трактора МТЗ-80 и тяговой лаборатории ТЛ-3

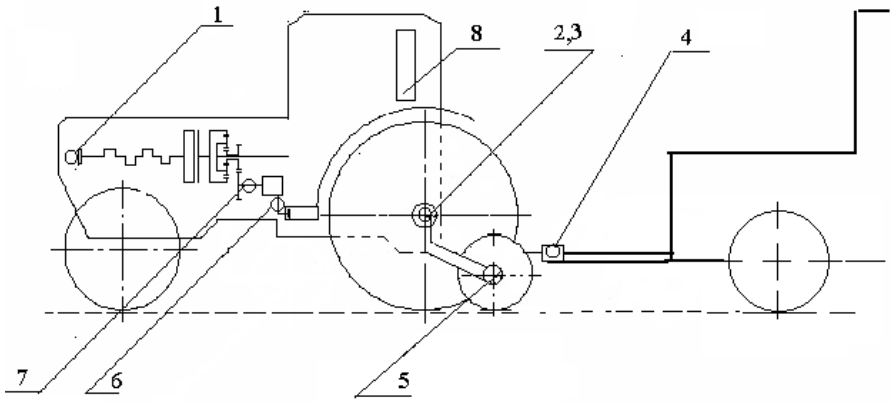
При подготовке трактора были проведены техническое обслуживание и регулировка основных его узлов и агрегатов. Как указано выше, перечень операций соответствовал техническому обслуживанию №2. Расположение тягово-сцепного устройства ТЛ-3 с тяговым тензометрическим звеном конструкции ВИСХОМ представлено на рисунке 4.23. Компоновка путеизмерительного колеса представлена на рисунках 4.18, 4.20, 4.22 и 4.23.



1 – тяговое тензометрическое звено; 2 – динамометрическая сцепка;
3 – кабель питания и передачи данных в бортовой компьютер;
4 – путеизмерительное колесо

Рисунок 4.23 – Тягово-сцепное устройство ТЛ-3 с тяговым тензометрическим звеном

Схема размещения датчиков на исследуемом агрегате представлена на рисунке 4.24 (при исследовании тягового агрегата на бетонном треке в составе с тяговой лабораторией ТЛ-3).



1 – датчик оборотов коленчатого вала двигателя; 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно; 3 – датчик крутящего момента; 4 – тяговое звено; 6 – датчик давления масла; 7– датчик оборотов шестерни привода масляного насоса; 8 – счетчик для фиксирования расхода топлива

Рисунок 4.24 – Схема размещения датчиков на исследуемом тракторе

Основу поисковых исследований составлял некомпозиционный план второго порядка для четырех факторов (план Бокса – Бенкена) [251, 274, 321-323, 335, 369]. Использование некомпозиционных планов, предусматривающих всего три уровня

варьирования факторов (типа $3^к$), это упрощает и удешевляет проведение эксперимента. Некомпозиционные планы характеризуются наличием в строках матрицы планирования большого числа нулей, в результате чего существенно упрощается вычисление коэффициентов модели. Кроме того, некомпозиционные планы для трёх, четырёх, шести и семи факторов требуют постановки меньшего числа опытов по сравнению с соответствующими ротатабельными центральными композиционными планами второго порядка [251, 274].

Методика проведения исследований по выявлению действия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном треке позволяет определить оптимальные параметры УДМ в силовой передаче трактора только на бетонном треке и для работы в похожих условиях (преимущественно транс-портные работы трактора). Задача решалась нахождением условного минимума функции отклика. За функцию отклика был принят относительный показатель – степень прозрачности силовой передаче, который подробно описан в главе 1.

Проводимые исследования опирались на такие источники информации как [4, 5, 6, 12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356]. После того как выбрали основные значащие факторы для проведения исследований, определяют уровни и интервалы варьирования факторов, представленные в таблице 4.1. В исследовании переменными были приняты следующие факторы: $S_{др}$– площадь сечения дросселя, $V_{пга}$– объем пневмогидроаккумулятора (ПГА), $Р_в$ – давление воздуха в ПГА, $J_{дг}$– момент инерции привода УДМ (включая шестерню привода масляного насоса).

Таблица 4.1 – Наименование факторов, их уровни и интервалы варьирования [251]

Наименование факторов	Обозначение Факторов	Кодовое обозначение	Интервал варьирования	Натуральные значения, соответствующие уровням кодированных факторов		
				Верхний (+1)	Основной (0)	Нижний (-1)
Площадь сечения дросселя	$S_{др}$, м^2	X_1	$1{,}13\cdot10^{-4}$	$4{,}624\cdot10^{-4}$	$3{,}494\cdot10^{-4}$	$2{,}364\cdot10^{-4}$
Объем ПГА	$V_{пга}$,м^3	X_2	$1{,}61\cdot10^{-3}$	$6{,}05\cdot10^{-3}$	$4{,}44\cdot10^{-3}$	$2{,}83\cdot10^{-3}$
Давление воздуха в ПГА	$Р_в$, Па	X_3	$1\cdot10^5$	$5\cdot10^5$	$4\cdot10^5$	$3\cdot10^5$
Момент инерции привода	$J_{дг}$, кг·м^2	X_4	0,00232	0,00464	0,00232	0

Формула перехода от натуральных значений к кодированным представлена уравнениями

$$x_1 = \frac{S_{др} - 3,494 \cdot 10^{-4}}{1,13 \cdot 10^{-4}}; \quad x_2 = \frac{V_{ПГА} - 4,44 \cdot 10^{-3}}{1,61 \cdot 10^{-3}}; \quad x_3 = \frac{P_в - 4 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5}; \; x_4 = \frac{J_{дг} - 2,32 \cdot 10^{-3}}{2,32 \cdot 10^{-3}}. \qquad (4.3)$$

Для получения модели процесса в виде полинома второй степени, как рекомендовано литературным источником [274], реализован некомпозиционный план второго порядка, матрица X которого представлена в таблице Б.3 приложения Б. Матрица плана эксперимента и матрица откликов представлена в приложении Г (рисунок Г.3).

Изменение уровней варьирования факторов на экспериментальном агрегате производилось следующим образом:

– площадь сечения дросселя изменялась перемещением иглы дросселя;

– объём ПГА изменялся путем ограничения воздушной полости специальным стопором;

– давление воздуха нагнеталось компрессором через воздушный кран и контролировалось воздушным манометром;

– момент инерции привода упруго-демпфирующего механизма изменялся дополнительными грузами на валу шестерни провода масляного насоса.

Использование САНиОМИ позволило определить недостающие коэффициенты математической модели.

4.6. Методика проведения полевых исследований

Методика проведения полевых исследований, как элемент общей методики исследований, позволила провести исследования по изучению технологического процесса функционирования трактора с УДМ в силовой передаче в полевых условиях. Измерения параметров трактора проводились на следующих режимах: разгон и установившейся режим. Перечисленные режимы работы трактора сопровождаются значительными колебаниями тяговой нагрузки, что позволяет получить достоверные данные по установлению корректности принятой математической модели, описывающей движение элементов трактора с нагрузкой от основных технологических машин, описанной в главе 3.

Давление в шинах трактора было установлено 0,18 МПа для передних управляемых колес и 0,11 МПа для ведущих колес и поддерживалось постоянным. Опыты проводились на горизонтальном участке поля с уклоном не более 2° при строго прямолинейном движении агрегата на пятой, шестой, седьмой, восьмой и девятой передачах основного ряда скоростей КПП трактора. Как и при испытаниях трактора на бетонном основании, положение рычага управления рейкой топливного насоса высокого давления системы питания соответствовало максимальной подаче топлива.

Перед началом проведения испытаний проводилась проверка технического состояния трактора и технологических машин. Опыты начинались только после прогрева двигателя и силовой передачи. После осуществления подготовки машины в стационарных условиях (зарядка аккумулятора, калибровка датчиков и настройка приборов) трактор направлялся в поле, где производилась дополнительная проверка работы приборов. Далее, после этого осуществлялся первый (контрольный) проезд трактора в агрегате с технологической машиной. В процессе проезда проводилась полная проверка работы всех приспособлений и измерительных приборов.

Перед началом измерений частота вращения коленчатого вала двигателя равнялась максимальной. За одну секунду до начала трогания трактора с технологической машиной, производилось включение регистрирующего оборудования СА-НиОМИ, которая была установлена в мобильной тензометрической лаборатории ТЛ-2 и представлена на рисунке 4.25.



Рисунок 4.25 – Мобильная тензометрическая лаборатория ТЛ-2

Тензометрическая лаборатория оснащена автономной электростанцией (рисунок 4.26) и внешними входами измерительных каналов (рисунок 4.27).



Рисунок 4.26 – Автономная электростанция мобильной тензометрической лаборатории ТЛ-2 (общий вид)



Рисунок 4.27 – Входы измерительных каналов тензометрической лаборатории ТЛ-2 (общий вид)

При выполнении опыта тензометрическая лаборатория передвигалась вместе с исследуемым трактором, находящимся в агрегате с технологической машиной. Методика проведения полевых исследований осуществлялась согласно ГОСТ 7057-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» [65].

4.6.1. Условия проведения измерений в поле

Показатели условий испытания трактора в агрегате с плугом (пахотного агрегата) проходили летом, в послеуборочный период на вспашке стерни и определялись по ГОСТ 20915-75 Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний (в новой редакции это ГОСТ 20915-2011 Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний).

Показатели условий испытания трактора в составе культиваторного машинно-тракторного агрегата проходили на весенней сплошной культивации пара определялись по ГОСТ 20915-75 (в новой редакции это ГОСТ 20915-2011). Почва – предкавказский легкоглинистый карбонатный чернозём, рельеф – ровный, продольный микрорельеф – 1,03 см, поперечный микрорельеф – 2,91 см.

Показатели условий испытания трактора в составе машинно-тракторного агрегата при посеве определялись по ГОСТ 20915-75 и по ОСТ 10.5.1-2000. (Испытание сельскохозяйственной техники. Машины посевные. Методы оценки функциональных показателей. Введ. 15.06.2000.- М.: Росинформагротех, 2000).

Средняя влажность и твердость почвы по слоям при проведении экспериментальных исследований трактора в агрегате с плугом занесена в таблицу 4.2 и 4.3.

Твердость почвы определялась почвенным плотномером (пенетрометром) ПС-30 конструкции ВИМ, который позволяет измерять сопротивление почвы вдавливанию плунжера, погружаемого на различную глубину (рисунок 4.28).

Таблица 4.2 – Результаты измерения твердости почвы по слоям при проведении экспериментальных исследований трактора в агрегате с плугом

Глубина замера, см	Повторность измерений твёрдости (плотности) почвы, кг/см^3 .							Мат. ожидание, кг/см^3 .	Дисп. (кг/см^3)^2.	СКО кг/см^3 .	Коэф. вариац
	1	2	3	4	5	6	7				
5	1,1	1,2	2,8	1,3	2,5	2,0	2,3	2,28	0,47	0,68	0,3
10	2,0	2,0	5,0	2,0	4,0	4,0	4,0	4,13	1,57	1,25	0,3
15	5,0	4,0	10,0	5,0	10,0	12,0	10,0	8,88	10,33	3,21	0,36
20	10	8,0	17,0	10,0	16,0	20,0	18,0	14,88	22,14	4,71	0,32

Таблица 4.3 – Средняя влажность и твердость почвы по слоям при проведении экспериментальных исследований трактора в агрегате с плугом

Глубина замера, см	Влажность, %	Твердость, кг/см^2 .	Твёрдость, МПа
5	15,1	2,28	0,23
10	18,3	4,13	0,41
15	21,1	8,88	0,89
20	23,5	14,88	1,49

Средняя влажность и твердость почвы по слоям при проведении экспериментальных исследований трактора в агрегате с культиватором занесена в таблицу 4.4.

Таблица 4.4 – Средняя влажность и твердость почвы по слоям при проведении экспериментальных исследований трактора в агрегате с культиватором

Глубина замера, см	Влажность, %	Твердость, МПа
0…5	15,1	1,39
5…10	18,3	1,63
10…15	21,1	1,94

Средняя влажность и твердость почвы по слоям при проведении экспериментальных исследований трактора в агрегате с сеялкой занесена в таблицу 4.5.

Таблица 4.5 – Средняя влажность и твердость почвы по слоям при проведении экспериментальных исследований трактора в агрегате с сеялкой

Глубина замера	Влажность	Твердость
0…5 см	23,09 %	0,23 МПа
5…10 см	17,27 %	0,41 МПа
10…15 см	20,19 %	0,89 МПа



Рисунок 4.28 – Пенетрометр ПС-30 конструкции ВИМ

При испытании машин и орудий для обработки почвы, средства измерения включают линейки и бороздомер (рисунок 4.29).



а) *б)*

Рисунок 4.29 – Средства измерения глубины обработки почвы: а) – линейки; б) – бороздомер.

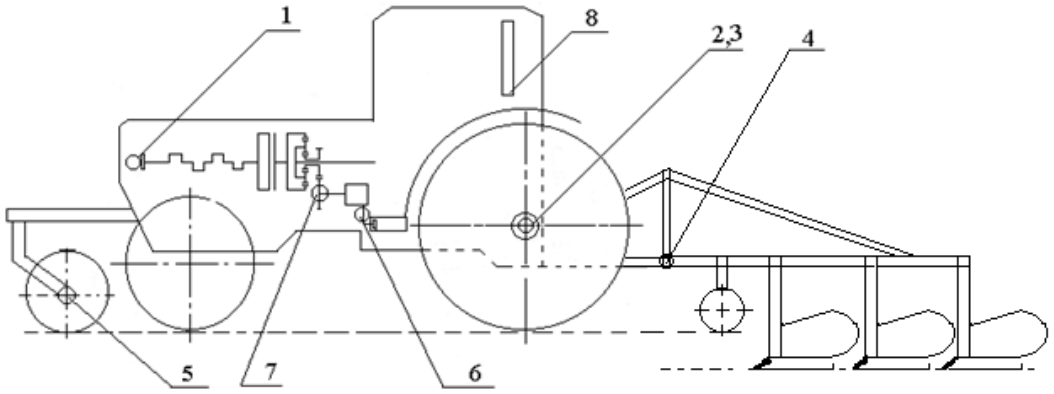
4.6.2. Методика проведения полевых исследований трактора в агрегате с плугом

Методика проведения полевых исследований позволила изучить влияние параметров УДМ на показатели работы трактора в агрегате с плугом [134, 117, 251, 253]. Для того чтобы показатели были в равной степени сопоставимы при испытании и влияние нерегистрируемых параметров было не существенным (КПД силовой передачи и колёсных движителей, сопротивление самопередвижению трактора и др.) контрольные опыты проводились на одном поле в течение рабочего дня. Время испытаний – летний (послеуборочный) период года. В качестве эталонного при проведении сравнительных опытов использовался тот же самый трактор, но с заблокированным УДМ (для краткой записи далее он указан как серийный). Характеристики силовой передачи с заблокированным УДМ близки к серийной. Управление трактором во всех вариантах осуществлялось одним и тем же трактористом.

Работа трактора с плугом проводилась по стерне озимой пшеницы при пахоте на глубину 25…27 см. В процессе проведения испытаний контролировались глу-

бина пахоты (глубиномером) и ширина пахоты (линейкой). Колебания всех показателей, находились в пределах, допускаемых требованиями. Время опыта и пройденный путь фиксировались при помощи САНиОМИ (рисунок 4.6), которая располагалась в мобильной лаборатории ТЛ-2 (рисунок 4.7 *б*). Обработка результатов эксперимента осуществлялась на персональном компьютере с использованием пакета специальных программ.

На рисунке 4.30 приведена схема установки датчиков на исследуемом тракторе в агрегате с плугом. Местоположение путеизмерительного колеса необходимо было поменять по соображениям безопасности дорожного движения при переездах на поле.



1 – датчик оборотов коленчатого вала двигателя; 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно; 3 – датчик крутящего момента ведущего колеса трактора; 4 – тензометрический датчик тягового усилия; 6 – датчик давления масла; 7– датчик оборотов шестерни привода масляного насоса; 8 – счетчик для фиксирования расхода топлива
Рисунок 4.30 – Схема размещения датчиков на исследуемом тракторе

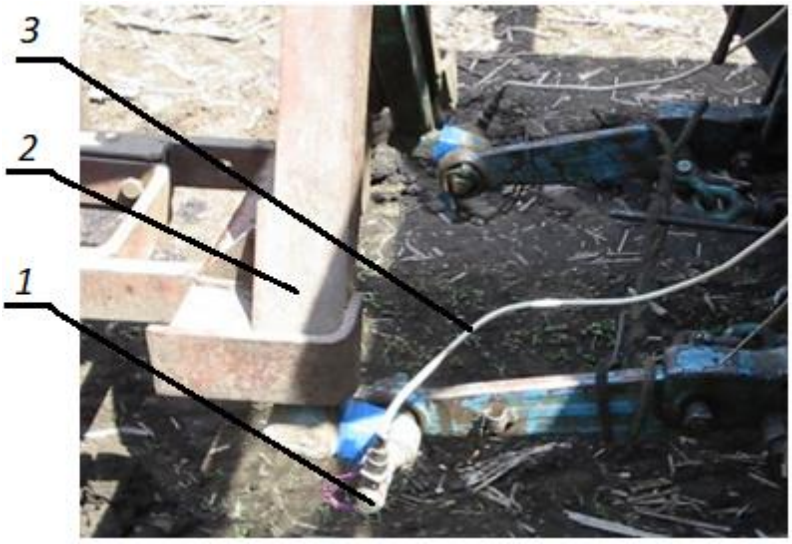
Общий вид трактора в агрегате с плугом представлен на рисунке 4.31. Оценка эффективности трактора в агрегате с плугом, параметры и режимы работы которых соответствовали рекомендациям теоретических исследований, проводились согласно ГОСТ 7057-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» [63, 64, 65].



а) *б)*

а – вид сзади; *б* – вид спереди

Рисунок 4.31 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с навесным плугом ПЛН 3-35 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66



1 – тензометрический палец тягового усилия; 2 – треугольная навеска плуга; 3 – кабель питания и передачи информации в бортовой компьютер

Рисунок 4.32 – Тензометрические датчики тягового усилия плуга

Тензометрические датчики тягового усилия представлены на рисунке 4.32.

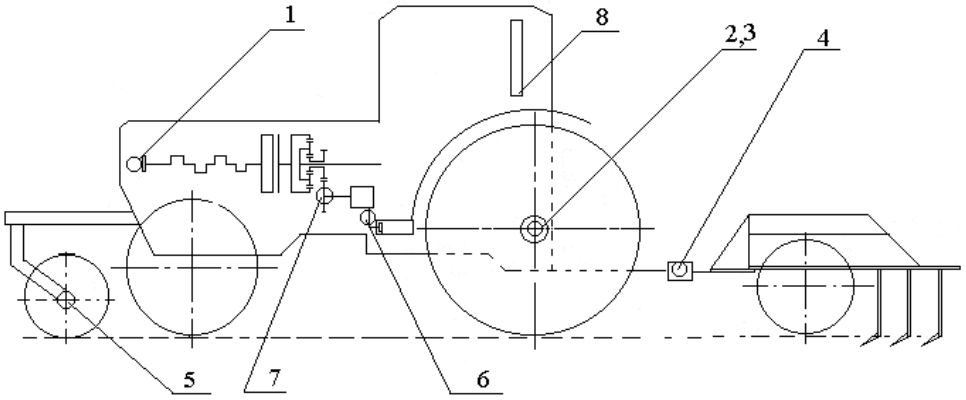
4.6.3. Методика проведения полевых исследований трактора в агрегате с культиватором

Методика проведения полевых исследований позволила изучить влияние параметров УДМ на показатели работы трактора при работе с культиватором. В соответствии с поставленной задачей для исследований был подготовлен опытный трактор-макет на базе МТЗ-80 с УДМ в силовой передаче в агрегате с пропашным культиватором КПС-4 (рисунок 4.33 и 4.34).



Рисунок 4.33 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с прицепным культиватором и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66

Для обеспечения энергопитанием измерительного оборудования в полевых условиях во время измерений применялась тензометрическая лаборатория ТЛ-2 подробно описанная в пункте 4.6 и представлена на рисунке 4.25 [37, 75, 251, 371]. Схема расположения датчиков на исследуемом тракторе показана на рисунке 4.34.



1 – датчик оборотов коленчатого вала двигателя; 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно; 3 – датчик крутящего момента ведущего колеса трактора; 4 – тензометрический датчик тягового усилия; 6 – датчик давления масла; 7– датчик оборотов шестерни привода масляного насоса; 8 – счетчик для фиксирования расхода топлива
Рисунок 4.34 – Схема установки датчиков на исследуемом тракторе при работе с культиватором

В качестве базы для сравнения при проведении опытов использовался тот же самый трактор, но с заблокированным УДМ. Управление трактором в обеих вариантах осуществлялось одним и тем же трактористом первого класса.

Культивация проводилась на специально подготовленном поле на глубину 10…12 см. В процессе проведения опытов контролировались глубина культивации и ширина захвата по ГОСТ 26244-84. Время опыта и пройденный путь фиксировались при помощи САНиОМИ. Обработка результатов эксперимента осуществлялась на персональном компьютере с использованием пакета программ. Общая схема установки датчиков на исследуемый агрегат при проведении исследований в полевых условиях практически не изменилась. Оценка эффективности трактора в агрегате с культиватором, проведена в соответствии с ГОСТ 7057-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» [63, 64, 65].

4.6.4. Методика проведения полевых исследований трактора в агрегате с сеялкой

Изучить влияние параметров УДМ на показатели работы трактора при работе с прицепной сеялкой позволила методика проведения полевых исследований [37, 75, 251, 240, 370, 372]. Для проведения полевых экспериментальных исследований был подготовлен трактор-макет (описан в пункте 4.3) с УДМ в силовой передаче на базе МТЗ-80 в составе с прицепной сеялкой СЗ-5,4А. Давление в шинах трактора было установлено 0,18 МПа для передних управляемых колес и 0,11 МПа для ведущих колес и поддерживалось постоянным. Опыты проводились на горизонтальном участке поля с уклоном не более 2° при строго прямолинейном движении агрегата на пятой и шестой передаче основного ряда скоростей КПП трактора.

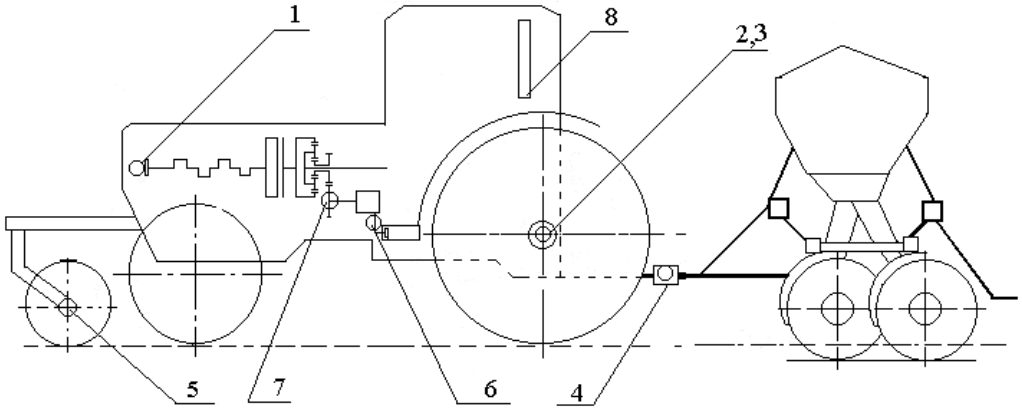
В качестве эталонного трактора при проведении сравнительных измерений использовался тот же самый трактор, но с заблокированным УДМ. Управление трактором в обеих вариантах осуществлялось одним и тем же трактористом первого класса. Положение рычага управления подачей топлива соответствовало максимальному значению. Испытания проводились на следующих режимах: разгон и установившейся процесс движения. Перечисленные режимы работы трактора сопровождаются значительными колебаниями тяговой нагрузки. Записав параметры движения, удалось получить достоверные данные вероятностных характеристик процесса функционирования трактора при работе с сеялкой.

Обеспечение электрической энергией измерительного оборудования, в полевых условиях было осуществлено тензометрической лабораторией ТЛ-2. При выполнении опыта тензометрическая лаборатория передвигалась вместе с исследуемым трактором. За одну секунду до начала трогания агрегата производилось включение регистрирующего оборудования САНиОМИ, которая регистрировала основные параметры, а также время опыта и пройденный путь. Обработка результатов эксперимента осуществлялась на персональном компьютере с использованием пакета программ [78, 171, 351]. Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с прицепной сеялкой СЗ-5,4А и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66 представлен на рисунке 4.35.



Рисунок 4.35 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с прицепной сеялкой СЗ-5,4А и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66

Схема установки датчиков показана на рисунке 4.36.



1 – датчик оборотов коленчатого вала двигателя; 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно; 3 – датчик крутящего момента; 4 – тяговое звено; 6 – датчик давления масла; 7– датчик оборотов шестерни привода масляного насоса; 8 – счетчик для фиксирования расхода топлива

Рисунок 4.36 – Схема установки датчиков на исследуемом тракторе в агрегате с сеялкой

Методика полевых измерений позволили уточнить математическую модель. Оценка эффективности трактора в агрегате с сеялкой проводились согласно ГОСТ 7057-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний».

4.6.5. Методика проведения исследований транспортно-технологического агрегата

Процесс сельскохозяйственного производства органически связан с процессом транспортировки грузов. Транспортные средства доставляют топливо, смазочные материалы, удобрения, машины, агрегаты и их детали, стройматериалы, зерно, овощи, плоды, молоко, корма и прочее, от места производства к месту потребления или использования в том числе на полях хозяйств. В этой связи особое значение приобретает сельскохозяйственный транспорт. На транспортные операции приходится около 40-50 % всех затрат энергии в сельском хозяйстве, в том числе в животноводстве и растениеводстве. В своих исследованиях по совершенствованию силовой передачи трактора мы не могли обойти этот вопрос. Стояла задача узнать, как ведет себя УДМ в силовой передаче трактора и какого его влияние на работу трактора в целом при работе с транспортным прицепом.

Разработанная методика проведения исследований трактора позволила оценить влияние параметров УДМ на показатели работы с транспортным прицепом. Методика испытаний трактора проведена с использованием оценки эффективности параметров и режимов работы, которые соответствовали рекомендациям теоретических исследований и проводились согласно ГОСТ 7057-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» [65].

Для получения одинаковых показателей при сравнительных испытаниях и снижения влияния таких параметров как КПД силовой передачи, КПД колёсных движителей, сопротивление самопередвижению трактора, контрольные опыты проводились на одной дороге в течение одного рабочего дня [254]. Эксплуатационные испытания транспортно-технологического агрегата проводились на грунтовых полевых дорогах учебно-опытного фермерского хозяйства и на территории учебного полигона ФГБОУ ВПО АЧГАА. Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с транспортным прицепом ПТС-6 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66 приведен на рисунке 4.37.



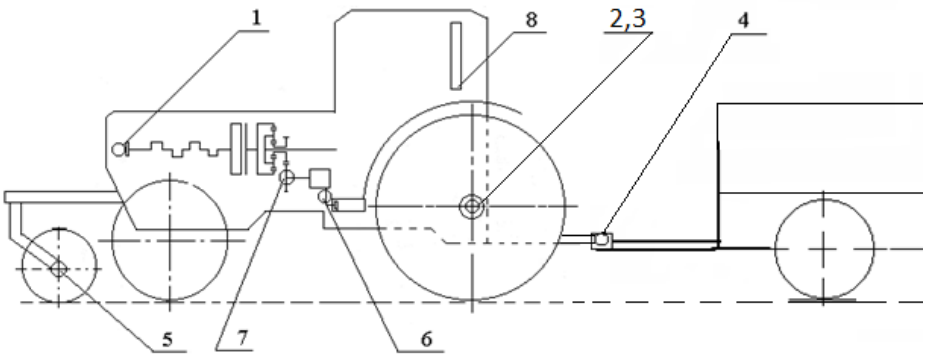
а) *б)*

а – вид сбоку; *б* – вид спереди

Рисунок 4.37 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с транспортным прицепом ПТС-6 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66

Опыты проводились при движении трактора с прицепом по грунтовой дороге на восьмой и девятой передачах основного ряда скоростей КПП трактора.

Для получения необходимой информации о работе трактора при проведении полевых измерений на элементы силовой передачи и двигателя трактора устанавливались датчики, схема установки которых показана на рисунке 4.38.



1 – датчик оборотов коленчатого вала двигателя; 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно; 3 – датчик крутящего момента ведущего колеса трактора; 4 – тензометрический датчик тягового усилия; 6 – датчик давления масла; 7- датчик оборотов шестерни привода масляного насоса; 8 – счетчик для фиксирования расхода топлива
Рисунок 4.38 – Схема установки датчиков на исследуемом тракторе в составе транспортно-технологического агрегата

При проведении сравнительных опытов использовался тот же самый трактор, но с заблокированным УДМ. Управление трактором с прицепом во всех вариантах осуществлялось одним и тем же трактористом первого класса. Время опыта и пройденный путь фиксировались при помощи САНиОМИ. Обработка результатов эксперимента осуществлялась на персональном компьютере с использованием пакета специальных программ.

4.7. Методика проверки математической модели на адекватность и сходимость результатов

В качестве исходных данных, для доказательства адекватности математической модели и дальнейшего проведения теоретических исследований с её помощью, взяты результаты испытаний трактора в составе тягового агрегата. Исходные данные были получены с помощью САНиОМИ [122, 240, 251, 369, 371, 372].

Сходимость результатов была определена путем сопоставления параметров

реального трактора (от датчиков), полученных экспериментальным путем с результатами, полученными при моделировании движения на математической модели. Все основные параметры трактора, заложенные в математическую модель, соответствуют характеру натурного эксперимента [122, 240, 251, 369, 371, 372].

Результаты проведения исследований сравнивались не только визуально (путем наложения графиков один на другой), но и обрабатывались математическими методами. Компетентность допущений, сделанных при разработке математической модели трактора, определялась с использованием таких критериев как «коэффициент корреляции», «коэффициент Стьюдента» и «критерий Фишера», подробно описанные в работах [12, 56, 274, 294, 302, 315, 316, 321-323, 336, 343, 344, 355, 356, 364].

Коэффициент корреляции ***r***, методика определения которого приведена в работах [189-191], был рассчитан по формуле

$$r_{xy} = \frac{\delta_{y_T}}{\delta_{y_Э}}, \text{ при } \delta_{y_T} \le \delta_{y_Э} \quad , \tag{4.4}$$

где $\delta_{ут}$ – среднее квадратическое отклонение переменной величины, вычисленное теоретически, на математической модели;

$\delta_{уэ}$ – среднее квадратическое отклонение переменной величины, полученное опытным путем.

$$\delta_{y_T} = \sqrt{\frac{\sum y_{Ti}^2}{n} - \bar{y}_T^2} \quad ; \quad \delta_{y_Э} = \sqrt{\frac{\sum y_{Эi}^2}{n} - \bar{y}_Э^2} \ , \tag{4.5}$$

где y_{Ti} , $y_{Эi}$ – соответственно теоретические и экспериментальные значения переменной величины;

$\bar{y}_T$, $\bar{y}_Э$ – соответственно теоретические и экспериментальные значения математических ожиданий переменной величины.

Коэффициент корреляции оценивает тесноту связи между теоретическими и экспериментальными значениями переменной величины. Степень тесноты связи оценивают по таблице 4.6 [49, 50].

Таблица 4.6 – Значение коэффициента корреляции и соответствующая ему степень тесноты связи

Значение коэффициента корреляции r	Степень тесноты связи
близко к нулю	связь не проявляется
до 0,5	слабо выражена
от 0,5 до 0,8	связь средней силы
свыше 0,8	тесная связь
близко к ±1	связь приближается к функциональной

Коэффициент Стьюдента t , методика определения которого приведена в работах [12, 274, 294, 302, 315, 316, 321-323, 336, 355, 356], был рассчитан по формуле

$$t = \frac{\bar{y}_T}{\bar{y}_Э}, \text{ при } \bar{y}_T \geq \bar{y}_Э \ . \tag{4.6}$$

Сравнивая коэффициент Стьюдента t , полученный расчетным путем с табличным значением t_T , определяем значимость или не значимость расхождений между теоретическими и экспериментальными данными (при $t_p < t_T$ разница не значима).

Критерий Фишера F, методика определения которого приведена в работах [12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356] был рассчитан по формуле

$$F = \frac{D_{y_T}}{D_{y_Э}}, \text{ при } D_{y_T} \geq D_{y_Э} \ , \tag{4.7}$$

где D_{YT} , $D_{YЭ}$ – соответственно теоретические и экспериментальные значения дисперсий переменной величины.

Критерий Фишера (F –критерий) показывает адекватность модели экспериментальным данным. Английским статистиком Снедекором [376] разработаны таблицы критических значений F –отношений при разных уровнях существенности нулевой гипотезы и различном числе степеней свободы. Если расчетное значение F_p меньше табличного значения F_T ($F_p < F_T$), nто в этом случае делается вывод о существенности связи признаков [12, 274, 294, 302, 321-323, 336, 355, 356]. Если же фактическая величина окажется меньше табличной, то вероятность нулевой гипотезы выше заданного уровня.

Коэффициент корреляции, коэффициент Стьюдента и критерий Фишера были определены для числа степеней свободы – 50 (количество точек или измерений) для теоретических и экспериментальных данных при 5% уровне значимости.

4.8. Методика проведения корреляционно-спектрального анализа результатов экспериментальных исследований

Нами применены классические методы анализа временных рядов., параметрические и непараметрические методы спектрального анализа, необходимые для изучения особенностей случайного процесса в частотной области. Основной характеристикой, по которой можно судить о спектральном составе исследуемого процесса, является функция спектральной плотности [11, 21-25, 39-41, 71, 146, 147,158-160, 173, 186, 282, 304]. Вероятностные характеристики случайных процессов вычисляются как правило по одной реализации процесса достаточной длительности по времени. Анализ временных рядов нормированной автокорреляционной функции и спектральной плотности изменения процессов в опытном и серийном тракторе при работе с орудиями проводился при помощи специальной программы «МРСП – 2» («Методика расчета случайного процесса» представлена в приложении Д), которая разработана ГНУ ВНИПТИМЭСХ (в настоящее время ФНЦ Донской в городе Зерноград), а также с помощью встроенного пакета программы MathCAD [79, 142, 273].

Случайный процесс называется стационарным, если одномерная плотность распределения вероятности и, следовательно, математическое ожидание и дисперсия случайного процесса не зависят от времени, а двумерная плотность распределения вероятности и корреляционная функция зависят только от разности временных аргументов.

Корреляционная функция процесса является выходным переменным, энергетическим показателем динамической системы и позволяет дать оценку степени фильтрации входящих в эту систему переменных возмущений. Нормированная корреляционная функция вычислялась по формуле

$$\rho_{xxн}(K) = \frac{R_{xx}(K)}{\sigma_{xx(K)}}\ , \qquad (4.8)$$

где $R_{xx}(K)=\frac{1}{N-K}\sum_{i=0}^{N-1}\overset{o}{X}_r\overset{o}{X}_{r+k}$ – корреляционная функция;

$\sigma_{xx}(K)=\frac{1}{(N-K)^2}\sum_{r=1}^{N-k}\overset{o}{X}_r^{\,2}\sum_{r=1}^{N-k}\overset{o}{X}_{r+k}$ – нормировочный член.

Затухание корреляционной функции является признаком эргодичности процесса. Алгебраическое затухание корреляционной функции эквивалентно бесконечному значению соответствующей восприимчивости. Это следствие флуктуационно-диссипационной теоремы, хорошо известной в статистической механике [11, 12, 21-25, 39-41, 56, 71, 146, 147,158-160, 173, 186, 274, 282, 294, 302, 304, 315, 316, 321-323, 336, 343, 344, 355, 356, 364].

Интервалом корреляции называют обычно время τ_k, в течение которого корреляция исчезает или затухает. Для процессов, у которых протекание кривой $\rho(\tau)$ имеет вид, показанный на рисунке 4.39 *б*, под интервалом корреляции понимают такое значение τ_k, при котором для любых $\tau > \tau_k$ абсолютная величина $\rho(\tau)$ остается меньше какой-либо заданной величины ε. Обычно принимают ε=0,05 [3, 160].

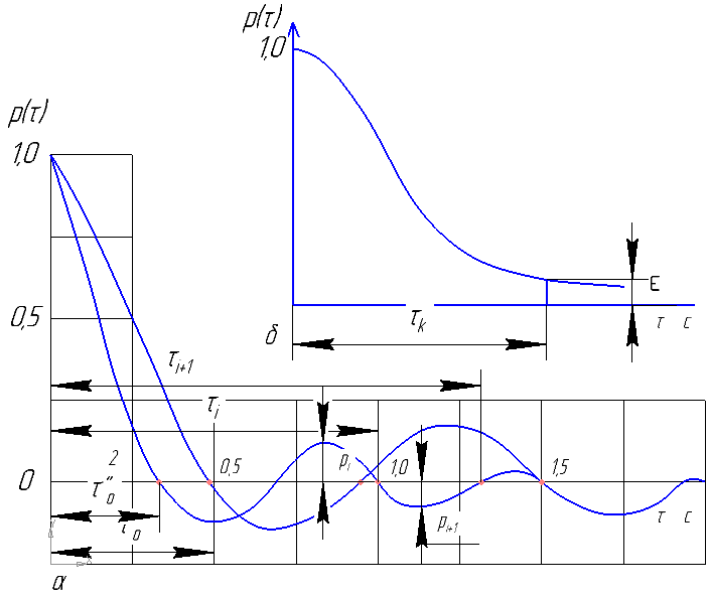


Рисунок 4.39 – Нормированные корреляционные функции изменения глубины хода навесного плуга [160]

Для процесса со скрытыми периодическими составляющими такое определение τ_k неудобно, так как ординаты точек кривой $\rho(\tau)$ вычисляют практически до какого-то наибольшего сдвига τ_{max} , который вначале выбирают по характеру протекания процесса на осциллограмме, а затем уточняют при вычислении $\rho(\tau)$. Кроме

того, значение τ_{max} должно быть согласовано со спектром дисперсии. Практически для сравнения удобен параметр τ_0, определяющий отрезок времени от начала координат до первого пересечения кривой $\rho(\tau)$ с осью абсцисс (рисунок 4.39*а*).

Средний полупериод колебаний T_p вычисляют по формуле

$$T_p = \frac{1}{n}\sum_0(\tau_{i+1} - \tau_i)\ , \qquad (4.9)$$

где τ_i – последовательные значения на оси абсцисс точек пересечения кривой $\rho(\tau)$ оси τ (рисунок 4.39 *а)*.

Периоду T_p соответствует средняя круговая частота ω_p. Для оценки сходства и различия двух процессов используют функцию взаимной корреляции. Стоит отметить также основные свойства взаимных корреляционных функций (ВКФ), имеющих существенное значение при расчете динамических характеристик движущихся машин. Взаимная корреляционная функция служит мерой «устойчивости» ортогонального состояния при сдвигах сигналов во времени.

Свойства взаимной корреляционной функции:

1) В отличие от корреляционной функции $R_\chi(\tau)$ взаимная корреляционная функция $R_{xy}(\tau)$ не будет четной функцией своего аргумента (не является ни чётной ни нечётной функцией), то есть $R_{xy}(\tau) \neq R_{xy}(-\tau)$;

2) ВКФ остаётся неизменной при перемене чередования функций и изменений знака аргумента. Для стационарных процессов $R_{xy}(\tau) = R_{yx}(-\tau)$, это означает, что графики функции $R_{xy}(\tau)$ и $R_{yx}(\tau)$ симметричны относительно оси ординат;

3) Другое свойство взаимной корреляционной функции выражается соотношением: $R_{xy}(\tau) \leq [R_x(0)R_y(0)\ ]^{1/2}$, где $R_x(0)$ и $R_y(0)$ – дисперсии процессов;

4) Если случайные функции *x(t)* и *y(t)* не содержат постоянных составляющих и создаются независимыми источниками, то для них $R_{xy}(\tau)$ стремится к нулю. Такие функции называются некоррелированными.

Определенная таким образом взаимная корреляционная функция двух случайных процессов позволяет оценить параметры и свойства, например, суммы и разности двух случайных процессов. Это очень часто встречается в практических

измерениях [11, 73, 173, 177, 320]. Взаимная корреляционная функция, соответствующая приведенным автокорреляционным функциям, получается в результате прямого преобразования Фурье [236, 273].

С помощью функции ВКФ можно измерить запаздывание во времени двух процессов. В нашем случае необходимо измерить скорость прохождения сигнала от датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя (ДЧВКВД) до датчика оборотов ведущего колеса трактора (ДОВКТ). Изменение сигнала являются случайными, однако не верно считать, что они не связаны между собой. Колебания нагрузки, проходящие по валопроводу будут проходить через оба датчика. Таким образом, на одном из датчиков должен появиться сигнал, очень похожий на сигнал наблюдаемый на другом датчике (либо на ДЧВКВД, либо на ДОВКТ). Иначе говоря, имеется связь между двумя сигналами. Если вычислить функцию ВКФ этих двух сигналов, то можно узнать величину временного запаздывания между сигналами. После чего легко определить скорость прохождения колебаний нагрузки по валопроводу. Корреляция между сигналами от датчиков при запаздывании на время τ_0 принимает максимальное значение. Отношение расстояния между датчиками к временному запаздыванию определяет скорость прохождения колебаний

$$V(\omega) = \frac{D_{1-2}}{\tau_0}, \tag{4.10}$$

где $V(\omega)$ – скорость распространения колебаний (сигнала) по валопроводу, м/с;

D_{1-2} – расстояние между датчиками-преобразователями сигнала, м;

τ_0 – временное запаздывание сигнала, с.

Для случайного процесса существенной характеристикой является спектральная плотность $S(\omega)$, дающая представление о частотном составе этого процесса. Спектральная плотность связана с корреляционной функцией преобразованиями Лапласа, Карсона и Фурье. Для большого класса процессов, спектральная плотность $S_x(\omega)$ и корреляционная функция $R_\chi(\tau)$ совместно определяют внутренние свойства и структуру самого протекающего процесса, причем корреляционная функция – во временной области, а спектральная плотность – в частотной области.

Вместе с тем для реальных случайных процессов, имеющих место при работе тракторов, наиболее физически ощутимой характеристикой является спектральная плотность, определяющая спектр дисперсии случайного процесса и его частотный состав. Спектральная плотность определяет собой спектральное разложение корреляционной функции и при этом отражает и частотный состав самого случайного процесса. Спектральная плотность имеет размерность произведения дисперсии на секунду. Размерность нормированной спектральной плотности – секунда.

В связи с тем, что мы имеем отдельную реализацию случайного процесса, оценка спектральной плотности определялась через корреляционную функцию с использованием косинус преобразования Фурье [236, 273]

$$S(\omega)=\frac{1}{\pi}\int_0^{\infty}R(t)\cos(\omega t)\,dt=\frac{\sigma_z^2}{\pi}\left(A_1\frac{\alpha_1}{\omega^2+\alpha_1^2}+A_2\frac{\alpha_2\left(\omega^2+\alpha_2^2+\beta_2^2\right)}{\left(\omega^2-\alpha_2^2-\beta_2^2\right)+4\alpha_2^2\omega^2}\right)= \\ =\frac{1}{m}\left[R_0+2\sum_{k=1}^{m-1}R_k\cos\left(\frac{\pi rk}{m}\right)+R_m\cos(\pi r)\right], \quad (4.11)$$

где $R(t)$ – корреляционная функция;

$A_1, A_2, \alpha_1, \alpha_2, \beta$ – коэффициенты аппроксимации автокорреляционной функции;

ω – частота колебаний, $с^{-1}$; $\boldsymbol{r} = 0, 1, \ldots \boldsymbol{m}$, $\boldsymbol{k} = 1, 2, \ldots \boldsymbol{m}–1$.

σ_z – среднеквадратическое отклонение от нулевого значения.

Сглаживание оценки $S(\omega)$ производилось с помощью весовой функции Тьюки – Хэннинга

$$\lambda_k=\frac{1}{2}\left(1+\cos\left(\frac{\pi k}{m}\right)\right). \quad (4.12)$$

Спектральная плотность реализации случайного процесса является всегда положительной функцией аргумента и не может иметь отрицательных значении, т.е. $S_x(\omega) > 0$. Кроме того, для вещественных случайных процессов спектральная плотность является четной функцией, т.е, $S_x(\omega) = S_x(-\omega)$. Однако нельзя забывать, что отрицательная частота – понятие не физическое, а математическое, вытекающее из способа представления комплексных чисел.

Взаимная спектральная плотность мощности является комплексной величиной, поэтому ее можно представить в показательной форме записи через модуль и фазовый угол [168, 266, 283, 324].

4.9. Методика расчета на надёжность элементов силовой передачи

Методика определение долговечности как единичного свойства надежности

Разработанная методика опирается на ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости». Как указано в работе [313] основной причиной отказов и поломок, работающих в условиях динамического нагружения деталей автотракторных силовых передач, является потеря усталостной прочности в результате накопления усталостных повреждений. На практике способность материала сопротивляться переменным напряжениям характеризуется величиной разрушающего напряжения σ при определенном числе N циклов нагружения. Зависимость между σ и N обычно описывается следующим выражением

$$\sigma^m \cdot N = C \ , \tag{4.13}$$

где C– постоянная величина, m – показатель степени. Это постоянные, зависящие от свойств материала, температуры испытания, окружающей среды.

Ресурс силовой передачи трактора в существенной степени определяется усталостной долговечностью ее элементов. В соответствии с ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости», а также справочником И. А. Биргера [24, 268] был проведен расчет характеристик сопротивления усталости вала. В нашем случае параметры снимались с полуоси заднего моста трактора. Вал сделан из стали 40Х с улучшением. Основные силы, воздействующие на него, вызываются кручением.

По ГОСТу постоянная величина $\boldsymbol{C}$ рассчитывается как

$$\sigma_{-1Д}^{m} \cdot N_G, \tag{4.14}$$

где $\sigma_{-1Д}$ – предел выносливости неупрочненных деталей,

N_G – абсцисса точки перелома кривой усталости.

Следовательно

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_{-1Д}^m \cdot N_G \ . \quad (4.15)$$

В нашем случае требуется брать предел выносливости при кручении τ_{-1} в МПа. Формула примет вид

$$\tau_{-1Д} = \frac{\tau_{-1}}{K} \ , \quad (4.16)$$

где K – коэффициент снижения предела выносливости.

Определение коэффициента снижения предела выносливости приведено в приложении Д (приложение Д.1 – Методика расчета на долговечность).

Требуется определить значение $\sigma^m \cdot N$ по экспериментальным. При кручении эта формула выглядит как ${\tau_{-1}}^m \cdot N$. При условии кручения $\tau_{-1} = 230$ МПа, с учетом ступенчатой циклограммы нагружения

$$N = \sum_i \left(\left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 \cdot N_i \right) \cdot \frac{1}{K} \quad , \quad (4.17)$$

где T_i – крутящий момент, соответствующий i-ой ступени циклограмма нагружения, Н·м;

T_{max} – крутящий момент, соответствующий наибольшей ступени циклограммы нагружения, Н·м;

N_i – число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки T_i.

Полностью методика приведена в приложении Д (приложение Д.1 – Методика расчета на долговечность).

Определение безотказности как единичного свойства надежности

Методы, основанные на теории массового обслуживания, используют для оценки процессов функционирования элементов машин на стадии проектирования. Методы статического моделирования основаны на математическом описании процессов функционирования системы и прогнозирования вероятности безотказной работы. Как указано в фундаментальных трудах авторов [226, 227], вероятность безотказной работы сложного технического объекта, состоящего из нескольких элементов, вычисляют как произведение вероятностей

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n} P_i(t) \, , \quad (4.18)$$

где $P_i(t)$ — вероятность безотказной работы i-го элемента в течение заданной наработки (от 0 до t);

n — число элементов структурной схемы надежности, участвующих в выполнении работы.

Снижение нагруженности деталей силовой передачи относится к методу повышения надежности мобильной техники, который может быть обеспечен резервированием. При общем резервировании элементов конструкции, вероятность безотказной работы определяется выражением

$$P(t) = 1 - \prod_{j=1}^{m}(1 - \prod_{i=1}^{n} P_i(t)), \quad (4.19)$$

где *m* — число параллельно соединенных элементов.

Наибольшее распространение имеет нагрузочное резервирование. В работе Р.В. Ротенберга [228] было доказано то, что создание запаса прочности повышает долговечность, это в свою очередь приводит к безотказности элементов конструкции в целом. Р.В. Ротенберг приводит зависимость вероятности не разрушения *R* от параметров прочности *k*, определяемый отношением математического ожидания предельного напряжения материала $\sigma_п$ к математическому ожиданию действующего (рабочего) напряжения материала $\sigma_д$. Автор доказал, что функция вероятности неразрушения *R=f*(*k*) имеет гиперболическую зависимость. Также указано что при *k*=1,1 вероятность разрушения составляет *F*= 0,3. Увеличение *k* до 1,4 даёт уменьшение вероятности разрушения в 10 раз (*F*= 0,03). И уже при *k*=1,7 вероятность разрушения составляет *F*= 0,0011 (при этом *R=1-F*=0,9989).

Структурная схема элементов силовой передачи серийного (без УДМ) и опытного трактора (с УДМ) приведена на рисунке 4.38. В схеме на рисунке *4.38б* добавлен УДМ, который позволяет ограничивать нагрузки и величины напряжений в валопроводе и защищает двигатель от колебаний внешней нагрузки. Что доказано проведёнными экспериментальными исследованиями и приведенными расчетами в настоящей диссертации (параграфы 5.3 и 6.1).

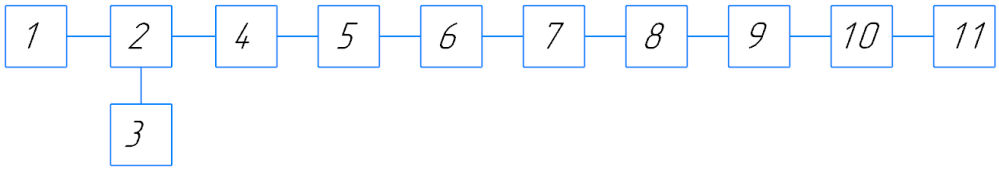
Для схемы, показанной на рисунке 4.38*а* , выражение для нахождения вероятности безотказной работы будет выглядеть следующим образом

$$P(X_1) = p(x_1) \times p(x_4) \times p(x_5) \times p(x_6) \times p(x_7) \times p(x_8) \times \\ \times p(x_9) \times p(x_{10}) \times p(x_{11}) , \quad (4.20)$$

где $p(x_1)$ … $p(x_{11})$ – вероятности безотказной работы структурных элементов силовой передачи, обозначение которых приведено на рисунке 4.38.



а)



б)

1-двигатель; 2-планетарный редуктор УДМ; 3-масляный насос вместе с ПГА, как элемента УДМ; 4-валы коробки перемены передач; 5-главная передача и дифференциал; 6,9-полуось левая и правая; 7, 10-бортовой редуктор и диск колеса правого и левого борта; 8,11-шина левого и правого борта

Рисунок 4.40 – Структурная схема элементов силовой передачи серийного *а)* и опытного *б)* трактора

Для схемы, показанной на рисунке 4.40*б* выражение для нахождения вероятности безотказной работы будет выглядеть следующим образом

$$P(X_2) = p(1) \times \Big(1 - \big(1 - p(2)\big) \times \big(1 - p(3)\big)\Big) \times p(4) \times p(5) \times \\ \times p(6) \times p(7) \times p(8) \times p(9) \times p(10) \times p(11)\,, \tag{4.21}$$

Общая вероятность безотказной работы для исследуемого трактора представлена в главе 6, параграф 6.3.

4.10. Точность измерений

Точность измерения – степень соответствия результата измерения действительному значению измеряемой величины. Точность измерений зависит от появления ряда ошибок, возникающих вследствие тех или иных причин. Измерения – это основа опыта и всего исследования. Задачи измерения при исследованиях в области точных наук включают в себя отыскание действительного значения (а точнее, оценки этого значения) измеряемой величины и оценки точности измерения [85, 294]. Ошибки, в зависимости от источника их проявления, можно разделить на две группы. Первая группа ошибок – систематические, зависящие от точности применяемых приборов и возможности выдержать требуемые неизменные условия изме-

рений. Вторая группа – случайные ошибки. Эту группу ошибок полностью исключить нельзя, но можно значительно уменьшить их влияние. Вероятность появления этих ошибок может быть сведена к минимуму многократностью опытов, снятием контрольных точек и максимальной тщательностью измерений [37, 75]. Если систематические ошибки можно определить количественно и учесть при постановке опыта, грубые ошибки устранить многократным повторением, то количественную оценку случайных ошибок заранее дать невозможно. Поэтому суммарную ошибку определяют на основе теории случайных ошибок. Предельные значения погрешностей определялись по данным калибровок в соответствии с методиками, предложенными целым рядом авторов [4, 6, 37, 44, 75, 186, 302]. В таблице 4.7 представлен расчет погрешности при измерении тягового усилия [240].

Таблица 4.7 – Расчет погрешности при измерении тягового усилия.

Нагрузка, Н	Величина отклонения условных единиц (УЕ) платы АЦП						Математическое ожидание, УЕ	Среднее квадратичное отклонение, σ УЕ	Предельная относительная ошибка, %
	Нагрузка			Разгрузка					
	1	2	3	1	2	3			
0	3062	3059	3061	-	-	-	3060.7	1.53	0.05
370	2626	2627	2624	-	-	-	2625.7	1.53	0.06
700	2225	2224	2223	-	-	-	2224	1	0.05
1100	1751	1750	1748	-	-	-	1749.7	1.53	0.09
1530	1246	1245	1247	-	-	-	1246	1	0.08
880	-	-	-	2001	2003	2005	2003	2	0.1
400	-	-	-	2583	2585	2584	2584	1	0.04
170	-	-	-	2863	2864	2865	2864	1	0.04

Анализ таблицы 4.7 показывает, что предельная погрешность при измерении силы тяги с помощью аналого-цифрового преобразователя не превышает 0,1%. Таким образом, точность цифрового преобразователя высока, и вполне достаточна для измерения параметров. Однако, согласно теории ошибок, необходимо учитывать и погрешность измерительных приборов. Поэтому суммарная погрешность будет складываться из трех составляющих: погрешность прибора, погрешность

платы и случайной ошибки. Погрешность прибора не превышает 0,5%. Общая погрешность с учетом случайной ошибки и ошибки округления составляет 0,41%. Погрешность платы составляет не более 0,1%.

Согласно методике проведения эксперимента повторность опытов, как минимум, принималась троекратной. После каждой серии опытов данные, полученные САНиОМИ, дешифровались. Если не хватало точности в технике проведения экспериментов, опыты повторяли. Обязательно перед каждым таким повторением дополнительно проверялась работа всех датчиков. Предельные погрешности измеряемых параметров занесены в таблицу 4.8 [75].

Таблица 4.8 – Предельные погрешности измеряемых параметров

№ пп	Наименование измеряемого параметра	Предельная ошибка, %
1	Частота вращения коленчатого вала двигателя	1,23
2	Частота вращения шестерни привода масляного насоса	1,23
3	Давление масла в масляной магистрали УДМ	0,95
4	Крутящий момент на ведущем колесе трактора	3,12
5	Тяговое усилие	1,01
6	Расход топлива	4,3
7	Обороты ведущего колеса	5,0
8	Обороты путеизмерительного колеса	5,0

Согласно методике эксперимента, параметры, характеризующие работу трактора, измеряли прямым методом без использования дополнительных устройств, поскольку точность результатов эксперимента определяется погрешностями приборов, входящих в систему измерения.

4.11. Выводы по четвертой главе

В настоящей главе диссертации достигнуты и решены следующие задачи:

1. Разработан новый подход для проведения широких исследований силовой передачи трактора, который позволяет получить основные показатели рабочего процесса трактора и провести анализ вероятностных характеристик его работы при переменной и установившейся нагрузках.

2. Разработана методика экспериментальных исследований динамики движения трактора сельскохозяйственного назначения, которая в рамках системного под-

хода к исследованию динамических процессов, позволяет провести анализ вероятностных характеристик его работы, в том числе провести расчетно-экспериментальные исследования динамической нагруженности и долговечности элементов конструкции при установившихся и неустановившихся режимах движения.

3. Разработана методика, которая позволяет связывать отдельные вариации характеристик конструктивных параметров трактора с теми изменениями в его работе, которые влияют на его функционирование и рабочий процесс.

4. Экспериментальные исследования, проведенные по разработанной методике, позволяют изучать переходные процессы движения трактора установленным в силовую передачу устройством для стабилизации динамических нагрузок, в реальных условиях эксплуатации, проводить сравнительные расчеты с переходными процессами, полученными при моделировании.

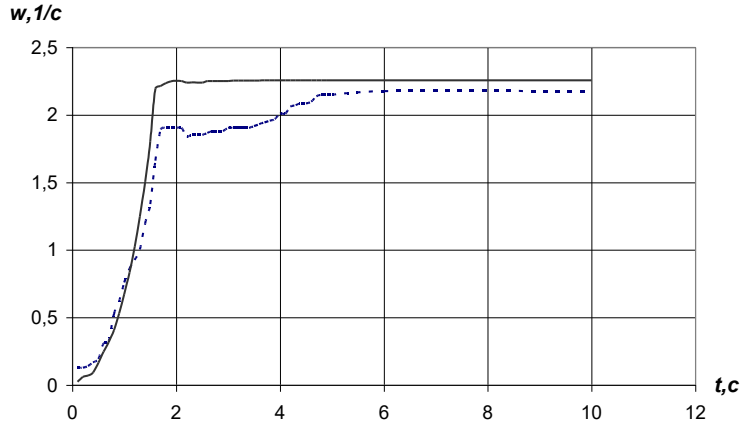
5. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

5.1. Результаты проверки математической модели на адекватность и сходимость результатов

В результате сравнения реального трактора в составе с рабочей машиной при разгоне с результатами, полученными при моделировании его движения на математической модели подтверждена адекватность математической модели трактора. Все основные параметры серийного трактора и трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче, заложенные в математическую модель, соответствуют характеру натурного эксперимента [37, 56, 75, 251, 315, 316]. Достоверность предположений, сделанных при разработке математической модели трактора, определялась с использованием критериев Стьюдента, Фишера и коэффициента корреляции. Эти критерии показывают количественную оценку соответствия теоретических и экспериментальных исследований. Методика проверки математической модели на адекватность и сходимость результатов описана в главе 4 параграф 4.7 [160, 251, 271].

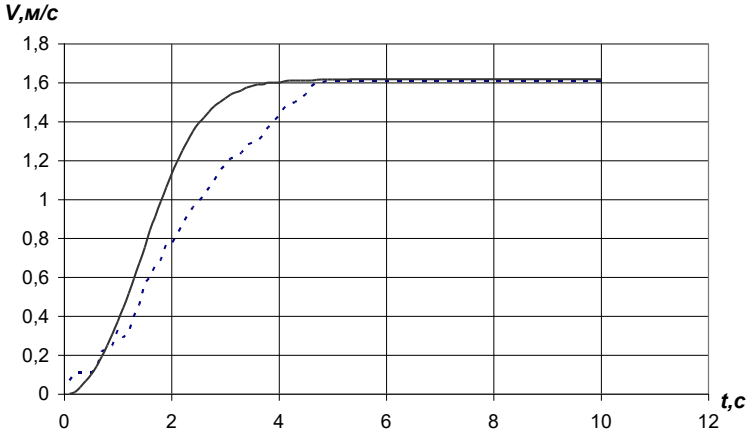
Вычислительные эксперименты проводились на математической модели, описанной в главе 3. Методика проведения исследований методом синтеза моделей разных условий работы трактора приведена в главе 3 параграф 3.7.

На рисунках 5.1 – 5.7 представлены графики разгонных характеристик трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче и серийного трактора, полученные теоретически и экспериментально. Сравнение этих графиков показывает, что характер изменения параметров движения, полученных расчетным путем и по данным измерительной аппаратуры практически одинаков. Это свидетельствует о сходимости результатов математической модели и экспериментальных данных [251]. Критерий Фишера показывает адекватность модели экспериментальным данным. Если расчетное значение F_p меньше табличного значения F_T ($F_p<F_T$) то модель считается адекватной экспериментальным данным и принимается как правильно описывающая процесс [274, 290, 378, 56, 39-41, 49-50, 315-316, 343, 344, 364].



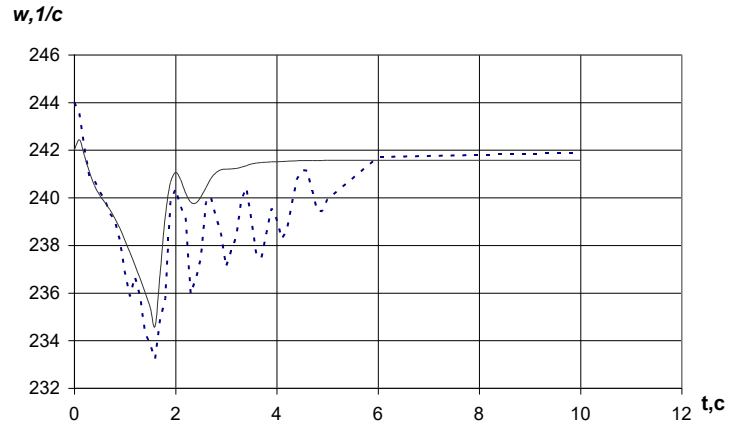
-------- опытная кривая ———— теоретическая кривая

Рисунок 5.1 – Угловая скорость ведущего колеса серийного трактора [251]



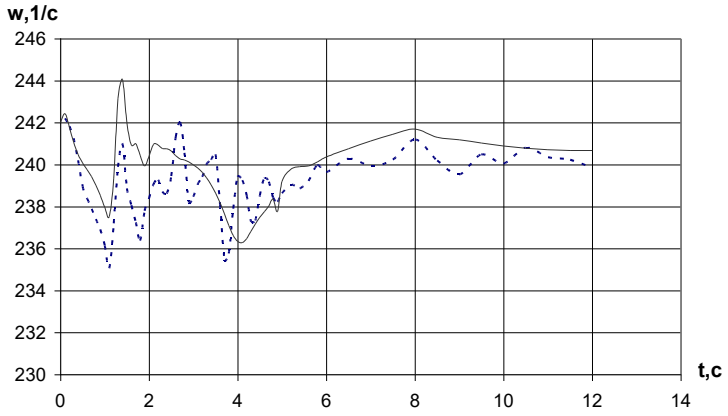
-------- опытная кривая ———— теоретическая кривая

Рисунок 5.2 – Линейная скорость серийного трактора [251]



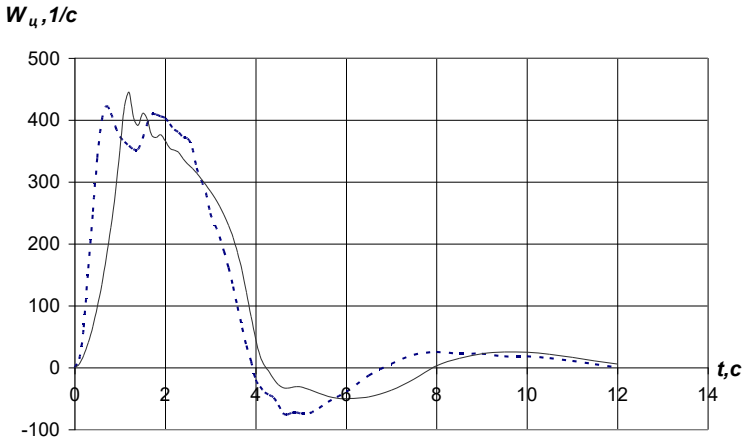
-------- опытная кривая ———— теоретическая кривая

Рисунок 5.3 – Угловая скорость коленчатого вала двигателя серийного трактора [251]



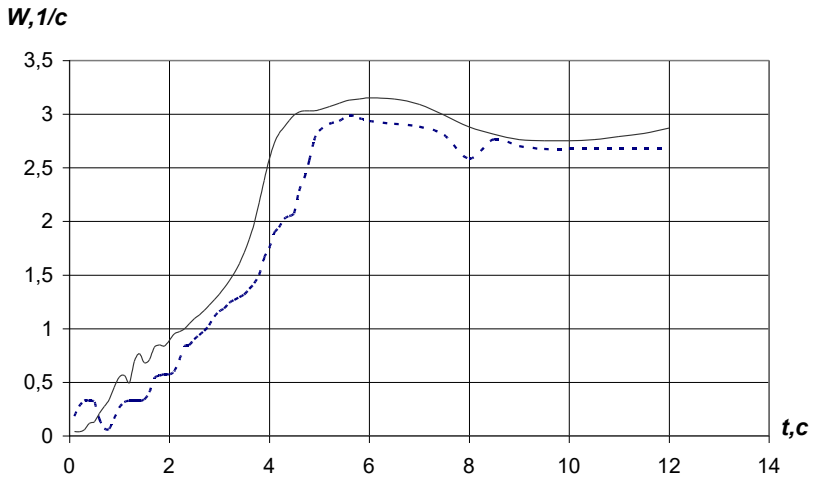
-------- опытная кривая ———— теоретическая кривая

Рисунок 5.4 – Угловая скорость коленчатого вала двигателя трактора с УДМ в силовой передаче [251]



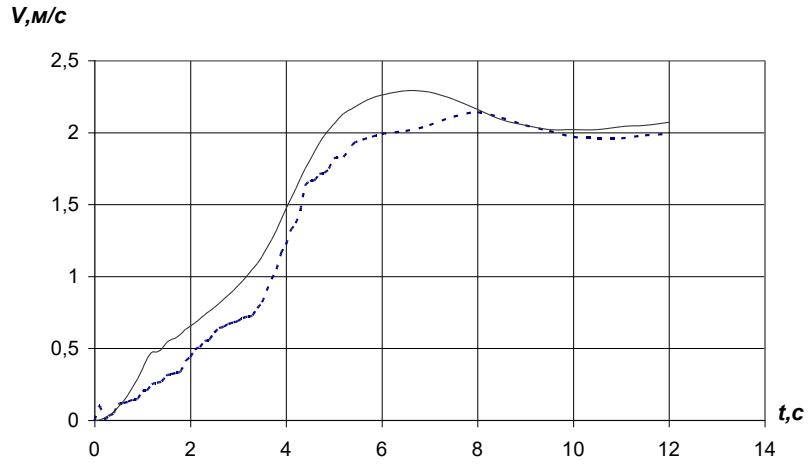
-------- опытная кривая ———— теоретическая кривая

Рисунок 5.5 – Угловая скорость шестерни привода масляного насоса [251]



-------- опытная кривая ———— теоретическая кривая

Рисунок 5.6 – Угловая скорость ведущего колеса трактора с УДМ в силовой передаче [251]



-------- опытная кривая ———— теоретическая кривая

Рисунок 5.7 – Линейная скорость трактора с УДМ в силовой передаче [251]

Расчетные данные для количественной оценки параметров приведены в таблице 5.1 [251].

Таблица 5.1 – Критерии адекватности математической модели при 5% уровне значимости [251]

№ пп	Исследуемый показатель	r	t_p (t_T=2,01)	F_p (F_T=1,45)
1	Угловая скорость ведущего колеса серийного агрегата	0,838	1,134	1,424
2	Линейная скорость серийного агрегата	0,909	1,189	1,211
3	Угловая скорость коленчатого вала двигателя серийного агрегата	0,834	1,019	1,437
4	Угловая скорость коленчатого вала двигателя агрегата с УДМ в силовой передаче трактора	0,898	1,006	1,239
5	Угловая скорость шестерни привода масляного насоса	0,902	1,038	1,228
6	Угловая скорость ведущего колеса агрегата с УДМ в силовой передаче трактора	0,928	1,191	1,163
7	Линейная скорость агрегата с УДМ в силовой передаче трактора	0,728	1,612	1,114

Данные таблицы 5.1 показывают, что адекватность математической модели может считаться удовлетворительной, так как значения критериев Стьюдента и Фишера не превышают табличных значений, а коэффициент корреляции показывает тесную связь и связь средней силы между сравниваемыми результатами. [251, 368, 371].

5.2. Результаты проведения вычислительных экспериментов по оценке влияния упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы

Методика проведения вычислительных экспериментов описана в главе 3. Аналитические исследования работы колёсного трактора тягового класса 1,4 с УДМ в силовой передаче проведены на основе разработанной математической модели [77, 117, 253, 368, 369]. Значения некоторых коэффициентов в уравнениях математической модели нами получены в результате экспериментальных исследований колёсного трактора-макета [77, 117, 253, 368, 369]. Все расчеты, включая построение графиков, были выполнены в системе Maple и MathCAD [80-81, 351].

В качестве критерия оптимизации (функции отклика) был принят показатель «степень прозрачности» определяемый по формуле (1.15) [122, 134, 251], который характеризует демпфирующие свойства УДМ в силовой передаче. Факторы, их уровни и интервалы варьирования выбраны и представлены в таблицах 3.1-3.3 при этом широко опубликованы в научных трудах [77, 120, 123, 134, 240, 251, 368, 369]. В исследовании переменными были приняты следующие факторы: $S_{др}$– площадь сечения дросселя, $V_{пга}$– объем ПГА, $P_в$ – давление воздуха в ПГА, $J_{дг}$– момент инерции привода масляного насоса, f – частота колебаний тяговой нагрузки.

5.2.1. Результаты проведения вычислительных экспериментов по оценке влияния упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы в агрегате с плугом

Приведем описание того, как получили результаты вычислительных экспериментов (нахождение оптимальных параметров УДМ в силовой передаче) трактора тягового класса 1,4 в агрегате с плугом. Этапы выполнения методики приведены в главе 3. Вычислительный эксперимент по выбранному плану исследований позволил получить расчетные значения факторов (конструктивных параметров). Эти исследования проведены В.В. Дурягиной под руководством В.А.Кравченко, а также нашими совместными исследованиями. Результаты широко опубликованы нами в источниках [77, 112-114, 120, 123, 134, 240, 251, 368, 369].

Найденные коэффициенты уравнения регрессии по формуле (3.79) проверены на статистическую значимость. Для этого использовался *t*–критерий Стьюдента с построением доверительных интервалов Δb_i на основе найденных значений дисперсии воспроизводимости эксперимента D_y и матрицы дисперсии-ковариации D_k.

Так как значение коэффициентов b_1, b_2 , b_4 , $b_7 - b_{10}$, b_{13}, b_{16}, b_{17}, b_{19} и b_{20} по абсолютной величине меньше соответствующих доверительных интервалов, они были признаны статистически не значимыми и исключены из уравнения (3.79).

С учетом полученных данных математическая модель имеет вид

$$y = 0,6212 + 0,06538 \cdot x_3 + 0,06613 \cdot x_5 - 0,06994 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,04868 \cdot x_2 \cdot x_4 - \\ -0,03494 \cdot x_2 \cdot x_5 - 0,04581 \cdot x_3 \cdot x_5 + 0,04968 \cdot x_3^2 \quad . \qquad (5.1)$$

Полученная математическая модель проверялась на адекватность с помощью критерия Фишера [321-323, 368, 369] (формула 3.5). Расчетами установлено, что коэффициент Фишера для выражения (5.1) равен F_p=4,217. Это значение меньше табличного F_m=4,44. Следовательно, модель адекватна. На рисунках 5.8-5.9 представлены графики зависимости «степени прозрачности» силовой передачи от различных факторов УДМ. График слева представляет собой поверхность, график справа – сечение этой поверхности. Каждая линия графика сечения представляет собой линию равного отклика, соответствующую проекции сечения поверхности отклика плоскостью Y= const [77].

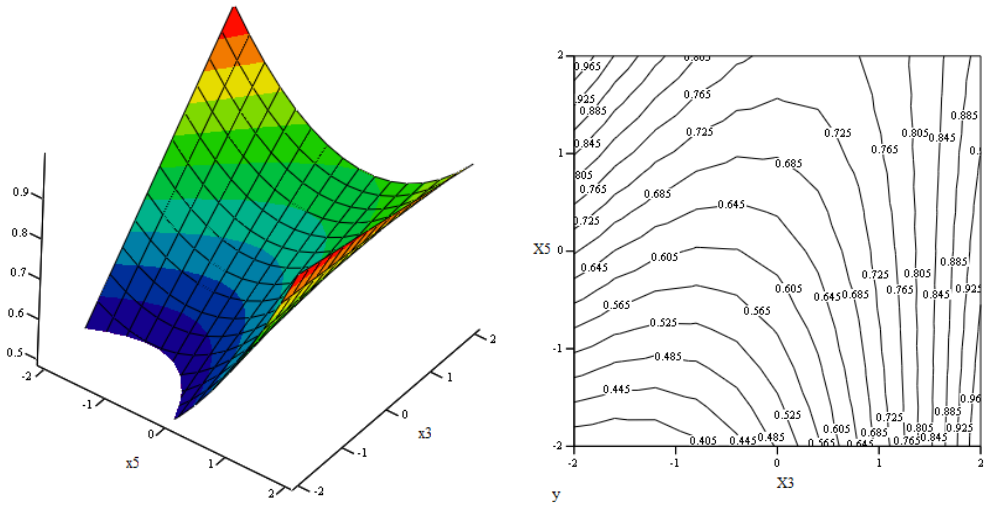


Рисунок 5.8 – Графики зависимости степени прозрачности силовой передачи от фактора x_5 (колебаний тяговой нагрузки) и x_3 (давления воздуха в ПГА) при работе трактора с плугом

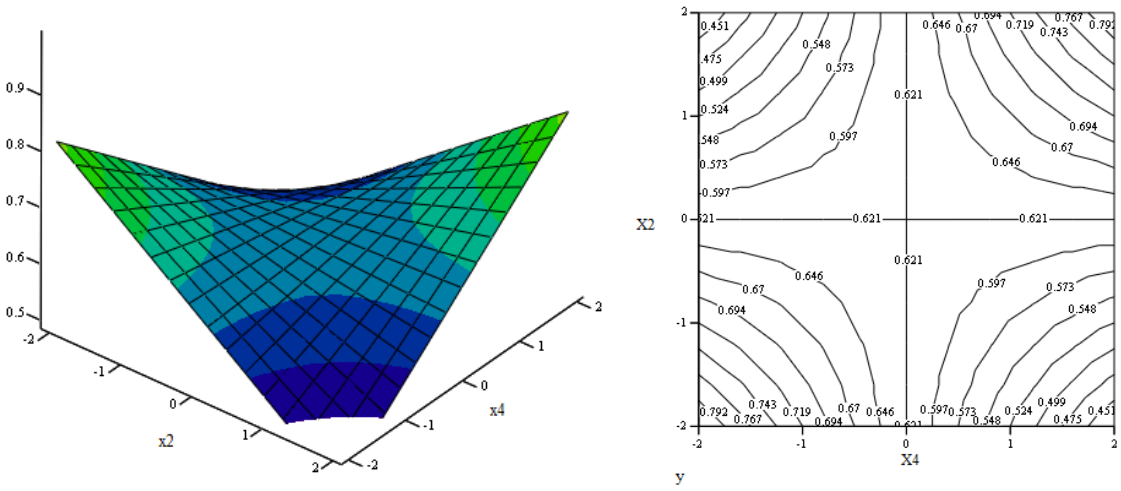


Рисунок 5.9 – Графики зависимости степени прозрачности силовой передачи от фактора x_2 (объема ПГА) и x_4 (момента инерции привода) при работе трактора с плугом

Для нахождения оптимальных значений факторов, от функции (5.1) была получена система дифференциальных уравнений в частных производных

$$\begin{gathered}\frac{\partial}{\partial x_1}y(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5) = -0.06993x_2;\\ \frac{\partial}{\partial x_2}y(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5) = 0.04868x_4 - 0.03494x_5 - 0.06994;\\ \frac{\partial}{\partial x_3}y(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5) = 0.09937x_3 - 0.04581x_5 - 0.06537x_1;.\\ \frac{\partial}{\partial x_4}y(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5) = 0.04868x_2;\\ \frac{\partial}{\partial x_5}y(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5) = -0.03494x_2 - 0.04581x_3 + 0.06613\,,\end{gathered} \tag{5.2}$$

где

$$\begin{gathered}x_1 = \frac{S_{\text{др}} - 2.424\cdot10^{-4}}{1.1\cdot10^{-4}}; \qquad x_2 = \frac{V_{\text{пга}} - 3.848\cdot10^{-3}}{1.231\cdot10^{-3}}; \; x_3 = \frac{P_{\text{в}} - 4\cdot10^{5}}{1\cdot10^{5}}\,;\\ x_4 = \frac{J_{\text{дг}} - 4.64\cdot10^{-3}}{2.32\cdot10^{-3}}; \; x_5 = \frac{f - 0.7}{0.3}\,.\end{gathered} \tag{5.3}$$

Подставив уравнения (5.3) в (5.1) получим уравнение зависимости степени прозрачности силовой передачи от параметров УДМ в натуральных значениях величин

$$\begin{aligned}П_n = {} & 0{,}140417 + 1987{,}512887\cdot S_{ДР} + 112{,}338744\cdot V_{ПГА} - 2{,}25\cdot10^{-6}\cdot P_B - \\ & -65{,}590297\cdot J_{ДГ} + 1{,}195298\cdot f - 516505{,}42796\cdot S_{ДР}\cdot V_{ПГА} + \\ & +17045{,}295386\cdot V_{ПГА}\cdot J_{ДГ} - 94{,}611427\cdot V_{ПГА}\cdot f - 1{,}53\cdot10^{-6}\cdot P_B\cdot f + \\ & +4{,}968\cdot10^{-12}\cdot P_B^2\,.\end{aligned} \tag{5.4}$$

На рисунках 5.10 представлен графики зависимости «степени прозрачности» силовой передачи от конструктивных параметров УДМ в натуральных значениях величин.

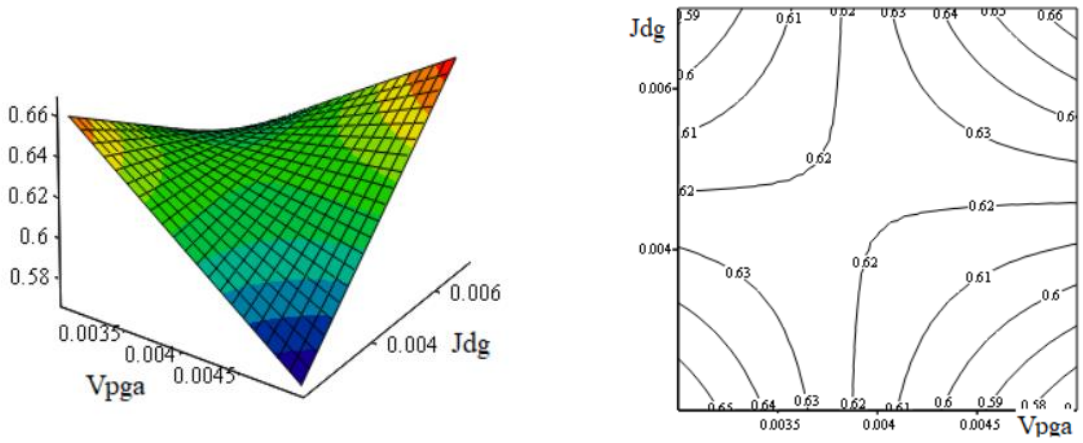


Рисунок 5.10 – Графики зависимости степени прозрачности силовой передачи от объема ПГА и момента инерции привода при работе трактора с плугом

Решив систему (5.2) и перейдя от кодированных значений $x_1 - x_5$ к натуральным значениям факторов по формулам (5.3) были получены следующие результаты входящих в уравнения величин: $S_{\text{др}}$=1,49·10^{-4}, $V_{\text{пга}}$=3,85·10^{-3}, $P_в$=6,77·10^5, J_{dg} =4,64·10^{-3}, f=0,41. При подстановке значений факторов в уравнение 5.1 было получено оптимальное значение степени прозрачности силовой передачи, численно равное П = 0,63 [77, 345, 369].

5.2.2. Результаты проведения вычислительных экспериментов по оценке влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы в агрегате с культиватором

Так как условия возмущения постоянно меняются, возникает необходимость перенастраивать параметры УДМ в силовой передаче трактора [290, 321-323, 368, 369, 378]. Эти параметры должны соответствовать проводимой работе, учитывать частоты колебаний тяговой нагрузки и почвенный фон.

В результате проведения вычислительных экспериментов был выбран план и получены оптимальные параметры элементов конструкции УДМ в силовой передаче трактора тягового класса 1,4 в агрегате с культиватором [321-323, 368, 369]. Были учтены частотно-тяговые характеристики, как дополнительный влияющий

фактор [274, 321-323, 368, 369]. Вычислительные эксперименты были проведены на математической модели в системе MAPLE [80]. Методика регрессионного анализа результатов многофакторного эксперимента в векторной форме проведена с применением системы Mathcad. Эксперимент проводился по выбранному рототабельному плану второго порядка с полурепликой 1=$X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \cdot X_4 \cdot X_5$. Проведено 32 эксперимента. План позволил исследовать большую область существования функции отклика (степень прозрачности) за счет опытов в звездных точках. Матрица эксперимента и матрица откликов представлены в приложении Б на рисунке Б.1. После проведенных расчетов по регрессионному анализу, полученное уравнение регрессии имеет вид

$$\begin{aligned} y = {} & 0,578 + 2,29 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 3,716 \cdot 10^{-3} \cdot x_2 + 0,053 \cdot x_3 + 4,513 \cdot 10^{-3} \cdot x_4 + \\ & + 0,021 \cdot x_5 - 4,336 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_2 - 3,136 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_3 - \\ & - 2,405 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_4 + 3,319 \cdot 10^{-4} \cdot x_1 \cdot x_5 - 1,249 \cdot 10^{-3} \cdot x_2 \cdot x_3 + \\ & + 1,373 \cdot 10^{-3} \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,044 \cdot x_2 \cdot x_5 - 6,037 \cdot 10^{-5} \cdot x_3 \cdot x_4 - 0,035 \cdot x_3 \cdot x_5 + \\ & + 8,085 \cdot 10^{-3} \cdot x_4 \cdot x_5 + 0,03 \cdot x_1^2 + 0,03 \cdot x_2^2 + 0,031 \cdot x_3^2 + 0,03 \cdot x_4^2 + 0,095 \cdot x_5^2 , \end{aligned} \quad (5.5)$$

где

$$x_1 = \frac{S_{др} - 2,424 \cdot 10^{-4}}{1,10 \cdot 10^{-4}}; \quad x_2 = \frac{V_{ПГА} - 3,848 \cdot 10^{-3}}{1,231 \cdot 10^{-3}}; \quad x_3 = \frac{P_в - 4 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5}; \quad (5.6)$$

$$x_4 = \frac{J_{дг} - 4,64 \cdot 10^{-3}}{2,32 \cdot 10^{-3}}; \quad x_5 = \frac{f - 1,0}{0,5}.$$

Подставляя уравнения (5.6) в (5.5), получили уравнение зависимости степени прозрачности силовой передачи от параметров УДМ в натуральных значениях величин

$$\begin{aligned} П_к = {} & 1,730 - 991,471 \cdot S_{ДР} - 222,646 \cdot V_{ПГА} - 1,140 \cdot 10^{-6} \cdot P_В - \\ & - 56,210 \cdot J_{ДГ} - 0,747 \cdot f - 9866,332 \cdot S_{ДР} \cdot V_{ПГА} - 2,850 \cdot 10^{-4} \cdot S_{ДР} \cdot P_В - \\ & - 9423,981 \cdot S_{ДР} \cdot J_{ДГ} + 6,035 \cdot S_{ДР} \cdot f - 1,010 \cdot 10^{-5} \cdot V_{ПГА} \cdot P_В + 480,756 \cdot V_{ПГА} \cdot J_{ДГ} + \\ & + 71,487 \cdot V_{ПГА} \cdot f - 2,602 \cdot 10^{-7} \cdot P_В \cdot J_{ДГ} - 7,000 \cdot 10^{-7} \cdot P_В \cdot f + 6,970 \cdot J_{ДГ} \cdot f + \\ & + 2,479 \cdot 10^6 \cdot S_{ДР}^2 + 19797,263 \cdot V_{ПГА}^2 + 3,100 \cdot 10^{-12} \cdot P_В^2 + 5573,722 \cdot J_{ДГ}^2 + 0,380 \cdot f^2 . \end{aligned} \quad (5.7)$$

На рисунке 5.11 представлен графики зависимости «степени прозрачности» силовой передачи от конструктивных параметров УДМ в натуральных значениях величин при работе трактора с культиватором.

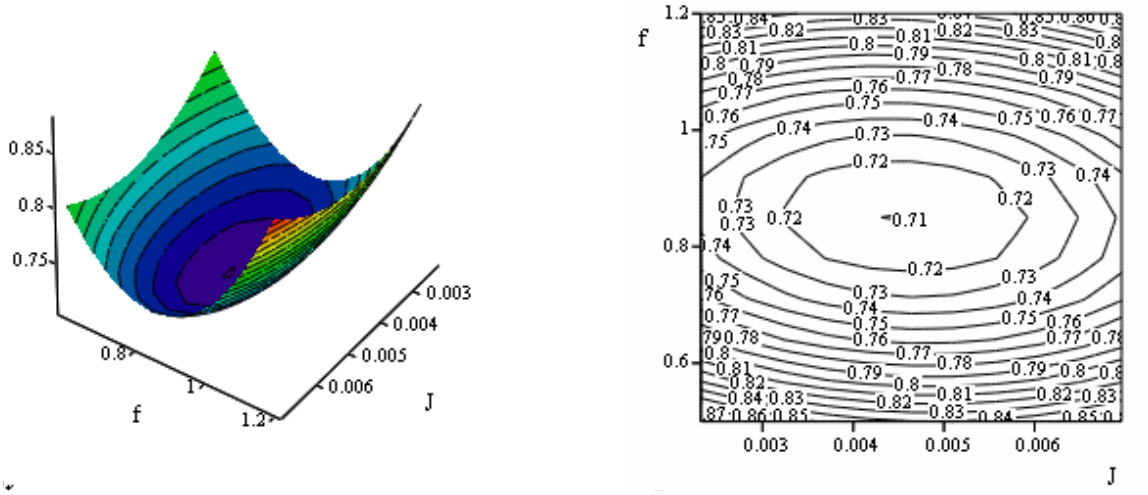


Рисунок 5.11 – Графики зависимости степени прозрачности силовой передачи от объема ПГА и момента инерции привода при работе трактора в агрегате с культиватором [251]

Перейдя от кодированных значений $x_1 - x_5$ к натуральным значениям факторов по формулам (5.5) были получены следующие результаты входящих в уравнения величин каждого фактора: $S_{др} = 2{,}35 \cdot 10^{-4}$ м^2, $V_{пга} = 4{,}23 \cdot 10^{-3}$ м^3, $P_в = 2{,}93 \cdot 10^5$ Па, $J_{пр} = 4{,}56 \cdot 10^{-4}$ кг·м^2, $f = 0{,}79$. Значение искомой функции составляет $П_к = 0{,}73$ [251].

5.2.3. Результаты проведения вычислительных экспериментов по оценке влияния упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы в агрегате с сеялкой.

Регрессионный анализ проведен по методике, которая подробно описана в главе 3. Значения факторов в кодированном и натуральном виде представлены в параграфе 3.6.3. Для исследований был выбран рототабельный план второго порядка с ядром в виде полуреплики с определяющим контрастом $1 = X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \cdot X_4 \cdot X_5$. Матрица плана включает 32 опыта. Все расчеты по регрессионному анализу выполнены в системе MathCAD. Матрица эксперимента и матрица откликов представлены в приложении Б на рисунке Б.2. Результаты широко опубликованы в работах [240, 251, 368, 369, 370, 372].

В результате проведения расчетов, получено уравнение регрессии, представленное уравнением (5.6), которое позволило определить оптимальные параметры.

$$
\begin{aligned}
y = {} & 0{,}722 - 6{,}325\cdot 10^{-3}\cdot x_1 - 6{,}657\cdot 10^{-3}\cdot x_2 + 0{,}033\cdot x_3 - 5{,}526\cdot 10^{-3}\cdot x_4 - \\
& - 3{,}072\cdot 10^{-3}\cdot x_5 + 6{,}981\cdot 10^{-3}\cdot x_1\cdot x_2 + 6{,}851\cdot 10^{-3}\cdot x_1\cdot x_3 + \\
& + 5{,}709\cdot 10^{-3}\cdot x_1\cdot x_4 - 7{,}045\cdot 10^{-3}\cdot x_1\cdot x_5 + 8{,}462\cdot 10^{-3}\cdot x_2\cdot x_3 + \\
& + 7{,}245\cdot 10^{-3}\cdot x_2\cdot x_4 - 5{,}554\cdot 10^{-3}\cdot x_2\cdot x_5 + 7{,}115\cdot 10^{-3}\cdot x_3\cdot x_4 + \\
& + 2{,}725\cdot 10^{-3}\cdot x_3\cdot x_5 - 6{,}826\cdot 10^{-3}\cdot x_4\cdot x_5 + 2{,}905\cdot 10^{-3}\cdot x_1^2 + \\
& + 2{,}466\cdot 10^{-3}\cdot x_2^2 - 7{,}031\cdot 10^{-3}\cdot x_3^2 + 3{,}445\cdot 10^{-3}\cdot x_4^2 + 0{,}038\cdot x_5^2
\end{aligned}, \qquad (5.8)
$$

где

$$
\begin{aligned}
& x_1 = \frac{S_{др} - 2{,}424\cdot 10^{-4}}{1{,}10\cdot 10^{-4}}; \quad x_2 = \frac{V_{ПГА} - 3{,}848\cdot 10^{-3}}{1{,}231\cdot 10^{-3}}; \quad x_3 = \frac{P_в - 4\cdot 10^5}{1\cdot 10^5}; \\
& x_4 = \frac{J_{дг} - 4{,}64\cdot 10^{-3}}{2{,}32\cdot 10^{-3}}; \quad x_5 = \frac{f - 2{,}5}{1{,}0}.
\end{aligned} \qquad (5.9)
$$

Подставляя уравнения (5.9) в (5.8), получили уравнение зависимости степени прозрачности силовой передачи от параметров УДМ в натуральных значениях величин

$$
\begin{aligned}
П_c = {} & 1{,}073029 - 565{,}087565\cdot S_{ДР} - 58{,}416404\cdot V_{ПГА} + 2{,}66569\cdot 10^{-7}\cdot P_В - \\
& - 28{,}417589\cdot J_{ДГ} - 0{,}157434\cdot f + 51554{,}538070\cdot S_{ДР}\cdot V_{ПГА} + \\
& + 6{,}23\cdot 10^{-4}\cdot S_{ДР}\cdot P_В + 22370{,}689655\cdot S_{ДР}\cdot J_{ДГ} - \\
& - 64{,}045455\cdot S_{ДР}\cdot f + 6{,}87409\cdot 10^{-5}\cdot V_{ПГА}\cdot P_В + \\
& + 2536{,}835766\cdot V_{ПГА}\cdot J_{ДГ} - 4{,}511779\cdot V_{ПГА}\cdot f + \\
& + 3{,}06681\cdot 10^{-5}\cdot P_В\cdot J_{ДГ} + 2{,}725\cdot 10^{-8}\cdot P_В\cdot f - \\
& - 2{,}942241\cdot J_{ДГ}\cdot f + 240082{,}644628\cdot S_{ДР}^2 + \\
& + 1627{,}335005\cdot V_{ПГА}^2 - 7{,}031\cdot 10^{-13}\cdot P_В^2 + \\
& + 640{,}049049\cdot J_{ДГ}^2 + 0{,}038\cdot f^2 .
\end{aligned} \qquad (5.10)
$$

На рисунке 5.12 представлен графики зависимости «степени прозрачности силовой передачи» от конструктивных параметров УДМ в натуральных значениях величин при работе трактора в агрегате с сеялкой.

Оптимальные параметры, при наиболее вероятной частоте тяговой нагрузки во время работы с сеялкой имеют следующие значения: $S_{др}$ = 2,16·10^{-4} м^2; $V_{пга}$ = 4,04·10^{-3} м^3 ; P = 5,745·10^5 Па; $J_{дг}$ = 2,093·10^{-3} кг·м^2 , f=1,25 Гц. При подстановке значений факторов в уравнение (5.7) была определена величина функции отклика, которая составляет $П$ = 0,754.

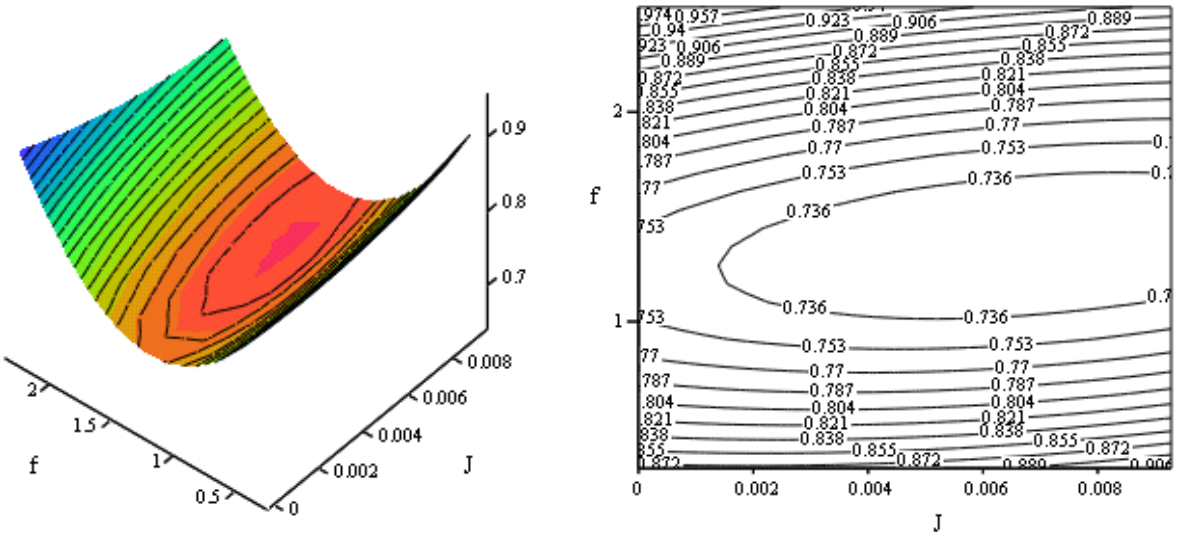


Рисунок 5.12 – Графики зависимости степени прозрачности силовой передачи от колебаний тяговой нагрузки и момента инерции привода УДМ при работе трактора с сеялкой [119, 240]

Полученные данные доказывают, что применение упруго-демпфирующего механизма позволяет снизить колебания внешней тяговой нагрузки, передающиеся на двигатель, при работе трактора в агрегате с сеялкой. Результаты опубликованы в работах [256, 370].

5.3. Результаты проведения исследований методом оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при разных условиях работы трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче

Результаты синтеза математических моделей базируются на применении метода неопределенных множителей Лагранжа для нахождения оптимального решения характеристик силовой передачи трактора. Это позволило осуществить синтез совокупности моделей разных условий работы трактора и обосновать элементы конструкции гидропневматического демпферного устройства в силовой передаче. Исследования проведены с целью оценки влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора на показатели его работы в составе различных машин [45, 46].

Для создания единого решения полученных уравнений регрессии (далее мы будем называть уравнения регрессии словом модели) был использован метод математического программирования. Сложность вычислений была снижена за счет

применения разработанных программ в программной среде Maple и MATLAB. Листинги программ в программной среде Maple и MATLAB, и «Руководство по применению программы для нахождения компромиссного решения …» представлены в Приложении В (Приложение В.1, В.2 и В.3).

Решением задачи мы найдем новое уравнение. Из трех математических моделей предстоит получить одну общую. Уже на этой основе формулируется конкретная схема компромиссов для данной задачи и в итоге находится искомое решение.

Модели, которые получены в наших предыдущих исследованиях [77, 240, 251] представлены уравнениями 5.2, 5.5 и 5.7. Для того чтобы удобно было ими оперировать, перепишем их отдельно. Полученные зависимости имеют новую нумерацию (5.11–5.13), с которой мы будем далее работать. Модель, или другими словами уравнение (5.11) нами была взята как основная функция $f(x_1,x_2,\ldots,x_n)$. Это обосновывается тем, что по частотному составу тяговой нагрузки работа трактора в агрегате с культиватором находиться между работой с плугом и с сеялкой.

$$\begin{aligned} y_1 = {} & 0,578 + 2,29\cdot10^{-3}\cdot x_1 - 3,716\cdot10^{-3}\cdot x_2 + 0,053\cdot x_3 + 4,513\cdot10^{-3}\cdot x_4 + \\ & +0,021\cdot x_5 - 4,336\cdot10^{-3}\cdot x_1\cdot x_2 - 3,136\cdot10^{-3}\cdot x_1\cdot x_3 - 2,405\cdot10^{-3}\cdot x_1\cdot x_4 + \\ & +3,319\cdot10^{-4}\cdot x_1\cdot x_5 - 1,249\cdot10^{-3}\cdot x_2\cdot x_3 + 1,373\cdot10^{-3}\cdot x_2\cdot x_4 + \\ & +0,044\cdot x_2\cdot x_5 - 6,037\cdot10^{-5}\cdot x_3\cdot x_4 - 0,035\cdot x_3\cdot x_5 + 8,085\cdot10^{-3}\cdot x_4\cdot x_5 + \\ & +0,03\cdot x_1^2 + 0,03\cdot x_2^2 + 0,031\cdot x_3^2 + 0,03\cdot x_4^2 + 0,095\cdot x_5^2 . \end{aligned} \quad . \qquad (5.11)$$

Модели трактора с плугом (5.13) и с сеялкой (5.12), были взяты в качестве ограничений условий [251, 369]:

$$\begin{aligned} y_2 = {} & 0,722 - 6,325\cdot10^{-3}\cdot x_1 - 6,657\cdot10^{-3}\cdot x_2 + 0,033\cdot x_3 - 5,526\cdot10^{-3}\cdot x_4 - \\ & -3,072\cdot10^{-3}\cdot x_5 + 6,981\cdot10^{-3}\cdot x_1\cdot x_2 + 6,851\cdot10^{-3}\cdot x_1\cdot x_3 + \\ & +5,709\cdot10^{-3}\cdot x_1\cdot x_4 - 7,045\cdot10^{-3}\cdot x_1\cdot x_5 + 8,462\cdot10^{-3}\cdot x_2\cdot x_3 + \\ & +7,245\cdot10^{-3}\cdot x_2\cdot x_4 - 5,554\cdot10^{-3}\cdot x_2\cdot x_5 + 7,115\cdot10^{-3}\cdot x_3\cdot x_4 + \\ & +2,725\cdot10^{-3}\cdot x_3\cdot x_5 - 6,826\cdot10^{-3}\cdot x_4\cdot x_5 + 2,905\cdot10^{-3}\cdot x_1^2 + \\ & +2,466\cdot10^{-3}\cdot x_2^2 - 7,031\cdot10^{-3}\cdot x_3^2 + 3,445\cdot10^{-3}\cdot x_4^2 + 0,038\cdot x_5^2 \end{aligned} \quad ; \qquad (5.12)$$

$$y_3 = 0,6212 + 0,06538 \cdot x_3 + 0,06613 \cdot x_5 - 0,06994 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,04868 \cdot x_2 \cdot x_4 - \\ -0,03494 \cdot x_2 \cdot x_5 - 0,04581 \cdot x_3 \cdot x_5 + 0,04968 \cdot x_3^2 \quad . \qquad (5.13)$$

Как указывалось ранее, в главе 3, функция в общем виде представлена уравнением (3.82 и 3.84): $L(x_1,x_2,\ldots,x_5,\lambda_1,\lambda_2,\lambda_3)=y_1(x_1\ldots x_5)+\lambda_2 \cdot y_2(x_1\ldots x_5)+\lambda_3 \cdot y_3(x_1\ldots x_5)$. При подстановке уравнений (5.11), (5.12), и (5.13) в общее уравнение (3.84), наше уравнение функции принимает вид (5.14):

$$L = 0,578 + 0,00229 \cdot x_1 - 0,003716 \cdot x_2 + 0,053 \cdot x_3 + 0,004513 \cdot x_4 + 0,021 \cdot x_5 - \\ - 0,004336 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,003136 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,002405 \cdot x_1 \cdot x_4 + 0,0003319 \cdot x_1 \cdot x_5 - \\ - 0,001249 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,001373 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,044 \cdot x_2 \cdot x_5 - 0,00006037 \cdot x_3 \cdot x_4 - \\ - 0,035 \cdot x_3 \cdot x_5 + 0,008085 \cdot x_4 \cdot x_5 + 0,03 \cdot x_1^2 + 0,03 \cdot x_2^2 + 0,031 \cdot x_3^2 + 0,03 \cdot x_4^2 + \\ + 0,095 \cdot x_5^2 + \boldsymbol{\lambda_2} \cdot (0,722 - 0,006325 \cdot x_1 - 0,006657 \cdot x_2 + 0,033 \cdot x_3 - 0,005526 \cdot x_4 - \\ - 0,003072 \cdot x_5 + 0,006981 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,006851 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,005709 \cdot x_1 \cdot x_4 - \\ - 0,007045 \cdot x_1 \cdot x_5 + 0,008462 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,007245 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,005554 \cdot x_2 \cdot x_5 + \\ + 0,007115 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,002725 \cdot x_3 \cdot x_5 - 0,006826 \cdot x_4 \cdot x_5 + 0,002905 \cdot x_1^2 + \\ + 0,002466 \cdot x_2^2 - 0,007031 \cdot x_3^2 + 0,003445 \cdot x_4^2 + 0,038 \cdot x_5^2) + \boldsymbol{\lambda_3} \cdot (0,06538 \cdot x_3 + 0,06613 \cdot x_5 + \\ 0,04968 \cdot x_3^2 - 0,06994 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,04868 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,03494 \cdot x_2 \cdot x_5 - 0,04581 \cdot x_3 \cdot x_5 + 0,6212) \quad . \qquad (5.14)$$

Промежуточные вычисления вынесены в Приложение В.4 (уравнения В.1–В.10). Опираясь на разработанную методику, для нахождения экстремумов векторно-целевой функции из уравнения (5.14) были взяты частные производные по переменным $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \lambda_2, \lambda_3$ и приравнены к нулю (Приложение В.4 уравнения В.1–В.5). Полученные уравнения, а также уравнения ограничений, приравненные к нулю, составляют систему уравнений, которые подробно представлены в Приложении В (уравнения В.6–В.10). Далее, были выражены все переменные x (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), через множители λ_2 и λ_3 (которые в программном коде обозначают L_2 и L_3). (Приложение В.4 уравнения В.6–В.10).

Значения $\boldsymbol{x_1 \ldots x_5}$ были подставлены в основное уравнение и уравнения ограничений, а после в векторно-целевую функцию. Данная часть расчетов была проведена в программной среде Maple, общий вид которой представлен на рисунке

5.13 [237, 365]. В этой программной среде мы производили символьные вычисления и преобразования функции. Листинг программы приведен в Приложении В.1 и В.2.

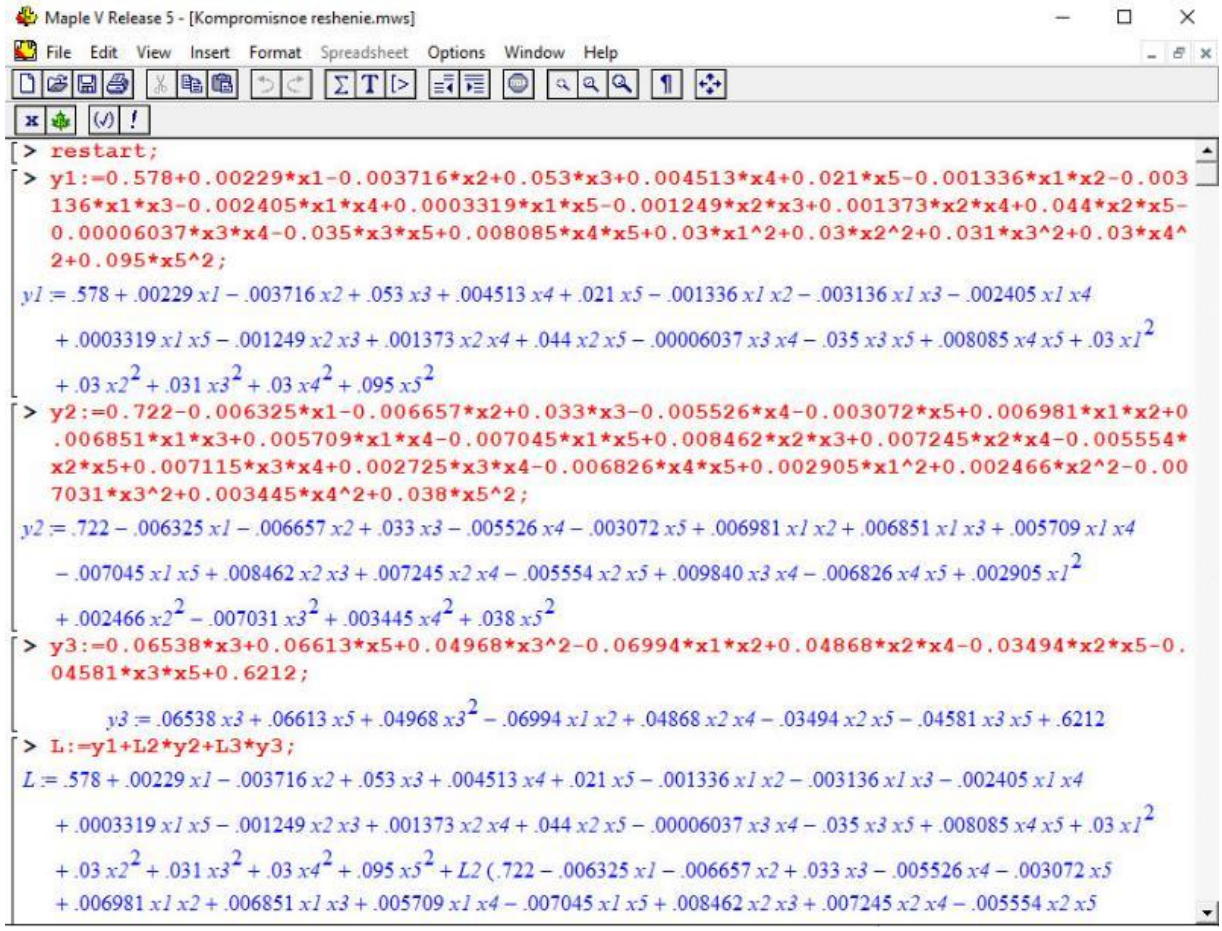


Рисунок 5.13 – Программная среда Maple

Для нахождения числовых значений (в частности, осуществлен пересчет циклов для коэффициентов λ_2 и λ_3 и получены значений каждого фактора x $(x_1 \ldots x_5)$) была написана программа в среде MATLAB. В этой программной среде мы определяли скалярные значения (получение численных величин). Листинг программы приведен в Приложении В. Общий вид диалогового окна с листингом программы в среда Matlab представлен на рисунке 5.14.

Решив данную систему, получаем стационарные точки X^0 [362], которые имеют следующие числовые значения: X^0=(3,655; 5,676; –6,490; –2,601; –0,726); λ_2 = 3,8161, λ_3 = 0,6088 . Эти значения выходят за пределы исследований. Результаты вычислений переменных x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 и коэффициентов λ_2 и λ_3, а также полученное значение самой векторно-целевой функции, представлены в таблице 5.2.

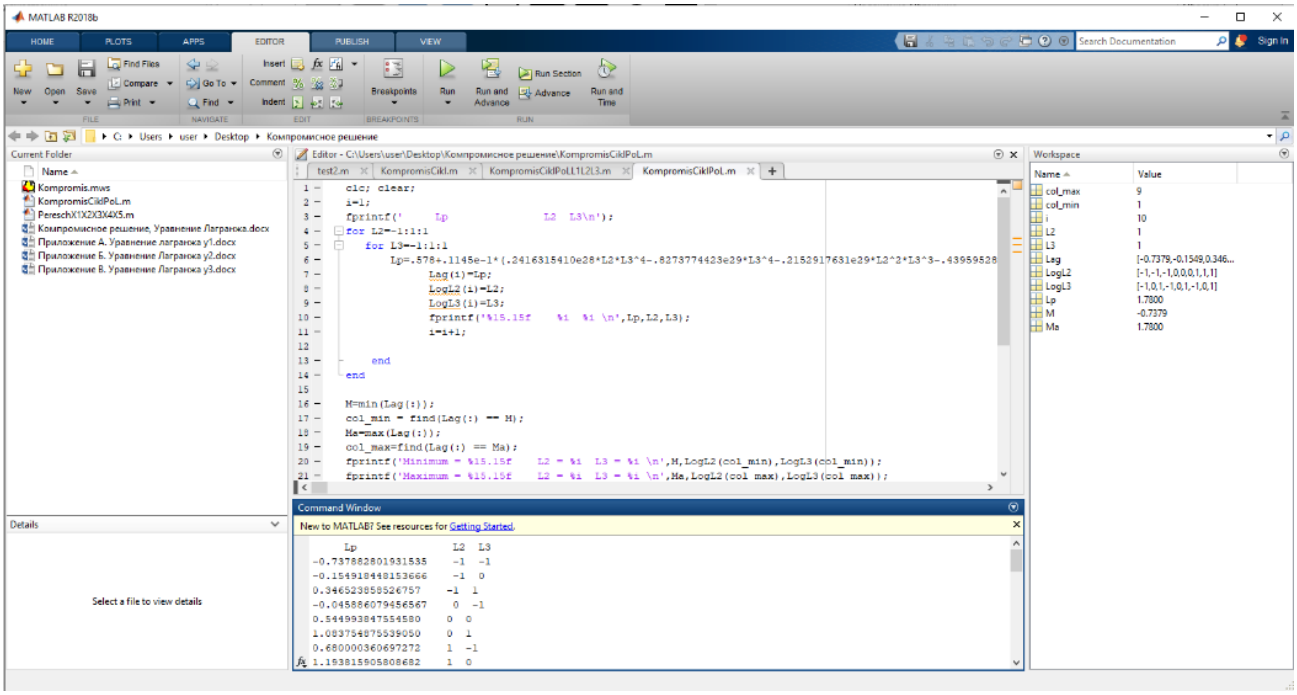


Рисунок 5.14 – Общий вид диалогового окна с листингом программы в среда MATLAB

Таблица 5.2 – Результаты расчета переменных, входящих в общую векторно-целевую функцию

	L	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	λ_2	λ_3
0	2,8826	3,6550	5,6759	-6,4900	-2,6006	-0,7261	3,8161	0,6088
1	-0,7367	-1,0877	0,5230	-1,6118	-0,0855	0,1772	-1	-1
2	-0,1553	-0,1780	0,2101	-0,4879	-0,1369	-0,4345	-1	0
3	0,3403	-0,0414	0,0767	-1,3307	0,0633	-1,7818	-1	1
4	-0,0459	-0,2847	0,2045	-0,2664	0,0519	0,1660	0	-1
5	0,5450	-0,0862	0,3162	-1,0666	-0,0360	-0,3786	0	0
6	1,0838	-0,1269	-0,0277	-1,2284	0,0740	-0,9826	0	1
7	**0,6801**	**-0,1087**	**0,1342**	**0,4501**	**0,0512**	**0,1183**	**1**	**-1**
8	1,1979	0,0802	0,6263	-2,2053	0,1711	-0,4243	1	0
9	1,7800	-0,2033	-0,2514	-1,4603	0,4684	-0,7637	1	1

Анализ таблицы 5.2 показывает, что лучший вариант векторно-целевой функции получен в строке 3 таблицы. Но эти значения не применимы, так как факторы $\mathbf{x_3}$ и $\mathbf{x_5}$ находится за областью исследований. Следовательно, за оптимальные принимаем значения строки 7. Значения факторов, входящих в полученную векторно-целевую функцию, составляют $x_1 = -0{,}1087$, $x_2 = 0{,}1342$, $x_3 = 0{,}4501$, $x_4 = 0{,}0512$, $x_5 = 0{,}1183$. Оптимальная версия векторно-целевой функции получается при подстановке оптимальных значений коэффициентов λ_2 и λ_3 в уравнение (5.11). Векторно-

целевая функция в наших исследованиях – это «степень прозрачности». Строка 7-я в таблице 5.2 принята оптимальной по следующим критериям:

1) «степень прозрачности» не может быть меньше нуля и больше единицы по определению;

2) факторы, приведенные в таблицах 3.1, 3.2 и 3.3 имеют кодированные значения физических параметров УДМ в диапазоне от –1 до +1. Следовательно, значения в таблице 5.2, полученные за пределами критериев не применимы для данных исследований.

Для существующего УДМ (в его физических и геометрических размерах) лучший вариант это 7–я строчка в таблице 5.2. Возможно, если изменить физические размеры УДМ до полученных в строке 3 таблицы 5.2 можно будет получить вариант УДМ, который обеспечит лучшие защитные качества, но это задачи будущих исследований.

При подстановке оптимальных значений λ_2 и λ_3 получили векторно-целевую функцию (модель оптимального решения)

$$\begin{gathered} L = -0{,}004035\cdot x_1 - 0{,}010373\cdot x_2 + 0{,}02062\cdot x_3 - 0{,}001013\cdot x_4 - 0{,}048202\cdot x_5 + \\ + 0{,}032905\cdot x_1^2 + 0{,}032466\cdot x_2^2 - 0{,}025711\cdot x_3^2 + 0{,}033445\cdot x_4^2 + 0{,}133\cdot x_5^2 + \\ + 0{,}075585\cdot x_1\cdot x_2 + 0{,}003715\cdot x_1\cdot x_3 + 0{,}003304\cdot x_1\cdot x_4 - 0{,}0067131\cdot x_1\cdot x_5 + \\ + 0{,}007213\cdot x_2\cdot x_3 - 0{,}040062\cdot x_2\cdot x_4 + 0{,}073386\cdot x_2\cdot x_5 + 0{,}00705463\cdot x_3\cdot x_4 + \\ + 0{,}013535\cdot x_3\cdot x_5 + 0{,}001259\cdot x_4\cdot x_5 + 0{,}6788\,. \end{gathered} \tag{5.15}$$

Значения конструктивных параметров $\mathbf{x_1}$ - $\mathbf{x_5}$ представлены следующими уравнениями

$$\begin{gathered} x_1 = \frac{S_{др} - 2{,}42\cdot 10^{-4}}{1{,}10\cdot 10^{-4}}; \quad x_2 = \frac{V_{ПГА} - 3{,}85\cdot 10^{-3}}{1{,}23\cdot 10^{-3}}; \quad x_3 = \frac{P_в - 4{,}0\cdot 10^{5}}{1{,}0\cdot 10^{5}}; \\ x_4 = \frac{J_{дг} - 4{,}64\cdot 10^{-3}}{2{,}32\cdot 10^{-3}}; \quad x_5 = \frac{f - 2{,}5}{1{,}5}. \end{gathered} \tag{5.16}$$

Выполнение всех этапов исследования (в соответствии с методикой) позволило нам получить векторно-целевую функцию. Разработанная программа позволила определить количественное значения величин коэффициентов и факторов входящих в выше названную функцию.

Для лучшей интерпретации результатов полученной модели (5.15) мы провели трехмерный визуальный анализ, который позволил нам анализировать данные в трехмерном пространстве: строить трехмерное изображение векторно-целевой

функции в зависимости от двух выбранных переменных. Выбранные переменные представляются по оси Y (ось одного фактора) и оси X (ось другого фактора), а значения самой функции откладываются по оси Z.

На рисунках 5.15–5.18 показаны графические зависимости векторно-целевой функции, построенные по уравнениям (5.17)-(5.20). В функцию (5.15) факторы, которые не изображены на графике, фиксируются на нулевом уровне (приравниваются к нулю). Графики выполнены в программной среде Maple. Построенные графики векторно-целевой функции показывают область существования функции. Графики на рисунках 5.15, 5.16 и 5.18 имеют чашеобразную форму, на рисунке 5.17, показывающий зависимость векторно-целевой функции от давления воздуха в системе и частоты колебаний тяговой нагрузки, имеет седловидную форму. Объясняется это тем, что воздух при сжатии и расширении имеет не линейную характеристику и поглощает колебания при работе механизма. При подстановке переменных x_1 и x_5 в (5.12) векторно-целевая функция принимает вид уравнения

$$L(x_1, x_5) = 0{,}6788 - 0{,}004035 \times x1 - 0{,}048202 \times x5 + 0{,}032905 \times x1^2 + \\ +0{,}133 \times x5^2 - 0{,}0067131 \times x1 \times x5 \,. \qquad (5.17)$$

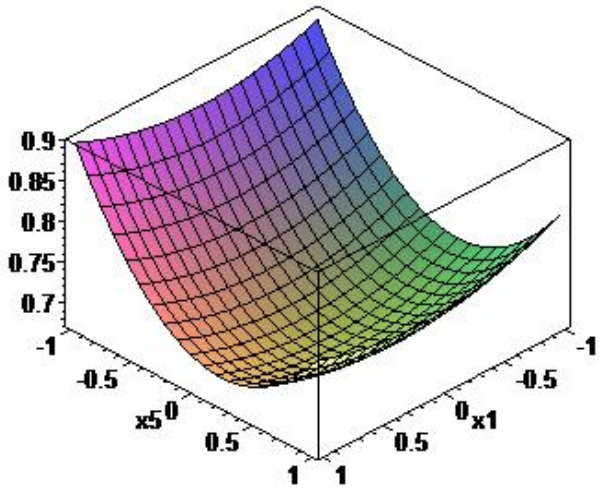


Рисунок 5.15 – График зависимости векторно-целевой функции от переменных x_1 и x_5

При подстановке переменных x_2 и x_5 в (5.12) получаем уравнение

$$L(x_2, x_5) = 0{,}073386 \cdot x2 \cdot x5 + 0{,}032466 \cdot x2^2 + 0.133 \cdot x5^2 - \\ -0{,}010373 \cdot x2 - 0{,}048202 \cdot x5 + 0{,}6788 \,. \qquad (5.18)$$

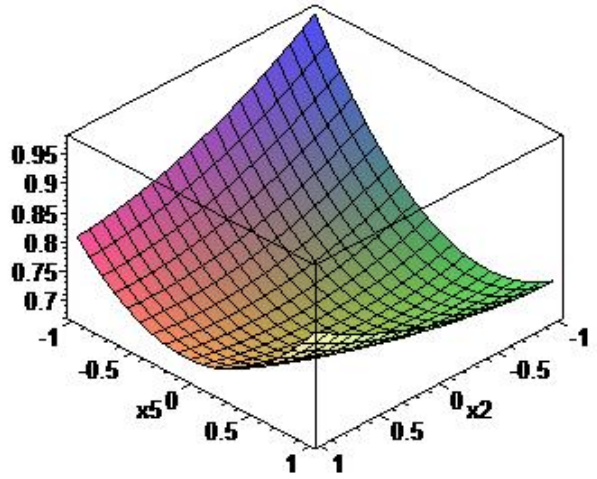


Рисунок 5.16 – График зависимости векторно-целевой функции от переменных x_2 и x_5

При подстановке переменных x_3 и x_5 в (5.12) получаем уравнение

$$L(x_3, x_5) = 0{,}02062 \cdot x3 - 0{,}048202 \cdot x5 + 0{,}01081 \cdot x3 \cdot x5 - \\ -0{,}025711 \cdot x3^2 + 0{,}133 \cdot x5^2 + 0{,}6788\,. \quad (5.19)$$

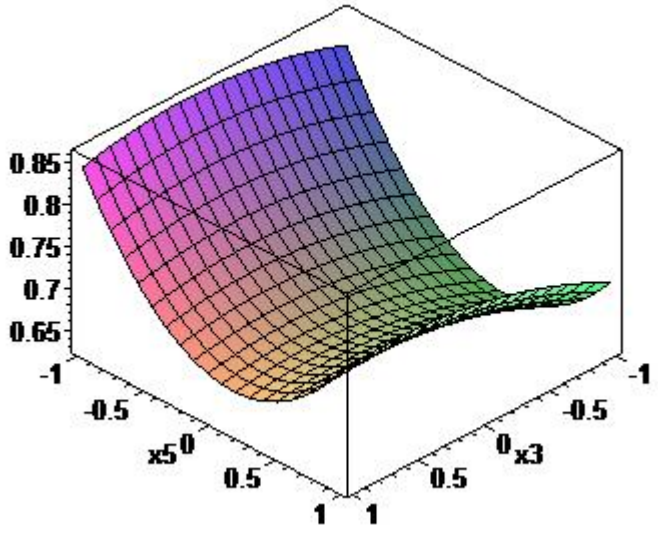


Рисунок 5.17 – График зависимости векторно-целевой функции от переменных x_3 и x_5

При подстановке переменных x_4 и x_5 в (5.12) получаем уравнение

$$L(x_4, x_5) = -0{,}001013 \cdot x4 - 0{,}048202 \cdot x5 + 0{,}001259 \cdot x4 \cdot x5 + \\ +0{,}033445 \cdot x4^2 + 0{,}133 \cdot x5^2 + 0{,}6788\,. \quad (5.20)$$

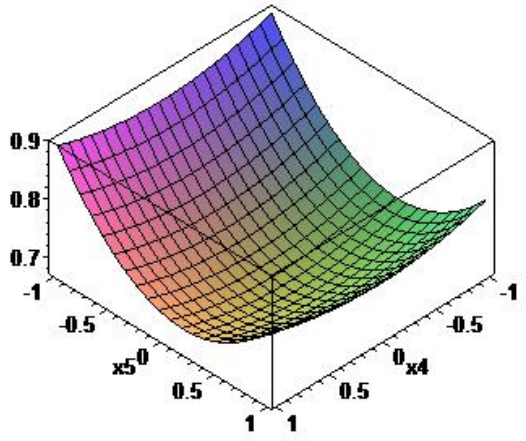


Рисунок 5.18 – График зависимости векторно-целевой функции
от переменных x_4 и x_5

Подставляя уравнения (5.16) в (5.15), получили уравнение векторно-целевой функции («степени прозрачности» силовой передачи от конструктивных параметров УДМ) в натуральных значениях величин

$$\begin{aligned} L_n = {} & 2,205 - 3596,437 \cdot S_{ДР} - 366,324 \cdot V_{ПГА} + 1,589 \cdot 10^{-6} \cdot P_B - \\ & -20,328 \cdot J_{ДГ} - 0,509 \cdot f + 558193,634 \cdot S_{ДР} \cdot V_{ПГА} + 3,380 \cdot 10^{-4} \cdot S_{ДР} \cdot P_B + \\ & +12946,709 \cdot S_{ДР} \cdot J_{ДГ} - 40,686 \cdot S_{ДР} \cdot f + 5,860 \cdot 10^{-5} \cdot V_{ПГА} \cdot P_B - \\ & -14027,704 \cdot V_{ПГА} \cdot J_{ДГ} + 39,743 \cdot V_{ПГА} \cdot f + 3,041 \cdot 10^{-5} \cdot P_B \cdot J_{ДГ} + \\ & +9,023 \cdot 10^{-8} \cdot P_B \cdot f + 0,362 \cdot J_{ДГ} \cdot f + 2,719 \cdot 10^{6} \cdot S_{ДР}^2 + \\ & +21424,598 \cdot V_{ПГА}^2 - 2,571 \cdot 10^{-12} \cdot P_B^2 + 6213,771 \cdot J_{ДГ}^2 + 0,059 \cdot f^2 . \end{aligned} \tag{5.21}$$

На рисунках 5.19-5.22 представлены графические зависимости векторно-целевой функции в натуральных значениях величин.

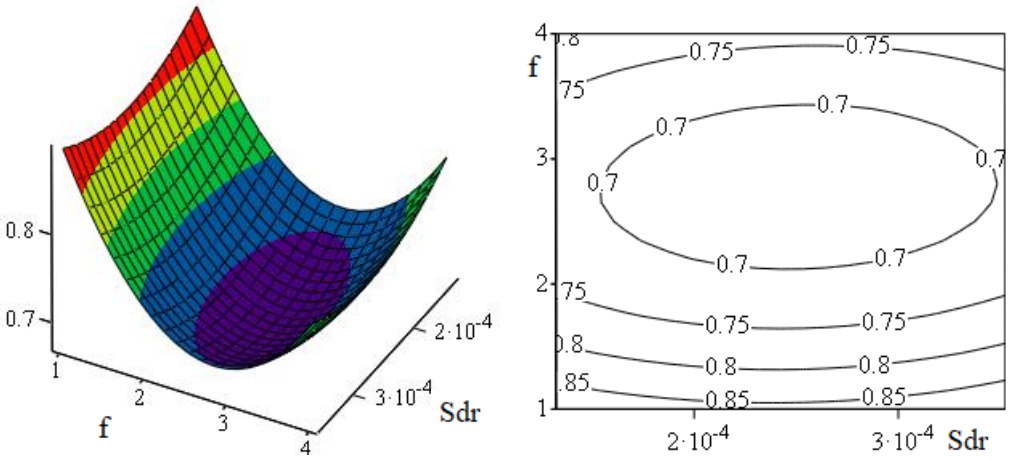


Рисунок 5.19 – Графики зависимости векторно-целевой функции от переменных f и $S_{ДР}$.

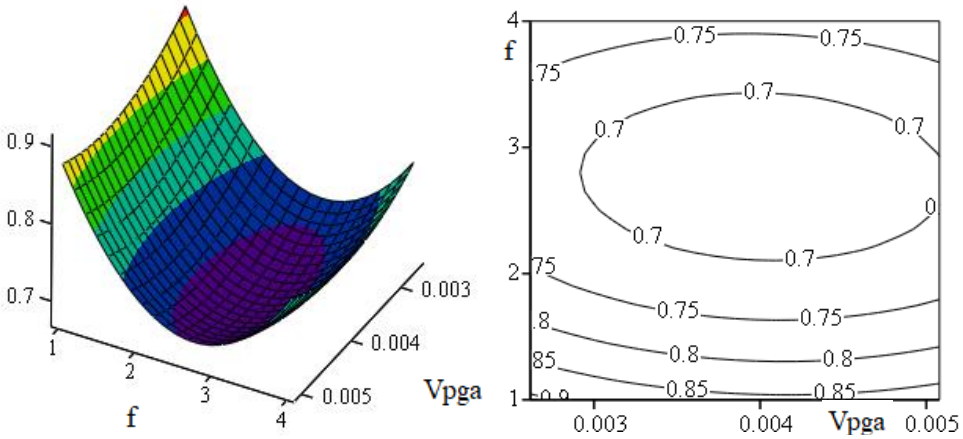


Рисунок 5.20 – Графики зависимости векторно-целевой функции от переменных f и $V_{ПГА}$

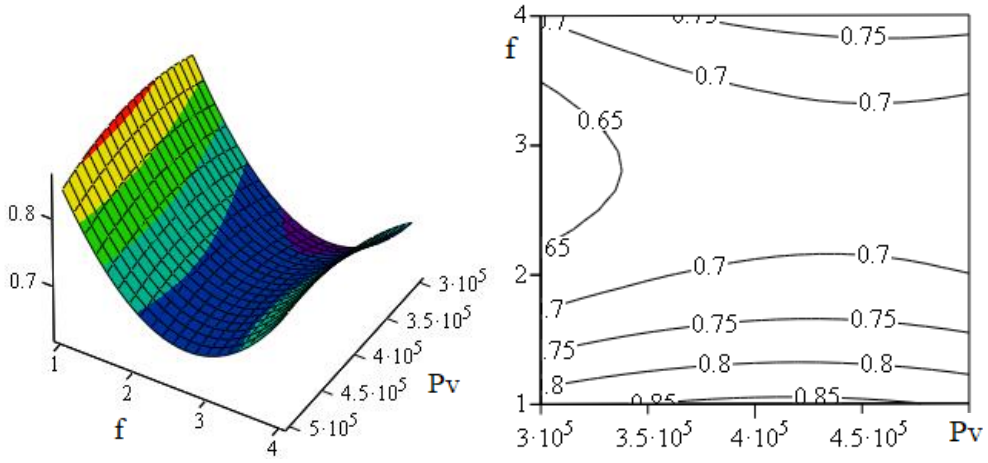


Рисунок 5.21 – Графики зависимости векторно-целевой функции от переменных f и P_B

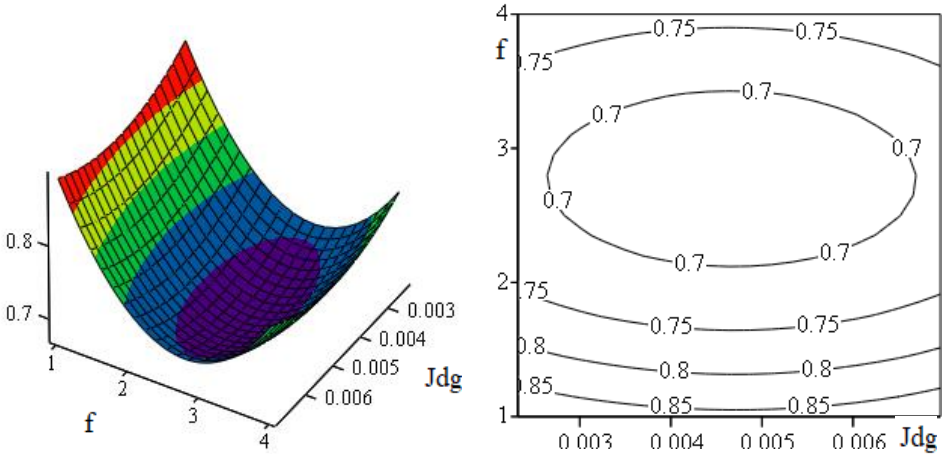


Рисунок 5.22 – Графики зависимости векторно-целевой функции от переменных f и $J_{ДГ}$

Результаты расчета переменных, входящих в общую векторно-целевую функцию, позволили найти оптимальные значения факторов, которые получены практически в центральной части плана исследований, что является свидетельством о сбалансированности параметров механизма. Каждый фактор, входящий в

векторно-целевую функцию, это физический параметр УДМ. Полученное уравнение позволяет управлять параметрами механизма в реальных условиях эксплуатации. Это может быть осуществимо, если применять различные интеллектуальные системы управления параметрами устройства. Натуральные значения факторов, входящих в векторно-целевую функцию, составляют: $S_{др}$=2,285·10^{-4} м^2, $V_{пга}$=4,030·10^{-3} м^3, $P_в$=4,446·10^5 Па, $J_{пр}$=4,740·10^{-3} кг·м^2, $f_{пр}$=0,94 Гц.

Решением задачи мы определили условный экстремум векторно-целевой функции – значение величины степени прозрачности. В числовом выражении, при выше найденных значениях факторов, искомая функция составляет *L=0,68*. Физический смысл числового значения векторно-целевой функции, свидетельствует о том, что механизм поглощает колебания внешней тяговой нагрузки до 32% при агрегатировании трактора с основными сельскохозяйственными орудиями. Полученные значения продемонстрировали компромисс между тремя локальными исследованиями по оптимизации элементов конструкции УДМ в различных условиях работы трактора. Это значение находится между результатами работы трактора с плугом (до 37%) и с культиватором (до 27%). Это намного эффективнее, чем у трактора с сеялкой (до 25%).

На рисунке 5.23 представлен график амплитудно-частотной характеристики, который получен теоретическим путём с учетом найденных параметров векторно-целевой функции.

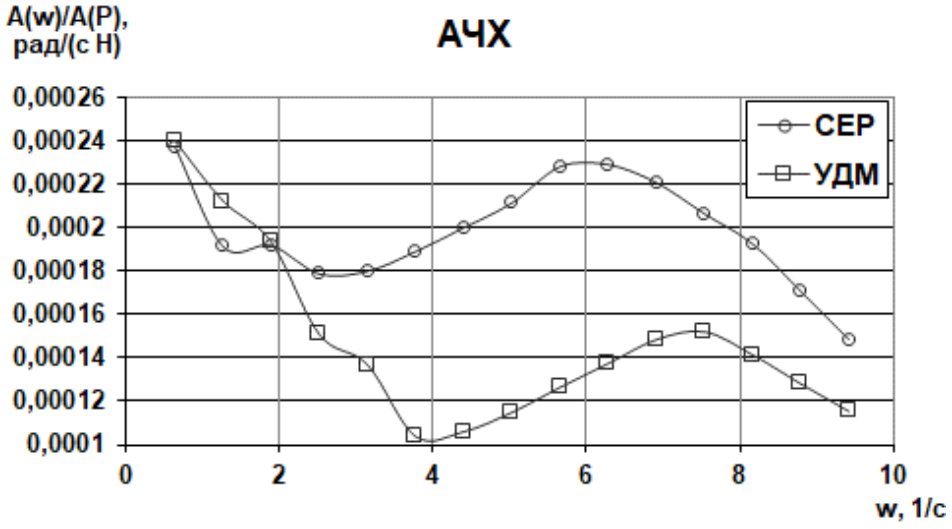


Рисунок 5.23 – График амплитудно-частотной характеристики

На рисунке показана 5.23 зависимость амплитуды колебания угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя (на выходе) от частоты колебаний тяговой нагрузки (входного гармонического сигнала). Принимая во внимание что УДМ является полосовым фильтром, его амплитудно-частотная характеристика показывает что этот фильтр имеет полосу заграждения (задержания) в диапазоне 1,0…9,5 $с^{-1}$, при этом имеет поглощающую способность свыше 30%. УДМ поглощает сигналы в пределах полосы заграждения (в интервале указанных выше частот) и пропускает все другие частоты колебаний. Следовательно, за пределами рабочего диапазона силовая передача с УДМ ничем не отличается от силовой передачи серийного трактора.

5.4. Выводы по пятой главе

1. В проведенных исследованиях определена единая функция (найдено решение), с помощью которой можно описать процессы в силовой передаче трактора с УДМ, при выполнении основных сельскохозяйственных операций. Нахождение оптимального решения было целью настоящих исследований. Важно понимать то, что решение поставленной цели позволило объединить разрозненные исследования в одно. Решением компромиссной задачи мы определили, что двигатель трактора с УДМ защищен на 32 % от колебаний внешней нагрузки, при агрегатировании трактора с основными сельскохозяйственными орудиями (значение функции составляет $L=0.68$).

2. Полученная векторно-целевая функция в нашем конкретном случае, имеет ограничения областью существования. В числовом выражении векторно-целевая функция (степень прозрачности силовой передаче) находиться в пределах от 0 до 1. Факторы входящие в функцию имеют область определения, ограниченную областью исследований, которая находится в интервале от -1 до +1.

3. Полученную функцию предполагается использовать при программировании контроллеров управления параметрами УДМ в тракторе, что приведет к дальнейшему снижению непроизводительного расхода энергоресурсов. Для повышения эффективности трактора с УДМ, необходимо учитывать полученные значения

оптимальных параметров. Будущие исследования следует проводить в направлении совершенствования конструкции УДМ. Синтез моделей разных условий работы трактора, базирующийся на получении оптимального решения позволил объединить всё одной зависимостью чтобы полученное решение отражало компромисс между тремя отдельными видами работ. Полученные 32% продемонстрировали компромисс между тремя локальными исследованиями по оптимизации различных условий работы трактора. Это значение находится между результатами работы трактора с плугом (до 37%) и с культиватором (до 27%). Это намного эффективнее, чем у трактора с сеялкой (до 25%).

4. УДМ имеет полосу заграждения в диапазоне 1,0…9,5 $с^{-1}$, при этом имеет поглощающую способность свыше 30%. За пределами указанного рабочего диапазона силовая передача с УДМ ничем не отличается от силовой передачи серийного трактора.

Исследования, приведенные в этой главе опубликованы в работах [77, 119, 365, 367, 369, 370].

6. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРАКТОРА ПРИ РАБОТЕ С ОСНОВНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МАШИНАМИ

6.1. Результаты проведения натурных исследований по выявлению воздействия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном треке

Методика проведения экспериментов описана главе 4 параграфе 4.5. Постановка натурного поискового эксперимента предусматривала проведение регрессионного анализа. Все расчеты, включая построение графиков, были выполнены в системе MathCAD и Maple. В качестве критерия оптимизации (функции отклика) был принят показатель «степень прозрачности» определяемый по формуле 1.15, характеризующий демпфирующие свойства силовой передачи [122, 134, 240, 251].

В исследовании переменными были приняты следующие факторы: $S_{др}$ – площадь сечения дросселя, $V_{пга}$ – объем пневмогидроаккумулятора (ПГА), $P_в$ – давление воздуха в ПГА, $J_{дг}$ – момент инерции привода масляного насоса. Факторы представлены в таблице 4.1 [274, 303, 321-324, 338]. На основании поисковых экспериментов определены уровни и интервалы варьирования факторов, а сами факторы выбраны на основании литературных источников и из конструктивных соображений [134, 251, 289, 368-372]. Полная последовательность проведения экспериментальных исследований на бетонном треке согласно описанной методике и её результаты представлена в приложении Г (приложение Г.2 «Результаты проведения экспериментов на бетонном основании»).

При исследовании силовой передачи трактора, находящегося в составе с тяговой лабораторией, необходимо было определить оптимальные параметры УДМ при движении трактора по бетонном треке (условия близкие к работе трактора с транспортным прицепом). Полученная, в результате применения некомпозиционного плана второго порядка математическая модель имеет вид [251]

$$y = 0,578 - 0,081x_4 + 0,148x_1^2 + 0,078x_2^2 + 0,073x_3^2 + 0,101x_4^2 \ . \qquad (6.1)$$

Взяв частные производные от уравнения (6.1), получили систему из четырех уравнений, решив которую определены оптимальные значения факторов.

$$\begin{cases} \dfrac{dy}{dx_1} = \dfrac{d}{dx_1}(0.578 - 0.081 \cdot x_4 + 0.148 \cdot x_1^2 + 0.078 \cdot x_2^2 + 0.073 \cdot x_3^2 + 0.101 \cdot x_4^2); \\ \dfrac{dy}{dx_2} = \dfrac{d}{dx_2}(0.578 - 0.081 \cdot x_4 + 0.148 \cdot x_1^2 + 0.078 \cdot x_2^2 + 0.073 \cdot x_3^2 + 0.101 \cdot x_4^2); \\ \dfrac{dy}{dx_3} = \dfrac{d}{dx_3}(0.578 - 0.081 \cdot x_4 + 0.148 \cdot x_1^2 + 0.078 \cdot x_2^2 + 0.073 \cdot x_3^2 + 0.101 \cdot x_4^2); \\ \dfrac{dy}{dx_4} = \dfrac{d}{dx_4}(0.578 - 0.081 \cdot x_4 + 0.148 \cdot x_1^2 + 0.078 \cdot x_2^2 + 0.073 \cdot x_3^2 + 0.101 \cdot x_4^2). \end{cases} \quad (6.2)$$

Зная, что в экстремальных точках производная равна нулю: $\frac{dy}{dx_1} = 0$; $\frac{dy}{dx_2} = 0$; $\frac{dy}{dx_3} = 0$; $\frac{dy}{dx_4} = 0$, и приравняв систему полученных уравнений (6.2) к нулю, определили экстремальные значения каждого фактора: $2 \cdot 0.148 \cdot x_1 = 0$; $2 \cdot 0.078 \cdot x_2 = 0$; $2 \cdot 0{,}073 \cdot x_3 = 0$; $-0.081 \cdot 1 + 2 \cdot 0.101 \cdot x_4 = 0$, откуда получили величины оптимальных значения факторов $x_1=0$; $x_2=0$; $x_3=0$; $x_4=0{,}401$.

Зная все величины входящие в уравнение (6.1), определили значение искомой функции [251] при оптимальных значениях факторов. Оптимальные значения каждого фактора в натуральных величинах были определены по формулам (3.3) и составляют: $S_{др}=3{,}494 \cdot 10^{-4}$ м^2, $V_{пга}=4{,}44 \cdot 10^{-3}$ м^3, $P_в=4 \cdot 10^5$ Па, $J_{пр}=3{,}25 \cdot 10^{-3}$ кг·м^2. Значение искомой функции, показателя демпфирующих свойств механизма – степень прозрачности силовой передачи, составляет П=0,561.

Найденные оптимальные параметры механизма получены фактически для лабораторных и схожих с ними условий (транспортные работы или агрегатирование прицепа). Представляет интерес исследовать работу трактора с УДМ на других операциях (работа трактора с плугом, с культиватором и с сеялкой). При работе трактора с другими орудиями изменяются возмущающие условия, возникает необходимость перенастраивать параметры УДМ силовой передачи трактора [117, 118, 132, 134, 251, 240, 369].

Анализируя полученное уравнение регрессии (6.1), для наглядности, строим графики поверхности отклика и графики линий уровня (рисунок 6.1 – 6.3) [251].

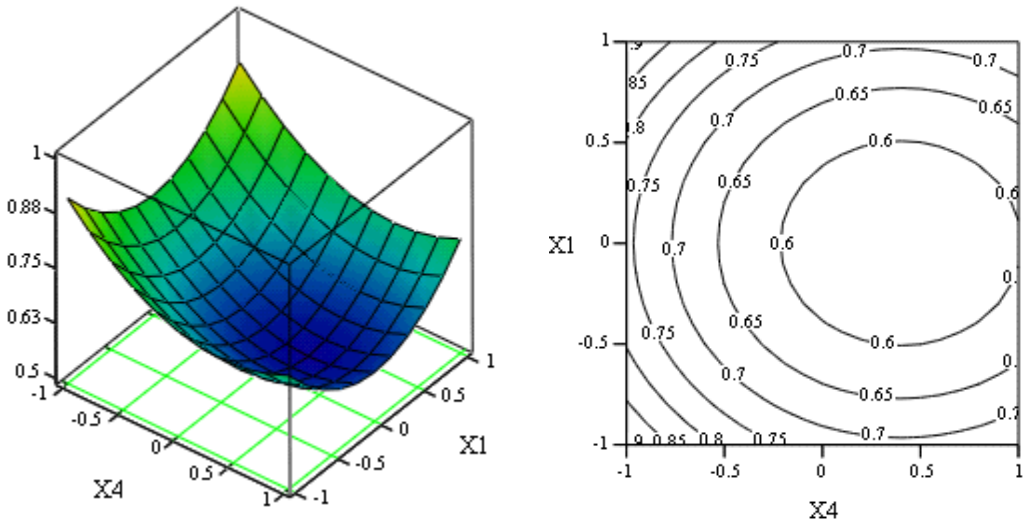


Рисунок 6.1 – Поверхность отклика и ее сечение для факторов x_1 и x_4 [251]

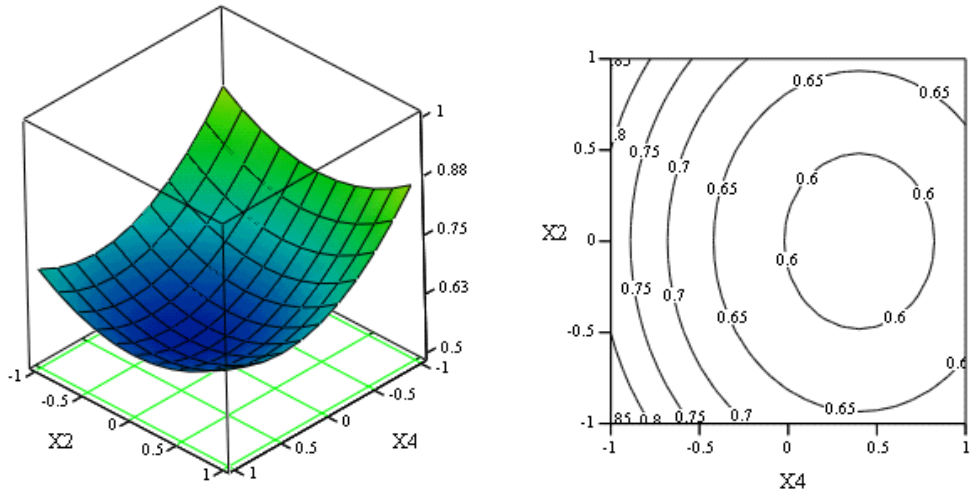


Рисунок 6.2 – Поверхность отклика и ее сечение для факторов x_2 и x_4 [251]

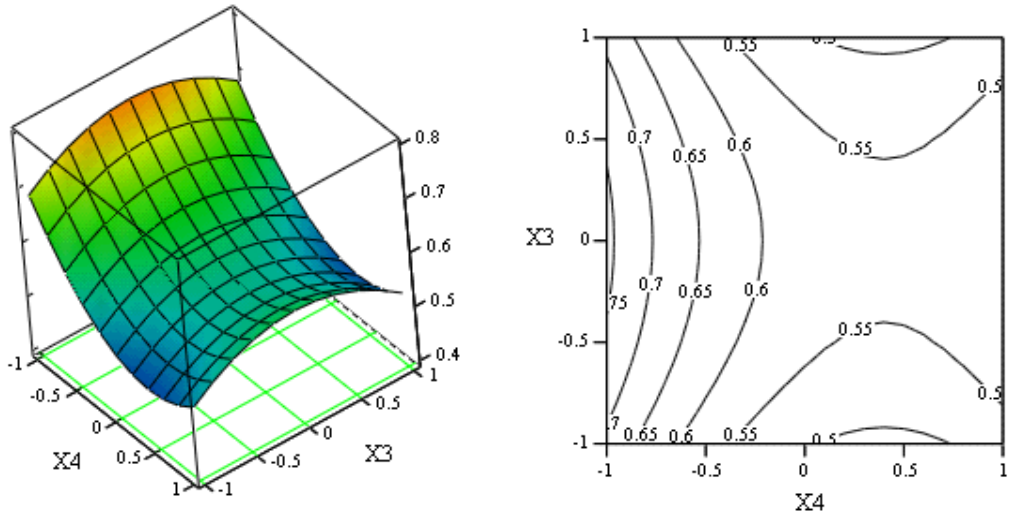


Рисунок 6.3 – Поверхность отклика и ее сечение для факторов x_3 и x_4 [251]

Проведенные исследования для лабораторных условий, показали положительный эффект применения УДМ в силовой передаче трактора.

6.2. Результаты проведения полевых исследований

6.2.1. Результаты проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с плугом

Опираясь на методику проведения полевых исследований для изучения влияние параметров УДМ на показатели работы трактора с плугом, были получены результаты при помощи САНиОМИ и обработаны на персональном компьютере с использованием пакета программ. [77, 117, 134, 251]. Измерительное оборудование САНиОМИ позволило получить числовые ряды, зависящие от времени измерений, на основе которых получены вероятностные характеристики процесса. Для оценки эффективности трактора с плугом получены результаты энергооценки тракторного агрегата.

Результаты энергооценки при работе трактора в агрегате с плугом

В соответствии с методикой экспериментальных исследований, описанной в главе 4 параграф 4.6.2., проведена энергооценка трактора в агрегате с плугом. Показатели представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Вероятностные характеристики энергетических показателей работы трактора при агрегатировании с плугом

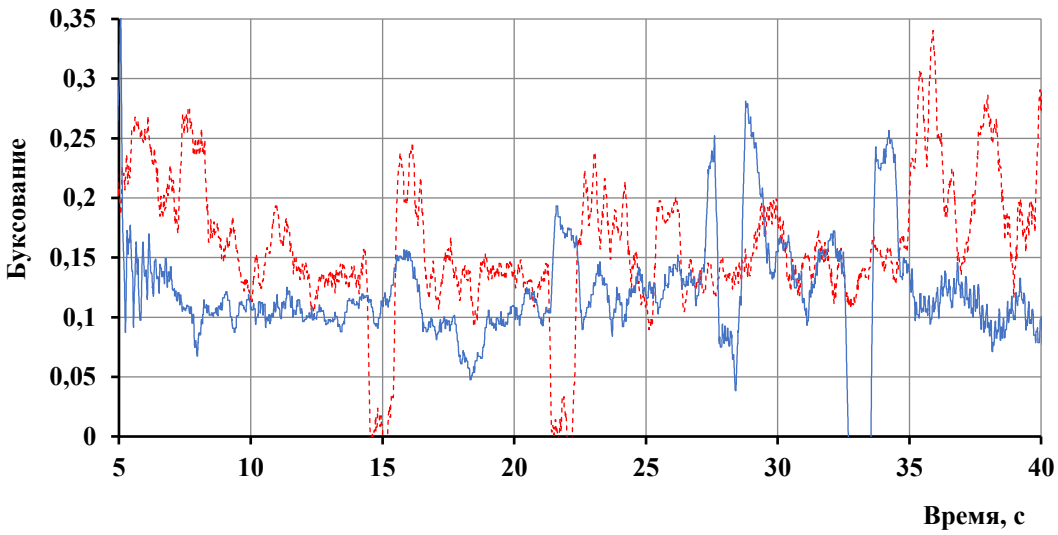
№ пп	Энергетические показатели	Трактор серийный	Трактор с УДМ	Изменение %
1	Тяговое сопротивление $P_{кр}$, Н	15875,40	15515,60	2,27
2	Скорость движения трактора V, м/с (км/ч)	1,43 (5,15)	1,66 (5,98)	16,10
3	Частота вращения коленчатого вала $n_{лв}$, рад/с	216,30	227,60	5,22
4	Часовой расход топлива G, кг/ч	13,78	12,57	8,78
5	Буксование движителей δ, %	16,90	15,30	9,47
6	Производительность агрегата W, га/ч	0,540	0,588	8,89
7	Погектарный расход топлива $G_{га}$, кг/га	25,52	21,38	16,22

Вероятностные характеристики энергетических показателей работы свидетельствуют о том, что трактор с УДМ в силовой передаче имеет лучшие энергетические показатели (скорость движения, производительность и погектарный расход топлива), чем аналогичный, с силовой передачей без УДМ [77, 117, 134, 251]. Анализируя таблицу 6.1, можно увидеть уменьшение тягового сопротивления. Тяговое сопротивление для трактора, входящего в состав агрегата – это внутренняя сила

связи звеньев: трактора и орудия. Величина этой силы определяется внешним воздействием грунта на рабочие органы машины и взаимодействием звеньев через упругие и демпфирующие связи между ними. Установка УДМ в силовую передачу трактора, в агрегате с плугом, создает более благоприятные условия для формирования характера нагрузки, как при установившихся режимах движения, так и в неустановившихся условиях. Применение УДМ создает снижение нагрузки на двигатель и ведущие колеса трактора, из-за чего угловая скорость коленчатого вала и поступательная скорость трактора увеличиваются по сравнению с серийной версией силовой передачи, имеющей большую жесткость.

Анализ экспериментальных данных показал, что наблюдается уменьшение буксования движителей. Для более детального анализа буксования был проведен анализ изменения буксования во времени.

Осциллограмма изменения буксования представлен на рисунке 6.4.



-------- трактор с УДМ; - - - - - серийный трактор

Рисунок 6.4 – Динамика изменения буксования опытного и серийного трактора в агрегате с плугом

Для анализа данных предлагается условная классификация вариабельности (степень рассеивания данных) выборки на основе коэффициента вариации: при v≤10% выборка вариабельна слабо, при 10%≤v≤20% – средне вариабельна, при v≤20% – сильно вариабельна. Если значение коэффициента вариации не превышает 33%, то совокупность считается однородной, а если больше 33%, то – неоднород-

ной. В относительном выражении коэффициент вариации позволяет обеспечить сопоставимость полученных результатов [81, 223, 287, 294, 303, 315, 325, 328, 338, 343, 344, 364, 379]. Вероятностные характеристики по буксованию представлены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Вероятностные характеристики реализации буксования движителей трактора с плугом

Показатели	Трактор без УДМ	Трактор с УДМ	Изменение, %
Математическое ожидание δ, %	16,9	15,3	9,47
Дисперсия D, %	86,8	47,9	44,82
Среднее квадратичное отклонение σ_δ, %	9,32	6,92	25,75
Коэффициент вариации v, %	55,14	45,23	17,97

Анализ вероятностных характеристик реализации буксования в виде числовых данных (таблица 6.2), полученных экспериментальным путем, показал, что применение УДМ позволяет снизить математическое ожидание буксования на 9,5%, дисперсию буксования на 44.82%, снижение неравномерности буксования в этом случае составляет 25,75%.

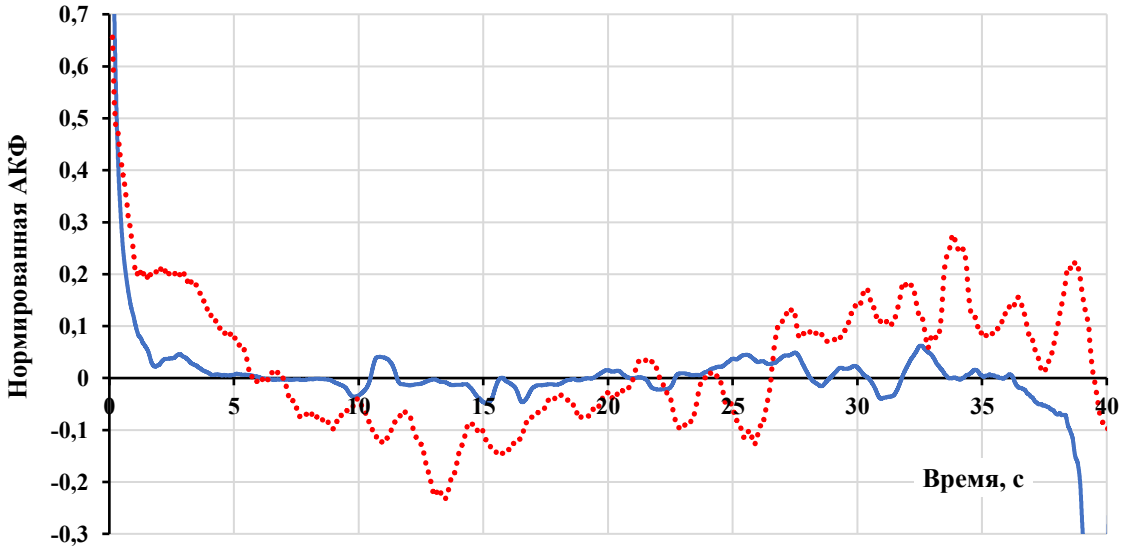
Результаты корреляционно-спектрального анализа при работе трактора с плугом

Методика проведения корреляционно-спектрального анализа результатов экспериментальных исследований, описанная в параграфе 4.8, позволила применить классические методы анализа временных рядов. [20, 21, 25, 81, 181-188, 236, 304]. Анализ временных рядов нормированной автокорреляционной функции и спектральной плотности изменения процессов в опытном и серийном тракторе при работе с плугом проводился при помощи специальной программы «МРСП – 24» (Приложение Д), а также с помощью встроенного оператора программы Mathcad.

Графики нормированной автокорреляционной функции изменения буксования представлены на рисунке 6.5. Параметры нормированной автокорреляционной функции процесса буксования трактора при агрегатировании с плугом представлены в таблице 6.3.

Анализ таблицы 6.3 и рисунка 6.5 показывает, что средний полупериод корреляции T_p определяемый по формуле (4.9) в серийном варианте гораздо больше,

чем в опытном. Затухание автокорреляционной функции свидетельствует об эргодичности процесса.



трактор с УДМ; - - - - - серийный трактор

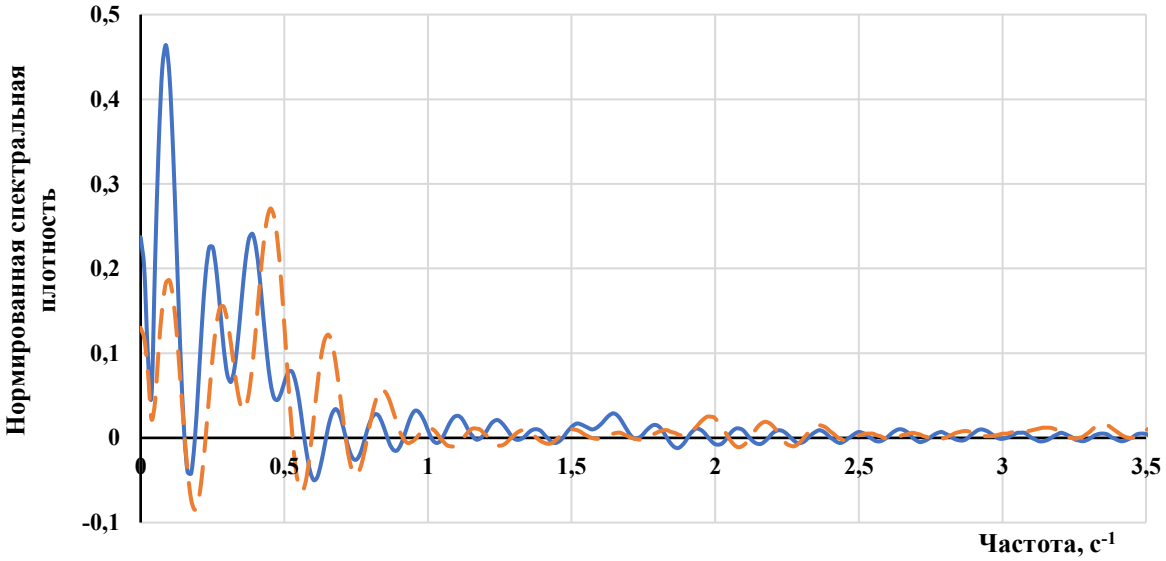
Рисунок 6.5 – Графики автокорреляционной функции изменения буксования опытного и серийного трактора при работе с плугом

Таблица 6.3 – Параметры нормированной автокорреляционной функции процесса буксования трактора при работе с плугом

Показатель	Трактор серийный	Трактор с УДМ
Интервал корреляции τ_0	5,5	4,3
τ_{k*}	21	10,4
τ_k	22	11,5
τ_{k+1}	23,8	19,3
τ_{k+2}	24,5	21,0
τ_{k+3}	26,5	23,2
τ_{k+4}	39,5	28,2
τ_{k+5}	-	29,0
τ_{k+6}	-	30,5
τ_{k+7}	-	32
τ_{k+8}	-	34,0
Средний полупериод корреляции T_p	5,7	3,0

На рисунке 6.6 представлены графики изменения нормированной спектральной плотности буксования опытного и серийного трактора в агрегате с плугом.

Плотность спектра оказалась больше у варианта серийного и этот спектр шире. Такое распределение свидетельствует о том, что УДМ поглощает частоты, являясь фильтром колебаний (возмущений) при работе с плугом.



трактор с УДМ; - - - - - серийный трактор

Рисунок 6.6 – Графики изменения спектральной плотности буксования опытного и серийного трактора при агрегатировании с плугом

При спектральном разложении автокорреляционной функции, получают частотный состав случайного процесса. На графике видно (рисунок 6.6), что имеет место отрицательная частота. Отрицательная частота – понятие не физическое, а математическое, вытекающее из способа представления комплексных чисел [20, 21, 25, 81, 223, 253, 287, 294, 303, 315, 325, 328, 338, 343, 344, 364, 379].

Параметры функции спектральной плотности процесса буксования трактора при агрегатировании с плугом занесены в таблицу 6.4.

Таблица 6.4 – Параметры функции спектральной плотности процесса буксования трактора при агрегатировании с плугом

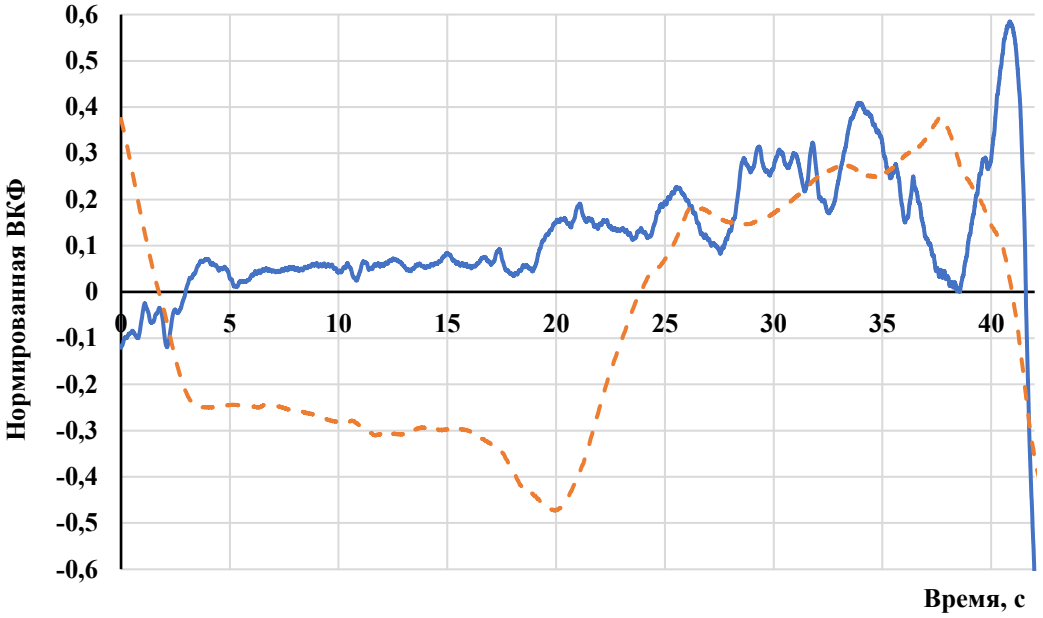
Трактор серийный		Трактор с УДМ	
S(ω)	ω_D	S(ω)	ω_D
0,12	0,01	0,24	0,01
0,18	0,1	0,46	0,1
0,16	0,3	0,23	0,25
0,27	0,45	0,24	0,40
0,12	0,65	0,04	0,70
Ширина спектра $\Delta\omega_c$			
	3,7		2,2

Анализ таблицы 6.4 и рисунка 6.6 показывает, что ширина спектра в серийном варианте больше, плотность спектра выше у варианта опытного. Характер протекания спектральной плотности опытного трактора, свидетельствует о низкочастотности процесса, так как максимумы дисперсий сдвинуты в зону более низких

частот в диапазоне от 0 до 0,7 $с^{-1}$. Процесс изменения кривых в диапазоне от 0 до 1,0 $с^{-1}$ очень схож между собой, что свидетельствует об идентичности процесса изменения буксования. Спектр изменения буксования серийного трактора от 0 до 1,0 $с^{-1}$ имеет пять преобладающих вершин на отметках: S(0,01)=0,12; S(0,1)=0,18; S(0,3)=0,16; S(0,45)=0,27; S(0,65)=0,12. Спектр изменения буксования опытного трактора от 0 до 0,7 $с^{-1}$ имеет пять преобладающих вершин на отметках S(0,01)=0,24; S(0,1)=0,46; S(0,24)=0,23; S(0,4)=0,24; S(0,7)=0,04. Ширина спектра *S(ω)* для опытного и серийного вариантов составляет $\Delta\omega_с$ =4,2 $с^{-1}$ и $\Delta\omega_с$ = 2,2 $с^{-1}$ соответственно. Срез частот составляет около $\Delta\omega_с$ = 0…1,0 $с^{-1}$.

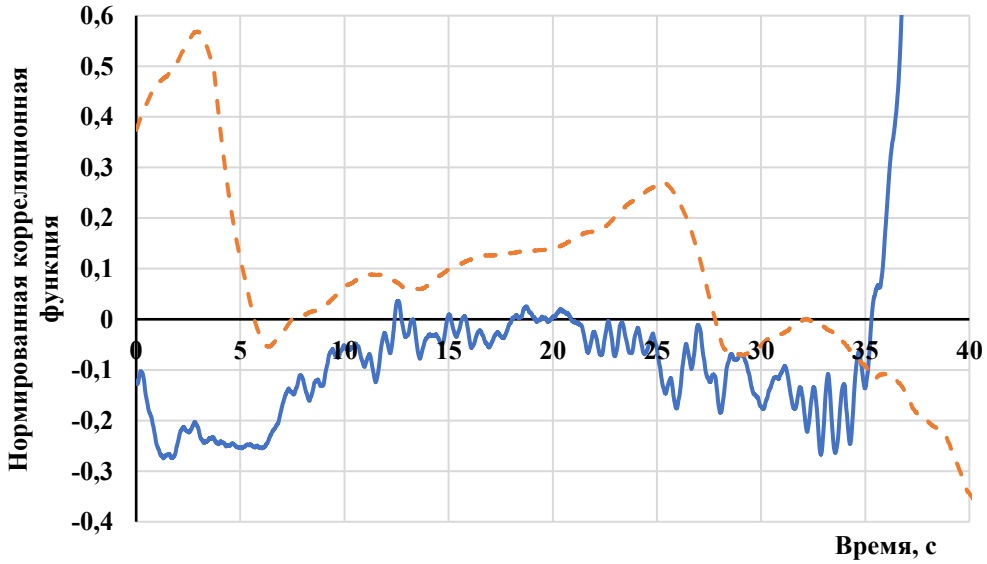
Взаимная корреляционная функция двух случайных процессов (угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя и угловая скорость вращения ведущего колеса), позволяет оценить параметры и свойства суммы и разности этих двух показателей. На рисунке 6.7 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей вращения коленчатого вала и ведущего колеса (далее обозначим это выражение как «угловых скоростей») в опытном и серийном варианте для тракторов при агрегатировании с плугом с учетом анализа сигнала от двигателя к ведущему колесу. На рисунке 6.8 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для тракторов при агрегатировании с плугом, с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю [253]. Взаимная корреляционная функция угловых скоростей представлена для двух вариантов: опытный вариант – сплошная линия; серийный вариант – прерывистая линия.

Рисунки 6.7 и 6.8 показывают то, что корреляция между частотой вращения коленчатого вала двигателя и ведущим колесом в опытном варианте стремится к нулю или уходит в отрицательные значения. В то же время, серийный вариант находится в прямой корреляции в начальный период неустановившегося режима движения (разгон) и в процессе выполнения работы (технологической операции).



трактор с УДМ; серийный трактор

Рисунок 6.7 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и ведущего колеса для опытного и серийного тракторов при агрегатировании с плугом (анализ сигнала от двигателя к ведущему колесу)

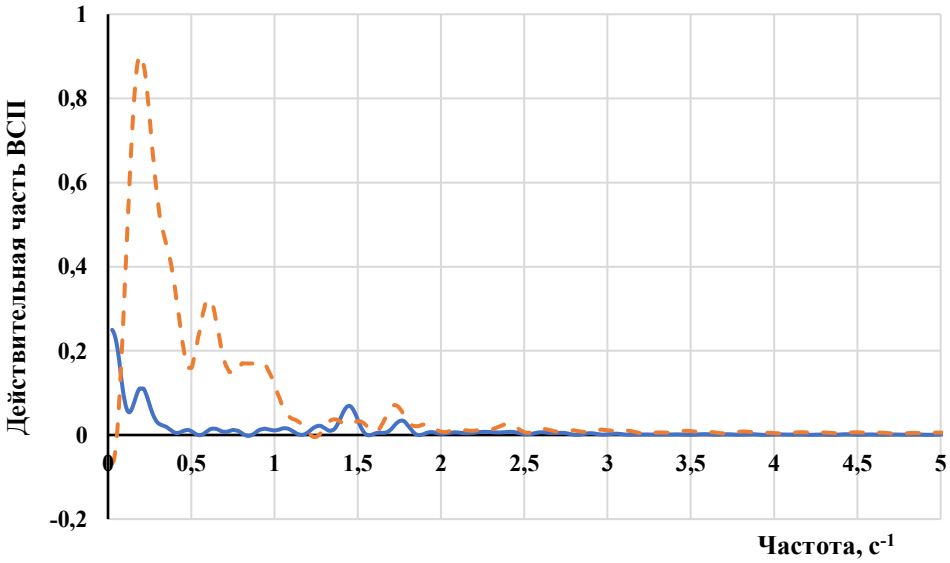


трактор с УДМ; серийный трактор

Рисунок 6.8 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и ведущего колеса для опытного и серийного тракторов при агрегатировании с плугом (анализ сигнала от ведущего колеса к двигателю)

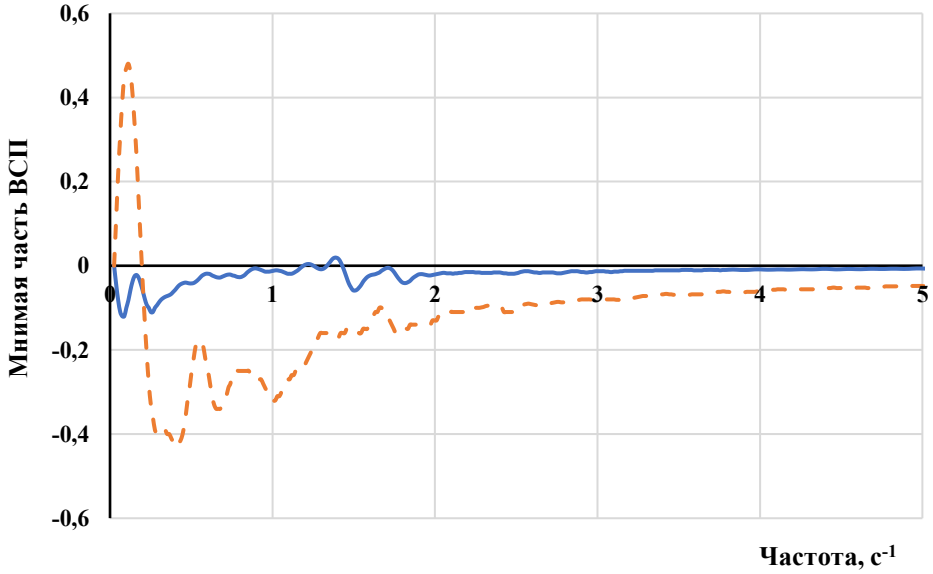
На рисунках 6.9-6.11 представлены совмещенные графики изменения действительной части, мнимой части и модуля функции взаимной спектральной плот-

ности угловых скоростей опытного и серийного тракторов в агрегате с плугом. Графики на рисунках 6.9 и 6.10 показывают смещение частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины (действительной и мнимой части) в опытном варианте.



трактор с УДМ; серийный трактор

Рисунок 6.9 – Совмещенные графики изменения действительной части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного тракторов в агрегате с плугом



трактор с УДМ; серийный трактор

Рисунок 6.10 – Совмещенные графики изменения мнимой части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного тракторов в агрегате с плугом

Сравнивая модули функции взаимной спектральной плотности (рисунок 6.11) угловых скоростей серийного и опытного тракторов в агрегате с плугом видны преимущества опытного варианта в процессе выполнения технологической операции.

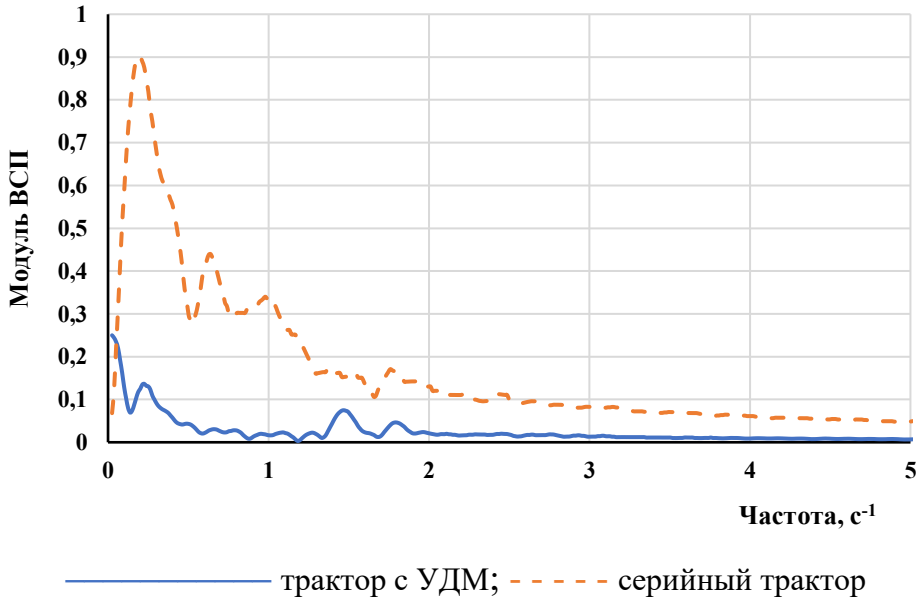


Рисунок 6.11 – Графики изменения модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей серийного и опытного тракторов в агрегате с плугом

Преимущества опытного варианта в процессе выполнения технологической операции очевидны. Об этом свидетельствуют данные полученных графиков. Результаты подтверждают, что УДМ является эффективным фильтром при агрегатировании трактора с плугом.

Выводы. Анализ вероятностных характеристик реализации процесса буксования движителя, полученных экспериментальным путем показал, что применение упруго-демпфирующего механизма позволяет снизить математическое ожидание буксования трактора с плугом на 9,5%.

Анализ среднего полупериода корреляционной функции процесса буксования трактора показывает отличие (отношение показателей опытного трактора к серийному) указанной величины для трактора с плугом на 47,4 %. Отношение среднего полупериода показывает, что событие под названием «буксование» в опытном варианте имеет меньшую вероятность появления на указанные проценты.

Анализ вероятностных характеристик спектральной плотности процесса бук-

сования показал относительное изменение ширины спектра (S(ω)) для трактора серийного и опытного. Отношение данных опытного трактора к серийному при агрегатировании трактора с плугом меньше на 40,5 %. Эти величины свидетельствуют о снижении мощности флуктуационной составляющей случайного процесса «буксование» на указанные проценты.

Анализ взаимной корреляционной функции двух процессов (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости, определяемой по формуле 4.10, проходящих частот нагрузки по валопроводу. Отношение времени прохождения (прохождение сигнала в опытном варианте трактора по отношению к прохождению сигнала в серийном варианте трактора) возмущений по валопроводу при агрегатировании трактора с плугом меньше на 50,1 %.

Анализ взаимной спектральной плотности (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса), показывает смещение (по отношению к серийному варианту) частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при агрегатировании трактора с плугом на 72,1%; Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора, что может означать то, что упруго-демпфирующий механизм, как элемент силовой передачи, поглощает часть колебаний нагрузки, распространяющихся по валопроводу.

Результаты исследований опубликованы в работах [112, 113, 114,115, 253].

6.2.2. Результаты проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с культиватором

Опираясь на разработанную методику проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с культиватором (глава 4, параграф 4.6.3) были получены результаты, позволяющие провести оценку влияния параметров УДМ на показатели работы агрегата в целом. Измерительное оборудование позволило получить числовые ряды, синхронизированные по времени, на основе которых получены вероятностные характеристики процесса [122, 134, 244, 251, 369].

Для оценки эффективности работы трактора с культиватором получены результаты энергооценки и результаты корреляционно-спектрального анализа.

Результаты энергооценки трактора при агрегатировании с культиватором

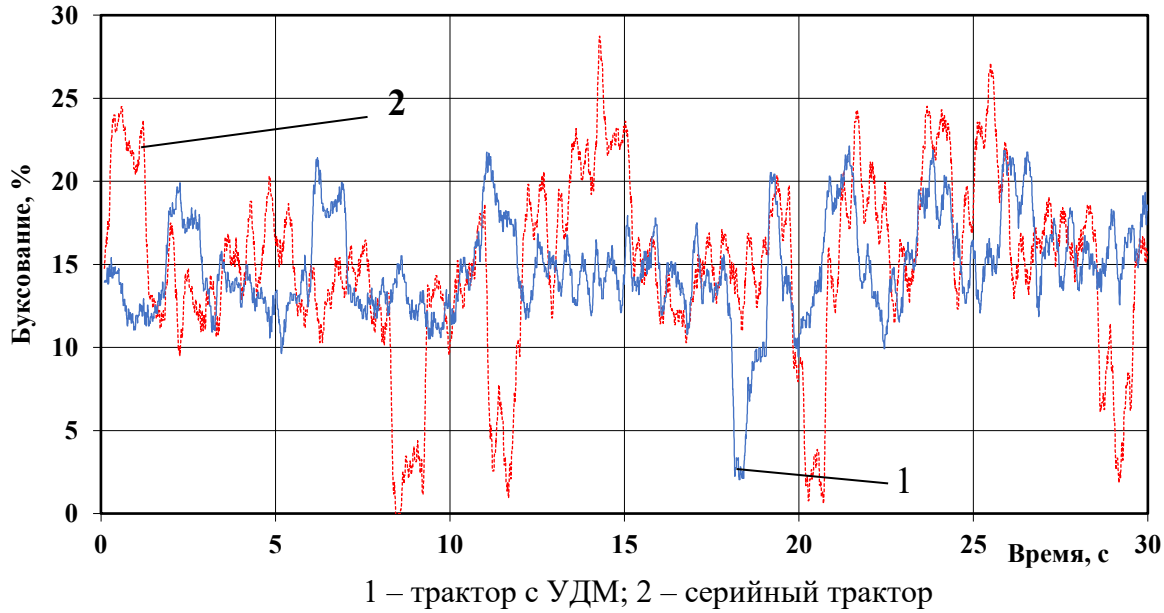
Энергетические показатели представлены в таблице 6.5.

Таблица 6.5 – Вероятностные характеристики энергетических показателей работы трактора при агрегатировании с культиватором

№ пп	Энергетические показатели	Трактор серийный	Трактор с УДМ	Изменение %
1	Тяговое сопротивление $P_{кр}$, Н	9287,77	9203,84	0,91
2	Скорость движения трактора V, м/с (км/ч)	1,81 (6,52)	1,96 (7,06)	8,28
3	Частота вращения коленчатого вала $n_{лв}$, рад/с	235,32	244,75	4,01
4	Часовой расход топлива G, кг/ч	9,972	9,108	8,67
5	Буксование движителей δ, %	14,96	14,65	2,07
6	Производительность агрегата W, га/ч	2,61	2,82	8,05
7	Погектарный расход топлива $G_{га}$, кг/га	3,82	3,23	15,45

Анализируя таблицу 6.5, можно увидеть уменьшение тягового сопротивления [251, 369-371]. Практически все показатели оценки свидетельствуют, что трактор с УДМ в силовой передаче при работе с культиватором имеет лучшие энергетические показатели (скорость движения, производительность и погектарный расход топлива), в сравнении с аналогичным трактором, с заблокированным УДМ в силовой передаче. Экспериментальные данные показывают, что наблюдается уменьшение буксования движителей. Для глубокого изучения процесса проведен анализ изменения буксования во времени.

Осциллограмма изменения буксования представлена на рисунке 6.12.



1 – трактор с УДМ; 2 – серийный трактор

Рисунок 6.12 – Динамика изменения буксования трактора при агрегатировании с культиватором

Вероятностные характеристики по буксованию движителей представлены в таблице 6.6.

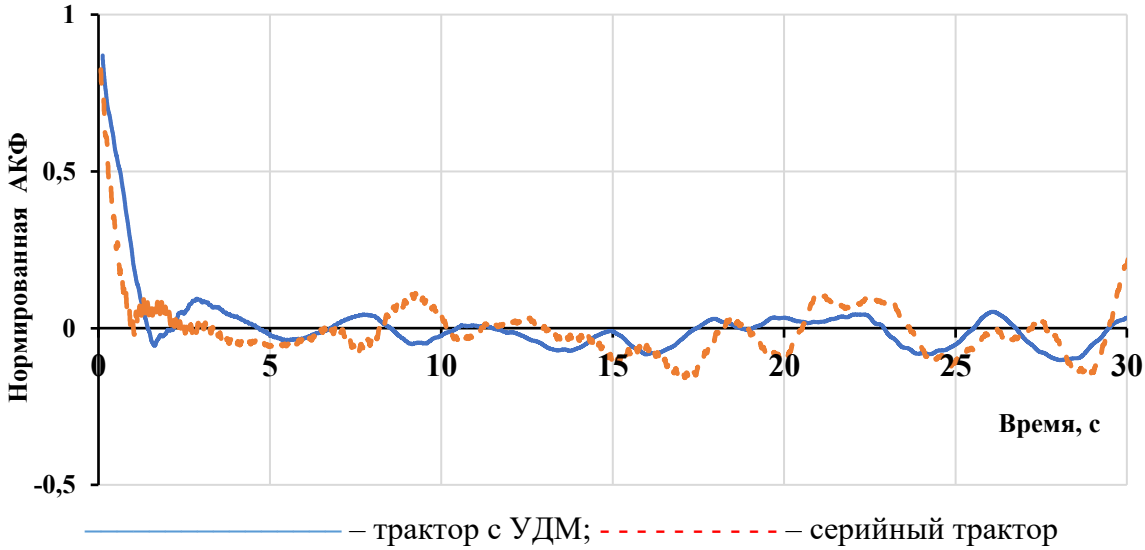
Таблица 6.6 – Вероятностные показатели по буксованию трактора с культиватором

Показатели	Серийный трактор	Трактор с УДМ	Изменение, %
Математическое ожидание δ, %	14,96	14,65	2,07
Дисперсия D, %	51,72	32,28	37,59
Среднее квадратичное отклонение σ_δ,	7,19	5,68	21,00
Коэффициент вариации, %	48,1	38,8	19,33

Анализ вероятностных характеристик реализации числовых данных по буксованию, полученных экспериментальным путем, показал, что применение УДМ позволяет снизить дисперсию буксования на 37,6%, снижение неравномерности буксования в этом случае составляет 21%, а снижение математического ожидания буксования составляет 2% [20, 21, 25, 303, 315, 338, 364].

Результаты корреляционно-спектрального анализа при агрегатировании трактора с культиватором

На рисунке 6.13 представлены графики нормированной автокорреляционной функции изменения буксования опытного и серийного трактора при работе с культиватором.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.13 – Нормированная автокорреляционная функция буксования трактора при агрегатировании с культиватором

Применяя классические методы анализа временных рядов, был проведен анализ изменения буксования во времени [20, 21, 25, 71, 181-186, 287, 304, 325, 328, 343, 344, 364, 379]. Анализ временных рядов нормированной автокорреляционной

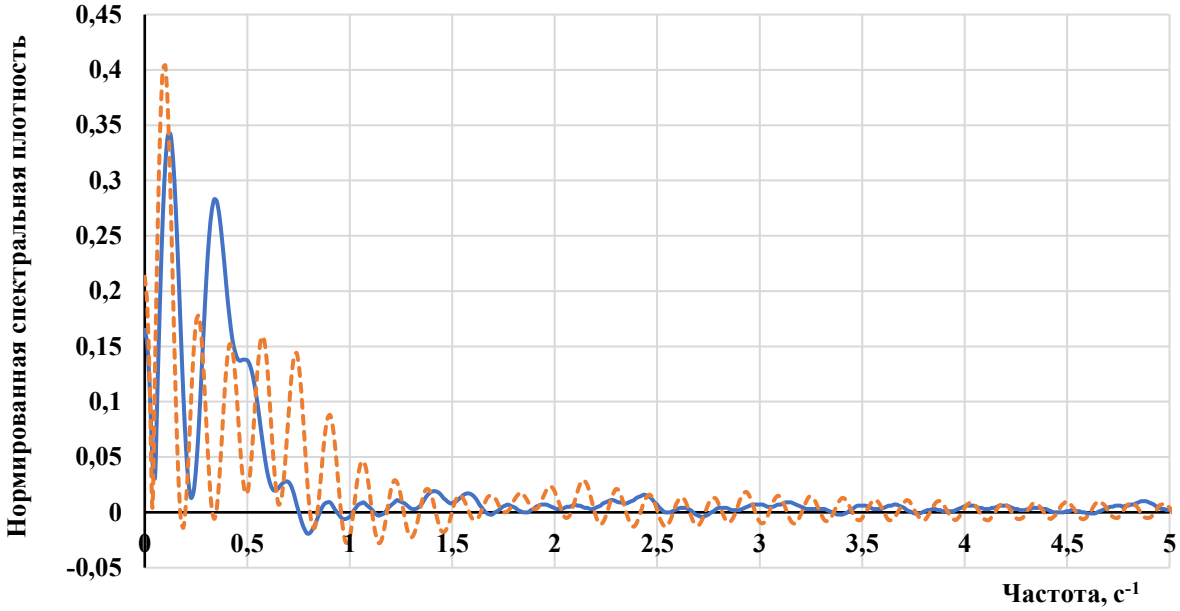
функции и спектральной плотности изменения процессов в опытном и серийном тракторе при работе с культиватором проводился при помощи специальной программы «МРСП – 24» (приложение Д), а также с помощью встроенного оператора программы Mathcad [79, 171]. Затухание автокорреляционной функции свидетельствует об эргодичности процесса. Средний полупериод колебаний T_p корреляционной функции процесса буксования трактора при агрегатировании с культиватором вычисленный по формуле (4.9) представлен в таблице 6.7.

Таблица 6.7 – Параметры корреляционной функции процесса буксования трактора при агрегатировании с культиватором

Показатель	Трактор серийный	Трактор с УДМ
Интервал корреляции τ_0	0,8	1,2
τ_k	1,2	2,7
τ_{k+1}	2,4	4,6
τ_{k+2}	7,0	6,8
τ_{k+3}	8,1	8,5
τ_{k+4}	10,1	10,3
τ_{k+5}	11,0	11,5
τ_{k+6}	13,0	17,3
τ_{k+7}	18,0	23,0
τ_{k+8}	19,0	25,5
τ_{k+9}	20,5	26,8
τ_{k+10}	23,5	29,5
τ_{k+11}	26,0	-
τ_{k+12}	28,0	-
Средний полупериод корреляции T_p	2,1	2,6

Анализирую таблицу 6.7 и рисунок 6.13 видно, что средний полупериод корреляции в серийном варианте соизмерим с опытным. УДМ преобразует частоты колебаний тяговой нагрузки, но при агрегатировании с культиватором величины сопоставимы.

На рисунке 6.14 представлены графики изменения спектральной плотности буксования опытного и серийного трактора в агрегате с культиватором. В результате спектрального разложения (Фурье преобразованием) нормированной автокорреляционной функции был выявлен частотный состав случайного процесса. На графике можно увидеть отрицательную частоту, которая, будучи математическим понятием, проистекает из способа представления комплексных чисел и не имеет физического смысла. Параметры функции спектральной плотности процесса буксования трактора при агрегатировании с культиватором занесены в таблицу 6.8.



– трактор с УДМ; - - - - - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.14 – Функция авто спектральной плотности буксования трактора при агрегатировании с культиватором

Анализ таблицы 6.8 и рисунка 6.14 показывает, что ширина спектра и его величина больше в серийном варианте. Даже при идентичности процессов, наблюдается смещение преобладающих частот при работе трактора с культиватором. Характер протекания спектральной плотности опытного трактора, свидетельствует о низкочастотности процесса, так как максимумы спектральной плотности сдвинуты в зону более низких частот в диапазоне от 0 до 0,5 $с^{-1}$, а в серийном варианте от 0 до 1,5 $с^{-1}$. Процесс изменения кривых в диапазоне от 0 до 0,25 $с^{-1}$ очень схож между собой, что свидетельствует об идентичности процесса изменения буксования. Спектр изменения буксования серийного трактора от 0 до 1,5 $с^{-1}$ имеет десять преобладающих вершин на отметках S(0,01)=0,21; S(0,1)=0,40; S(0,25)=0,2; S(0,41)=0,15; S(0,56)=0,16; S(0,7)=0,14; S(0,9)=0,09; S(1,05)=0,05; S(1,25)=0,02; S(1,35)=0,15. Спектр изменения буксования серийного трактора от 1,5 до 3,5 $с^{-1}$ имеет пять преобладающих вершин на отметках S(2,0)=0,024; S(2,2)=0,025; S(2,4)=0,015; S(3,1)=0,012; S(3,4)=0,012. Спектр изменения буксования опытного трактора от 0 до 1,5 $с^{-1}$ имеет пять преобладающих вершин на отметках S(0,01)=0,17; S(0,1)=0,34; S(0,35)=0,28; S(1,4)=0,025; S(1,5)=0,02. Спектр изменения буксования опытного трактора от 1,5 до 3,5 $с^{-1}$ имеет две преобладающие вершины На отметках S(2,4)=0,020; S(3,1)=0,01. Ширина спектра ($S(\omega)$) для опытного

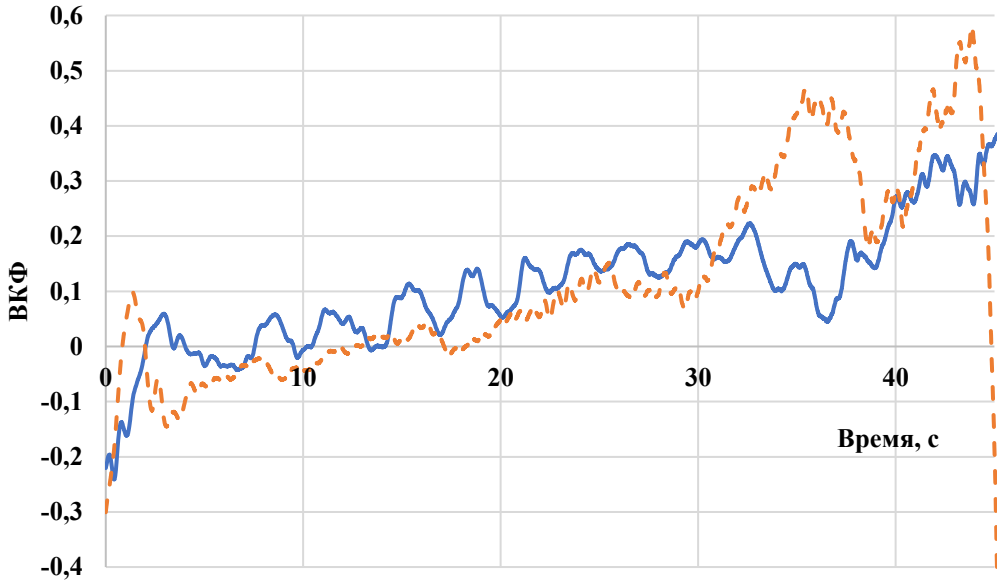
и серийного вариантов составляет $\Delta\omega_c$ =3,2 $с^{-1}$ и $\Delta\omega_c$ = 4,7 $с^{-1}$ соответственно. Срез частот составляет $\Delta\omega_c$ =0…1,5 $с^{-1}$.

Таблица 6.8 – Параметры функции спектральной плотности процесса буксования трактора при агрегатировании с культиватором

Трактор серийный		Трактор с УДМ	
S(ω)	ω_D	S(ω)	ω_D
0,21	0,01	0,17	0,01
0,40	0,1	0,34	0,1
0,20	0,25	0,28	0,35
0,15	0,41	0,025	1,4
0,16	0,56	0,02	1,6
0,14	0,7	0,020	2,4
0,09	0,90	0,01	3,1
0,05	1,05	-	-
0,02	1,25	-	-
0,015	1,35	-	-
0,024	2,0	-	-
0,025	2,2	-	-
0,015	2,4	-	-
0,012	3,1	-	-
0,012	3,4	-	-
Ширина спектра $\Delta\omega_c$			
	4.7		3.2

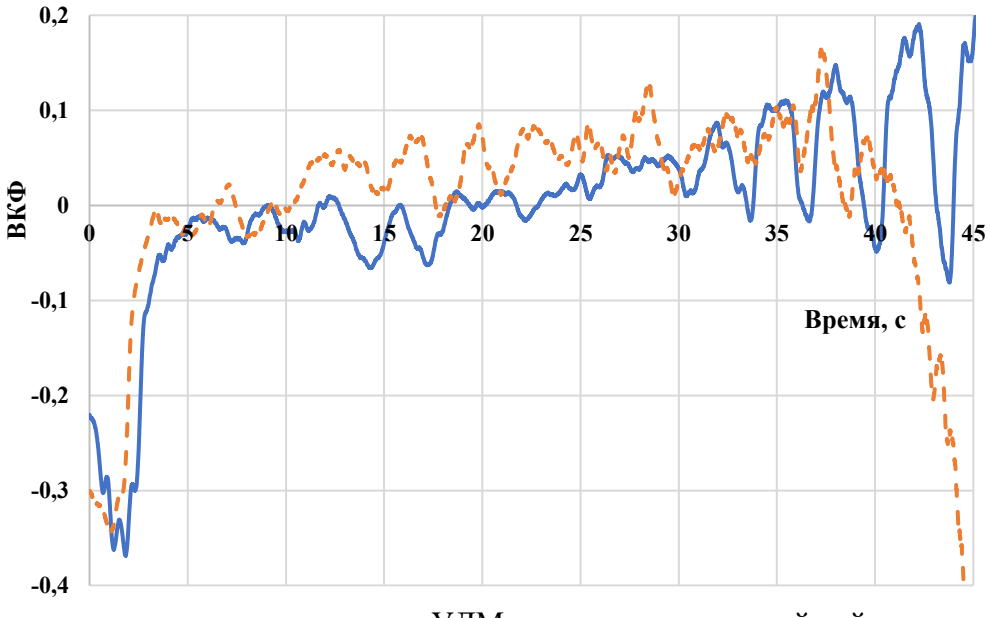
Для анализа угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и угловой скорости вращения ведущего колеса необходимо определить их взаимную корреляционную функцию. Это позволит оценить параметры сигналов, включая свойства их суммы и разности, распространяющихся по валопроводу.

На рисунке 6.15 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса (далее, для упрощения, используется сокращенное название «угловых скоростей») в опытном и серийном варианте для тракторов во время работы с культиватором, с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю. На рисунке 6.16 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и частоты вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для тракторов во время работы с культиватором, с учетом анализа сигнала от двигателя к ведущему колесу.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.15 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с культиватором (с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю)



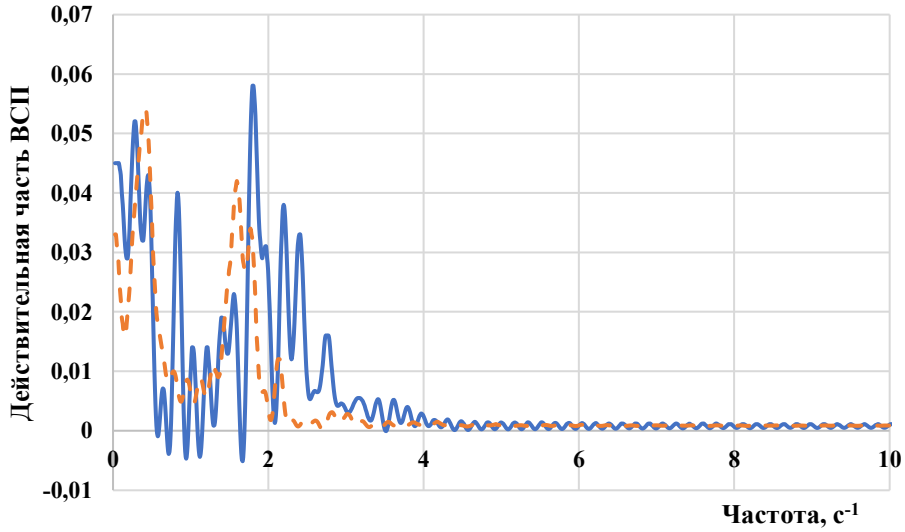
——— – трактор с УДМ; - - - - - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.16 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с культиватором (анализ сигнала от двигателя к ведущему колесу)

Рисунки 6.15-6.16 показывают, что корреляция между угловой скоростью вращения коленчатого вала двигателя и ведущим колесом в опытном и серийном вариантах стремится к нулю на неустановившемся периоде разгона и уходит из отрицательных значений в положительные при установившемся режиме работы. При

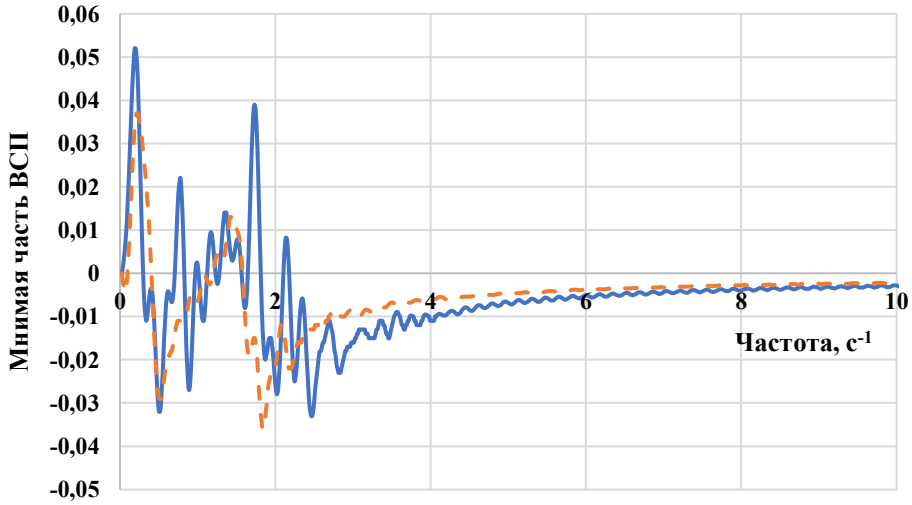
работе трактора с культиватором зависимости очень идентичны, но несмотря на это они имеют различные значения в одном и в другом направлении.

На рисунках 6.17–6.19 представлены совмещенные графики изменения действительной части, мнимой части и модуля функции взаимной спектральной плотности. Эта функция описывает угловую скорость вращения коленчатого вала и угловую скорость вращения ведущего колеса (далее – угловые скорости) опытного и серийного тракторов при агрегатировании с культиватором.



——————— – трактор с УДМ; - - - - - - - - - - – серийный трактор

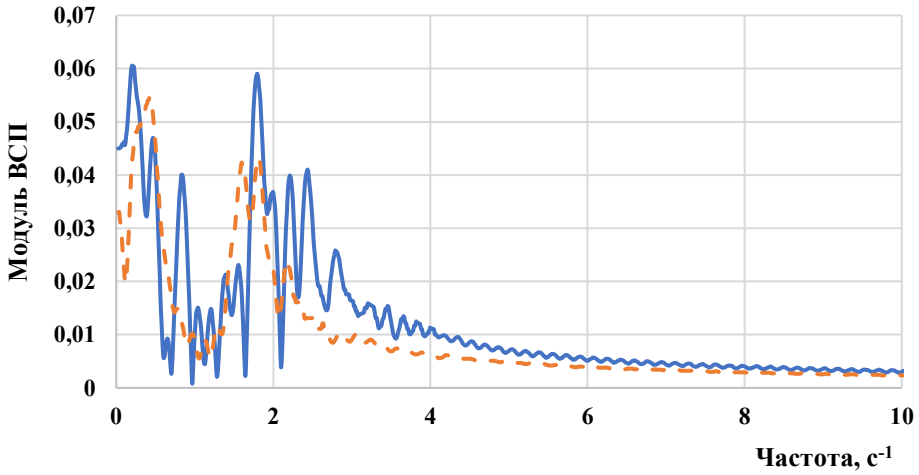
Рисунок 6.17 – Совмещенные графики изменения действительной части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с культиватором



——————— – трактор с УДМ; - - - - - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.18 – Совмещенные графики изменения мнимой части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с культиватором

Рисунки 6.17 и 6.18 показывают, что частоты возмущающих воздействий и их величины (действительной и мнимой части) в серийном варианте имеют одинаковый характер по частотам и по дисперсиям.



——————— – трактор с УДМ; - - - - - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.19 – Совмещенные графики изменения модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с культиватором

Сравнивая модуль взаимной спектральной плотности (рисунок 6.19) видны идентичность опытного и серийного варианта в процессе выполнения технологической операции.

Выводы. Анализ вероятностных характеристик реализации процесса буксования движителя, полученных экспериментальным путем показал, что применение УДМ позволяет снизить математическое ожидание буксования трактора с культиватором на 2 %. Анализ среднего полупериода корреляционной функции процесса буксования трактора показывает отличие (отношение данных опытного трактора к серийному) указанной величины для трактора с культиватором на 23,8 %. Отношение среднего полупериода показывает, что событие под названием «буксование» в опытном варианте имеет меньшую вероятность появления.

Анализ вероятностных характеристик спектральной плотности процесса буксования показал относительное изменение ширины спектра S(ω) для трактора серийного и опытного. Отношение данных опытного трактора к серийному при агре-

гатировании трактора с культиватором уменьшилось 31,9 %. Эти величины свидетельствуют о снижении мощности флуктуационной составляющей случайного процесса «буксование».

Анализ взаимной корреляционной функции двух процессов (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости (определяемой по формуле 4.10) проходящих частот нагрузки по валопроводу. Отношение времени прохождения возмущений по валопроводу при агрегатировании трактора с культиватором уменьшается на 48.9 %. Рассматривалось прохождение сигнала по валопроводу в опытном тракторе по отношению к прохождению сигнала по валопроводу серийного трактора. Это доказывает, что УДМ поглощает частоты нагрузки и снижает их скорость распространения по валопроводу.

Анализ взаимной спектральной плотности (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и угловой скорости вращения ведущего колеса), показывает смещение частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при агрегатировании трактора с культиватором на 8,9% (опытного по отношению к серийному). Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора. Это означать то, что упруго-демпфирующий механизм, как элемент силовой передачи, поглощает часть колебаний нагрузки распространяющихся по валопроводу. Результаты исследований опубликованы в работах [112, 113, 114, 115, 244, 245, 255].

6.2.3. Результаты проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с сеялкой

Опираясь на разработанную методику проведения полевых исследований трактора при агрегатировании с сеялкой (представлена в главе 4, параграф 4.6.4), были получены результаты, позволяющие оценить влияние параметров УДМ на показатели работы трактора в агрегате с сеялкой. Измерительное оборудование позволило получить числовые временные ряды, на основе которых получены вероятностные характеристики процесса (математическое ожидание, дисперсия, коэф-

фициент вариации) [20, 21, 25, 134, 122, 251, 240, 370, 372]. Для оценки эффективности трактора с сеялкой получены результаты энергооценки, в числе которых удельный расход топлива и производительность, а также проведен корреляционно-спектральный анализ экспериментальных данных.

Результаты энергетической оценки посевного машинно-тракторного агрегата

Результаты энергетических показателей представлены в таблице 6.9. Данные таблицы свидетельствуют, что трактор с УДМ в силовой передаче имеет лучшие энергетические показатели (скорость движения, производительность и погектарный расход топлива), чем аналогичный трактор с серийным исполнением силовой передачи.

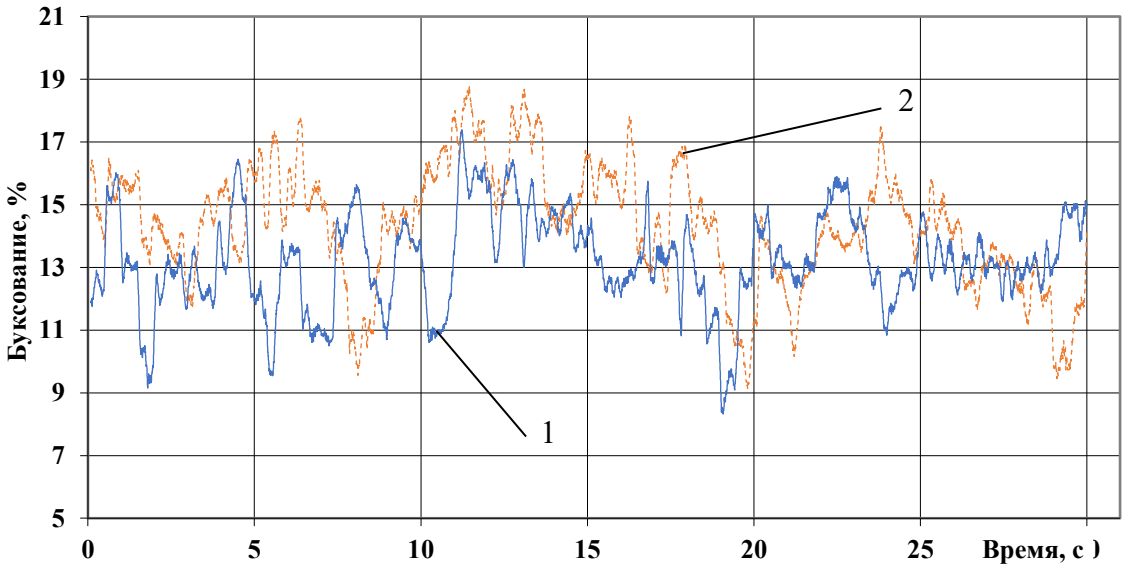
Таблица 6.9 – Энергетические показатели работы трактора с сеялкой

№ пп	Энергетические показатели	Трактор серийный	Трактор с УДМ	Изменение, %
1	Тяговое сопротивление $P_{кр}$, Н	5713,79	5079,52	11,1
2	Скорость движения трактора V, м/с (км/ч)	2,34 (8,42)	2,48 (8,93)	5,98
3	Частота вращения коленчатого вала $\omega_{дв}$, рад/с	239,32	246,49	2,99
4	Часовой расход топлива G, кг/ч	9,85	9,16	7,01
5	Буксование движителей δ, %	14,31	13,23	7,55
6	Производительность агрегата W, га/ч	4,55	4,81	5,72
7	Погектарный расход топлива $G_{га}$, кг/га	2,17	1,91	11,98

Из таблицы 6.9, видно, что сила тягового сопротивления снижается на 11,1%. Значение этой силы определяется внешним воздействием почвы на рабочие органы сеялки и взаимодействием звеньев через упругие и демпфирующие связи между ними. Установка УДМ в силовую передачу трактора создает более благоприятные условия для формирования характера нагрузки узлов трактора и сеялки, как при неустановившихся режимах движения, так и при установившихся. Поэтому происходит снижение нагрузки на двигатель и ведущие колеса трактора, следовательно угловая скорость коленчатого вала двигателя и поступательная скорость трактора возрастают на 3% и 6% соответственно, по сравнению с серийным трактором, у которого большая жесткость силовой передачи. В конечном итоге это приводит к увеличению производительности на 5,7%. Снижение нагрузки на двигатель приводит к стабилизации угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и к

снижению часового расхода топлива на 7%. Все перечисленные показатели указывают на то, что применение УДМ в силовой передаче трактора тягового класса 1,4 при работе с сеялкой, позволяет существенно улучшить рабочие характеристики.

На основании полученных экспериментальных данных были построены графики изменения буксования во времени (рисунок 6.20).



1 – трактор с УДМ; 2 – серийный трактор

Рисунок 6.20 – Динамика изменения буксования трактора при агрегатировании с сеялкой

Значение вероятностных показателей по буксованию занесены в таблицу 6.10.

Таблица 6.10 – Вероятностные показатели по буксованию при работе трактора при агрегатировании с сеялкой

Показатели	Серийный трактор	Опытный трактор	Улучшение %
Математическое ожидание M_δ, %	14,31	13,23	7,6
Дисперсия D_δ, %	7,40	6,62	10,5
Среднее квадратичное отклонение σ_δ, %	2,72	2,57	5,5
Коэффициент вариации, %	19,01	19,43	-2,2

Анализ графических и табличных данных наглядно показывает снижение буксования движителей трактора, в силовую передачу которого установлен упругодемпфирующий механизм. Этот положительный эффект отражается не только на элементах движителя (снижение буксования колес уменьшает истирание резинового протектора покрышек, приводящее к изменению динамического радиуса колеса), но и на почве, которая меньше будет подвержена истиранию плодородного

слоя в процессе буксования, что приводит к снижению плодородия и ухудшению структуры почвы.

Анализ данных таблицы 6.10 и рисунка 6.20 показал, что применение УДМ позволяет снизить дисперсию буксования на 10,5%, снижение неравномерности буксования в этом случае составляет 5,5%, а снижение математического ожидания буксования составляет 7,6%. Представленные данные вариабельны, так как коэффициент вариации не превышает 33%. [20, 21, 25, 71, 181-186, 287, 304, 325, 328, 343, 344, 364, 379].

Результаты корреляционно-спектрального анализа при агрегатировании трактора с сеялкой

Применяя классические методы анализа временных рядов, был проведен корреляционно – спектральный анализ [20, 21, 25, 71, 181-186, 287, 304, 325, 328, 343, 344, 364, 379]. Это позволяет оценить частотные составляющие в силовой передаче трактора. Параметры корреляционной функции процесса буксования трактора при агрегатировании с сеялкой приведена в таблице 6.11.

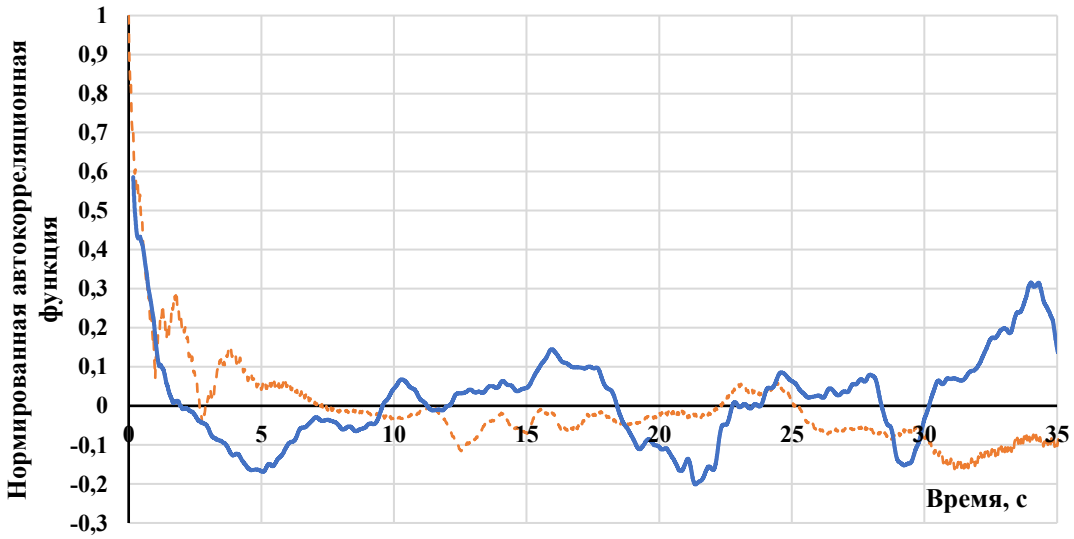
Таблица 6.11 – Параметры корреляционной функции процесса буксования трактора при агрегатировании с сеялкой

Показатель	Трактор серийный	Трактор с УДМ
Интервал корреляции τ_0	2,8	2,0
τ_{k*}	3,0	9,5
τ_k	7,2	11
τ_{k+1}	11,5	12
τ_{k+2}	22,2	18,5
τ_{k+3}	25	23
τ_{k+4}	-	28,5
τ_{k+5}	-	30,0
Средний полупериод корреляции T_p	4.44	4.04

Корреляционная функция изменения буксования трактора при агрегатировании с сеялкой приведена на рисунке 6.21.

Приведенная корреляционная функция изменения буксования трактора при агрегатировании с сеялкой (рисунок 6.21 и таблица 6.11), показывает то, что функция опытного трактора убывает быстрее – время убывания 2,0 с, в серийного варианте время убывания 2,8 с. Средний полупериод корреляции в опытном варианте

составляет 4,04 секунды. Средний полупериод корреляции в серийном варианте составляет 4,44 секунды.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.21 – Корреляционная функция изменения буксования трактора при агрегатировании с сеялкой

На графике (рисунок 6.22) спектральных плотностей *S(ω),* дающих представление о частотном составе процесса буксования, видны преобладающие частоты, которые приведены в таблице 6.12.

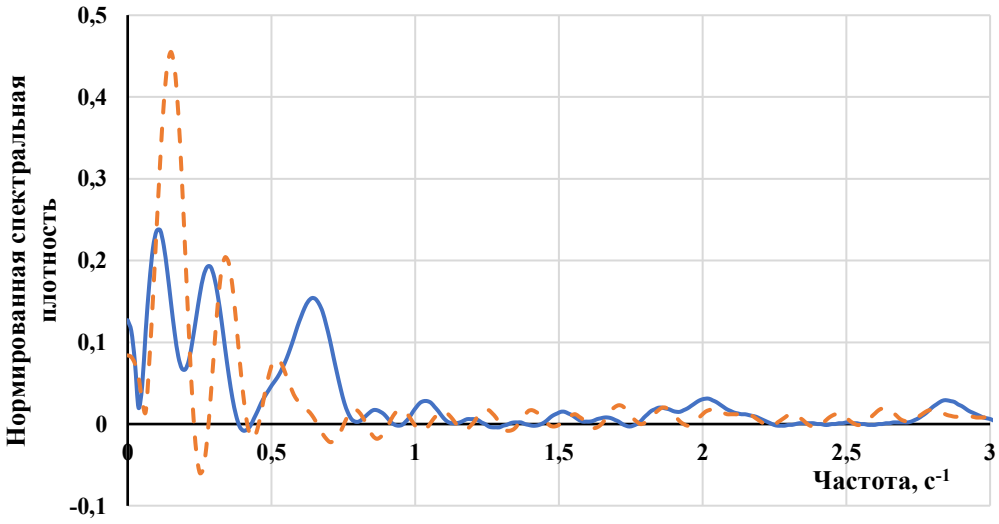
Таблица 6.12 – Параметры функции спектральной плотности процесса буксования трактора при агрегатировании с сеялкой

Трактор серийный		Трактор с УДМ	
S(ω)	ω_D	S(ω)	ω_D
0,08 0,46 0,2 0,8	0,01 0,15 0,35 0,5	0,12 0,24 0,2 0,16 0,04 0,02	0,01 0,1 0,3 0,65 2,0 2,85
Ширина спектра $\Delta\omega_c$			
	2,2		4,2

Характер функции спектральной плотности буксования опытного трактора, свидетельствует о низкочастотности процесса, так как максимумы дисперсий сдвинуты в зону более низких частот в диапазоне от 0 до 1,0 $с^{-1}$. Процесс изменения кривых в диапазоне от 0 до 1,5 $с^{-1}$ очень схож между собой, что свидетельствует об

идентичности процесса изменения буксования.

Спектр изменения буксования серийного трактора от 0 до 1,5 $с^{-1}$ имеет четыре преобладающие вершины на отметках S(0,01)=0,08, S(0,15)=0,46, S(0,35)=0,2 и S(0,5)=0,8. Спектр изменения буксования опытного варианта трактора от 0 до 1,5 $с^{-1}$ имеет четыре преобладающие вершины на отметках S(0,01)=0,12, S(0,1)=0,24, S(0,3)=0,2 и S(0,65)=0,16.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

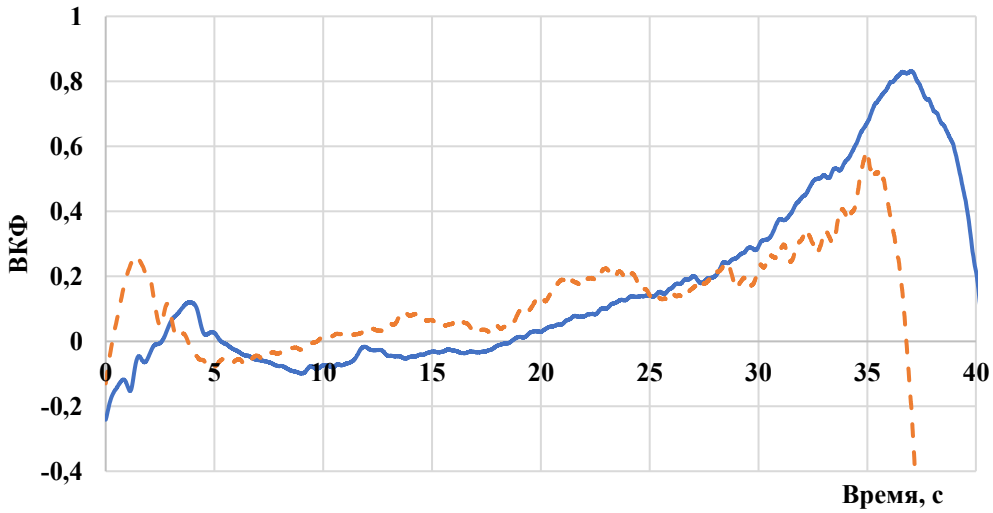
Рисунок 6.22 – Спектральная плотность изменения буксования трактора при агрегатировании с сеялкой

Процесс изменения кривых в диапазоне от 1,5 до 3,0 $с^{-1}$ имеет четыре преобладающие вершины на отметках S(2,0)=0,04, S(2,85)=0,02. Ширина спектра ($S(\omega)$) для опытного и серийного вариантов составляет $\Delta\omega_c$ =4,2 $с^{-1}$ и $\Delta\omega_c$ = 2,2 $с^{-1}$ соответственно. Частоты, сформированные в самой силовой передаче и валах ближе к двигателю. Также величины дисперсий ($S(\omega)$) опытного трактора имеют меньшее значение по сравнению с серийным вариантом. Это положительное явление, так как оно указывает на то, что движитель опытного трактора меньше буксует. Максимум спектральной плотности опытного трактора приходится на низкочастотный диапазон в зоне ω=0,1 $с^{-1}$, ω=0,3 $с^{-1}$ и ω=0,65 $с^{-1}$. Однако в высокочастотной области на частоте ω=2,0 $с^{-1}$, ω=2,85 $с^{-1}$ имеются вершины дисперсии, свидетельствующая о том, что максимальное значение изменения буксования движителя приходится на определенные отметки, характеризующие смену типа редуктора (изменение пере-

даточного отношения в планетарном механизме), в то время как у серийного трактора буксование идет непрерывно в диапазоне от 0 до 0,5 $с^{-1}$.

Таким образом, установка УДМ в силовую передачу трактора, с целью совершенствования трактора при агрегатировании с сеялкой позволяет повысить стабильность технологического процесса, улучшить энергетические показатели в среднем на 5-7% и снизить буксование на 7,6%. Что является эффективным средством, улучшающим выходные показатели трактора в реальных условиях эксплуатации.

На рисунке 6.23 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции (ВКФ) угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса (далее используется название «угловых скоростей») в опытном и серийном варианте для трактора во время работы в составе посевного агрегата, с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю.



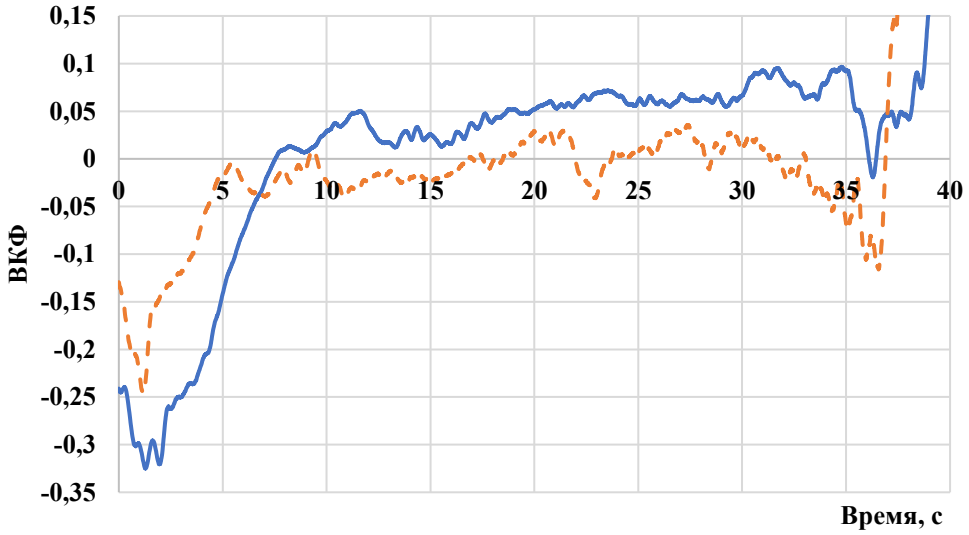
——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.23 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с сеялкой (анализ сигнала от ведущего колеса к двигателю)

Рисунок 6.23 показывает, что корреляция между угловой скоростью вращения коленчатого вала двигателя и ведущим колесом (в прямом и обратном направ-

лении) в опытном и серийном вариантах стремится к нулю или уходит из отрицательных значений в положительные значения. При работе трактора с сеялкой кривые зависимостей эквидистантны.

На рисунке 6.24 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для трактора во время работы с сеялкой, с учетом анализа сигнала от двигателя к ведущему колесу.



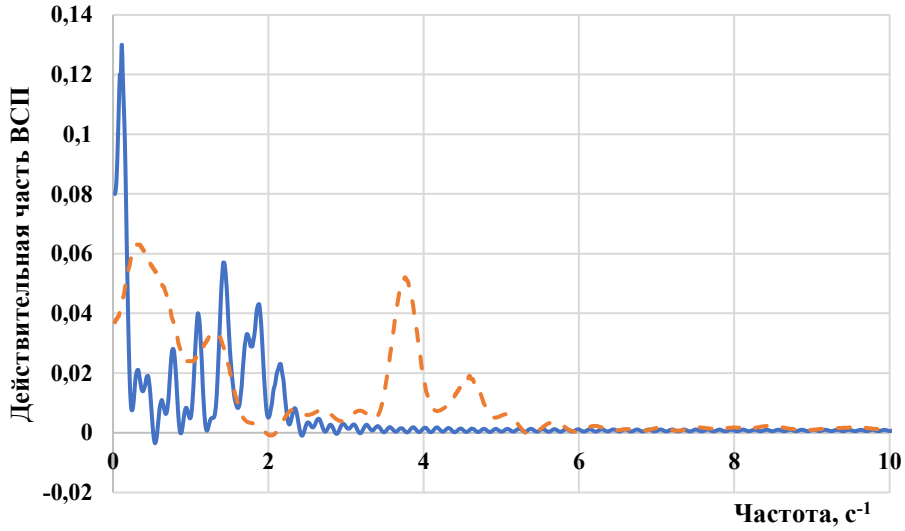
— трактор с УДМ; - - - - - - — серийный трактор

Рисунок 6.24 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей опытного и серийного тракторов при агрегатировании с сеялкой (анализа сигнала от двигателя к ведущему колесу)

Рисунок 6.24 взаимной корреляционной функции показывает отсутствие корреляции между двумя процессами за начальный период времени работы (период разгона). Наблюдается отрицательная корреляция в период трогания у опытного варианта в направлении от колеса к двигателю. Кривые ВКФ показывают, что механизм работая как фильтр, реализует минимум своих возможностей при агрегатировании с сеялкой.

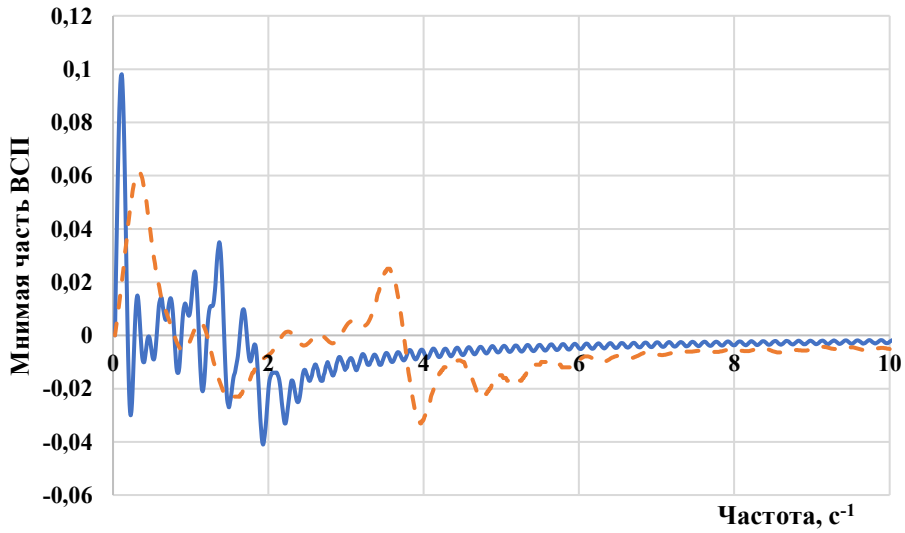
На рисунках 6.25–6.27 представлены графики ВСП. Рисунки 6.25-6.27 показывают смещение частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины (действительной и мнимой части) в серийном варианте. На графике модуля ВСП (рисунок 6.27) видны вершины на низкой и высокой частоте (ω=0,5 $с^{-1}$ и ω=4,0 $с^{-1}$).

Для серийного варианта это свидетельствует о том, что частоты (проходят) формируются не только в двигателе, но и в силовой передаче. В опытном варианте все вершины спектральной плотности, находятся в диапазоне частоты до ω=2,5 $с^{-1}$.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.25 – Совмещённые графики изменения действительной части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с сеялкой

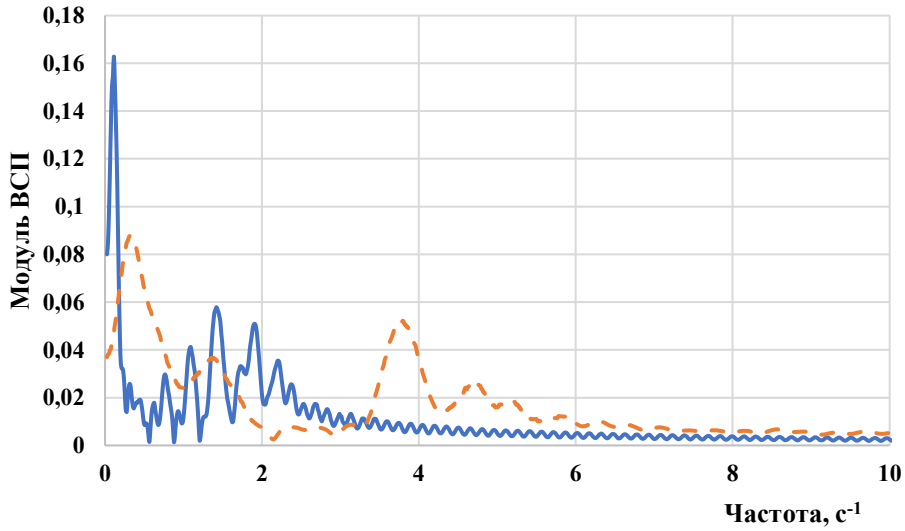


——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.26 – Совмещённые графики изменения мнимой части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с сеялкой

На рисунках 6.25–6.27 представлены совмещенные графики изменения функции взаимной спектральной плотности (ВСП) угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса (далее

используется название «угловых скоростей») опытного и серийного трактора при агрегатировании с сеялкой.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.27 – Совмещенные графики зависимости модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора при агрегатировании с сеялкой

Выводы. Анализ вероятностных характеристик реализации процесса буксования движителя, полученных экспериментальным путем показал, что применение упруго-демпфирующего механизма позволяет снизить математическое ожидание буксования трактора с сеялкой на 7,6 %.

Анализ среднего полупериода корреляционной функции процесса буксования трактора показывает отличие (отношение данных опытного трактора к серийному) указанной величины для трактора с сеялкой на 9,0 %, Отношение среднего полупериода показывает, что событие под названием «буксование» в опытном варианте имеет меньшую вероятность появления на указанные проценты;

Анализ вероятностных характеристик спектральной плотности процесса буксования показал относительное изменение ширины спектра (среза частот S(ω)) для трактора серийного и опытного. Отношение данных опытного трактора к серийному при агрегатировании трактора с сеялкой уменьшается на 87%. Эти величины свидетельствуют о снижении мощности флуктуационной составляющей случайного процесса «буксование» на указанные проценты.

Анализ взаимной корреляционной функции двух процессов (угловой скоро-

сти вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости проходящих частот нагрузки по валопроводу (определяемых по формуле 4.10). Отношение времени прохождения (прохождение сигнала в опытном тракторе по отношению к серийному варианту) возмущений по валопроводу при агрегатировании трактора с сеялкой уменьшается на 40,1 %. Это доказывает, что упруго-демпфирующий механизм поглощает частоты нагрузки и снижает их скорость распространения по валопроводу.

Анализ взаимной спектральной плотности (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса), показывает смещение (по отношению к серийному варианту) частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при агрегатировании трактора с сеялкой на 33,3 %. Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора, что может означать то, что УДМ, как элемент силовой передачи, поглощает часть колебаний нагрузки по распространяющихся по валопроводу.

Приведенные исследования опубликованы в работах [112, 113, 114, 115, 125, 247, 249, 257, 372].

6.2.4. Результаты проведения исследований транспортно-технологического агрегата

В соответствии с методикой экспериментальных исследований, описанной в главе 4, были определены показатели работы трактора, оснащенного УДМ, в агрегате с транспортным прицепом.

Результаты энергооценки транспортно-технологического агрегата

Полученные результаты энергетической оценки работы транспортно-технологического агрегата представлены в таблице 6.13. Экспериментальные исследования приведены для рабочих условий. Опорное основание – полевая грунтовая дорога [20, 21, 25, 71, 181-186, 304, 287, 325, 328, 343, 344, 364, 379]. Выборка включала числовой ряд, состоящий из 17500 значений.

Энергетические показатели, представленные в таблице 6.13, свидетельствуют о том, что УДМ в силовой передаче трактора, находящегося в агрегате с

транспортным прицепом, улучшает показатели трактора с опытной силовой передачей, чем аналогичный трактор с более жесткой силовой передачей.

Таблица 6.13 – Энергетические показатели работы транспортно-технологического агрегата

№ пп	Энергетические показатели	Трактор серийный	Трактор с УДМ	Изменение, %
1	Тяговое сопротивление $P_{кр}$, Н	4585,5	3671,5	19,93
2	Скорость движения трактора V, м/с (км/ч)	3,24(11,7)	3,27(11,8)	0,93
3	Угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega_{лв}$, рад/с	209,239	217,991	4,18
4	Часовой расход топлива G, кг/ч	19,58	18,15	7,30
5	Буксование движителей δ, %	10,3	9,3	9,71

Анализируя таблицу 6.13 видно снижение тягового сопротивления. Тяговое сопротивление является для трактора в составе с прицепом, внутренней силой связи между звеньями: трактором и прицепом. Величина этой силы определяется внешним воздействием дороги на колеса прицепа и трактора и взаимодействием звеньев прицепа через упругие и демпфирующие связи между ними.

Тяговое сопротивление и угловую скорость вращения коленчатого вала вынесем в отдельную таблицу 6.14.

Таблица 6.14 – Показатели работы транспортно-технологического агрегата

Наименование параметров	Трактор серийный	Трактор с УДМ	Изменение, %
Среднее тяговое сопротивление, создаваемое прицепом $P_{кр}$, Н	4585,5	3671,5	19,9
Дисперсия D, $Н^2$	1800220,8	924799,9	48,6
Среднее квадратическое отклонение δ, Н	1341,7	961,7	28,3
Коэффициент вариации v,	0,293	0,262	10,5
Угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega_{лв}$, рад/с	209,239	217,991	4,18
Дисперсия D, $(рад/с)^2$	74,650	31,141	58,28
Среднее квадратическое отклонение δ, рад/с	8,640	5,581	35,41
Коэффициент вариации v,	0,0413	0,0266	35,6

Анализ полученных данных свидетельствует, что среднее тяговое сопротивление от агрегатируемого прицепа на 19,9 % снижается. Среднеквадратическое отклонение (амплитуда колебаний) снижается по отношению к варианту без УДМ на 28,3 %. Значение коэффициента вариации не превышает 33%, следовательно совокупность считается однородной и сильно вариабельной. В относительном выраже-

нии коэффициент вариации позволяет обеспечить сопоставимость полученных результатов [20, 21, 25, 71, 181-186, 304, 287, 325, 328, 343, 344, 364, 379]. Установка УДМ в силовую передачу трактора, как видно из таблицы 6.14, способствует повышению стабилизации и снижению вибронагруженности трактора с УДМ в силовой передаче.

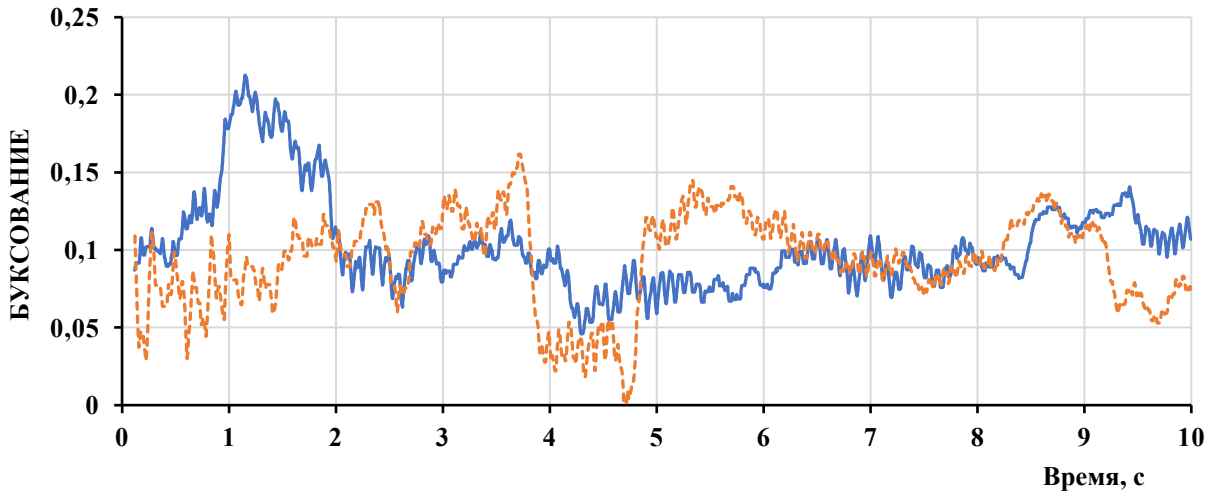
Данные по буксованию движителей представлены в таблице 6.15.

Таблица 6.15 – Вероятностные показатели по буксованию для транспортно-технологического агрегата

Показатели	Серийный трактор	Трактор с УДМ	Изменение, %
Математическое ожидание M_δ,	0,103	0,093	9,2
Дисперсия D,	0,00291	0,00204	29,9
Среднее квадратичное отклонение σ_δ,	0,05392	0,04515	16,3
Коэффициент вариации, v	0,52376	0,48325	7,7

Анализ вероятностных характеристик (таблица 6.15) реализации числовых данных по буксованию, полученных экспериментальным путем, показал, что применение УДМ позволяет снизить математическое ожидание буксования на 9,2%.

Осциллограмма изменения буксования представлен на рисунке 6.28.



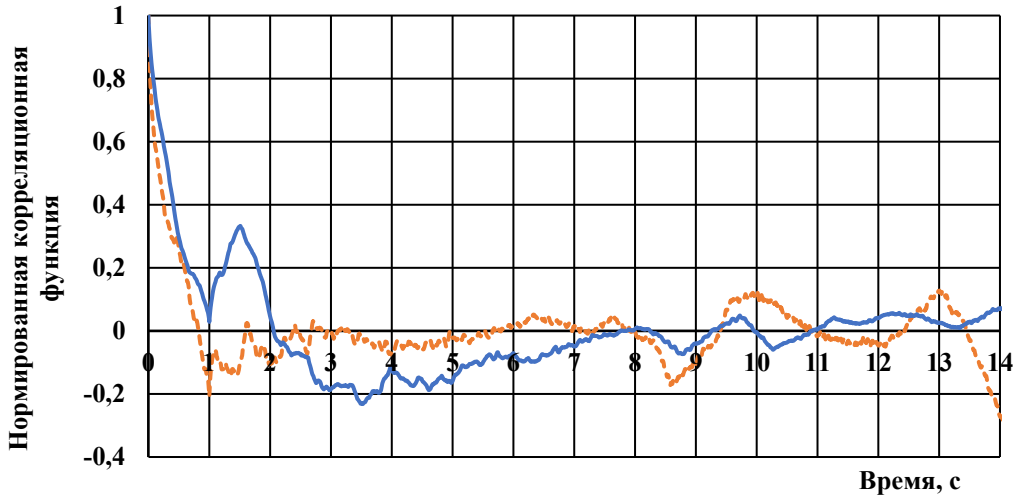
——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.28 – Динамика изменения буксования транспортно-технологического агрегата

Результаты корреляционно-спектрального анализа транспортно-технологического агрегата

Корреляционная функция изменения буксования транспортно-технологического агрегата представлена на рисунке 6.29. Параметры корреляционной функции

процесса буксования транспортно-технологического агрегата представлены в таблице 6.16.



— трактор с УДМ; - - - - - - — серийный трактор

Рисунок 6.29 – Корреляционная функция изменения буксования транспортно-технологического агрегата

Таблица 6.16 – Параметры корреляционной функции процесса буксования транспортно-технологического агрегата

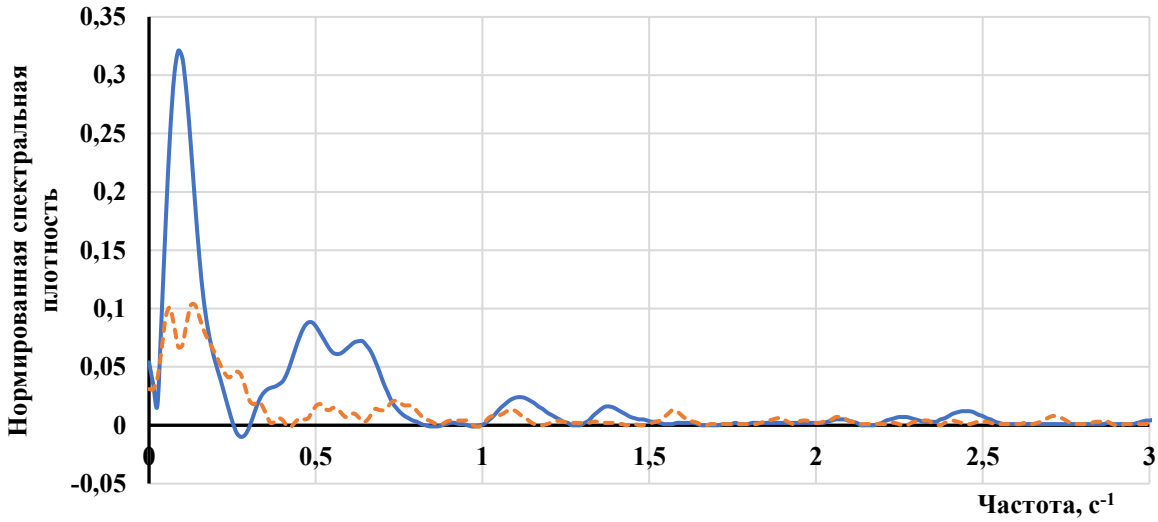
Показатель	Трактор серийный	Трактор с УДМ
Интервал корреляции τ_0	0,9	2,1
τ_k	2,4	8,0
τ_{k+1}	3,2	8,4
τ_{k+2}	5,8	9,2
τ_{k+3}	7,2	10,0
τ_{k+4}	7,4	11,0
τ_{k+5}	8,0	13,2
τ_{k+6}	9,4	-
τ_{k+7}	10,8	-
τ_{k+8}	12,4	-
τ_{k+9}	13,4	-
Средний полупериод корреляции T	1,25	1.85

Как известно, затухание корреляционной функции может служить достаточным условием эргодичности процесса. Анализ показывает, что средний полупериод корреляции в опытном варианте больше, чем в серийном, также увеличено и время затухания корреляции.

Графики изменения спектральной плотности буксования опытного и серийного транспортно-технологического агрегата представлен на рисунке 6.30.

Характеристикой, по которой судят о спектральном составе исследуемого процесса, является корреляционная функция и функция спектральной плотности

[20, 21, 25, 71, 181-186, 287, 304, 325, 328, 343, 344, 364, 379]. Анализ рисунка 6.30 и таблицы 6.17 показывает, что ширина спектра в серийном варианте больше, плотность спектра выше у варианта опытного.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.30 – Графики изменения спектральной плотности буксования опытного и серийного транспортно-технологического агрегата

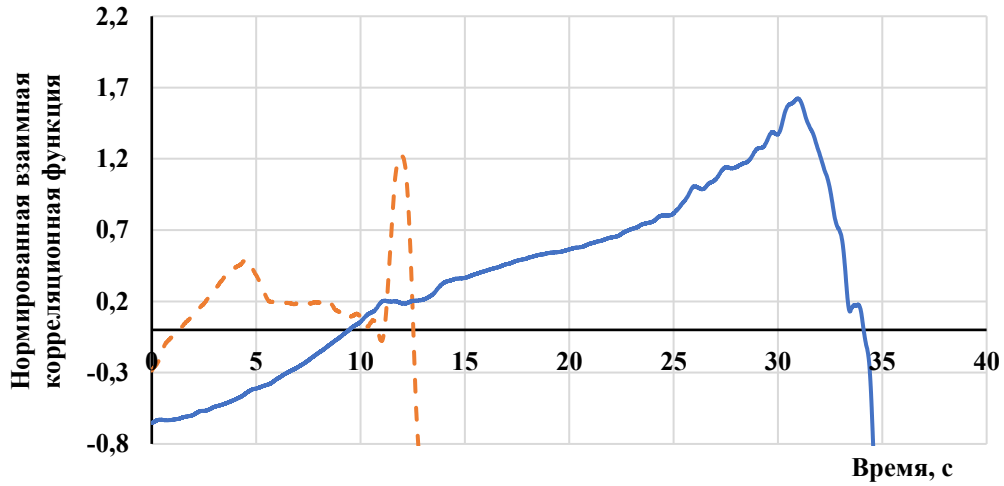
Параметры функции спектральной плотности процесса буксования транспортно-технологического агрегата занесены в таблицу 6.17.

Таблица 6.17 – Параметры функции спектральной плотности процесса буксования транспортно-технологического агрегата

Трактор серийный		Трактор с УДМ	
S(ω)	ω_D	S(ω)	ω_D
0,03	0,01	0,05	0,01
0,10	0,05	0,32	0,1
0,02	0,5	0,09	0,5
0,022	0,75	0,03	1,1
0,012	1,1	0,01	1,4
0,013	1,6	0,01	2,4
0,008	2,1	-	-
0,008	2,7	-	-
Ширина спектра $\Delta\omega_c$			
	10		3,1

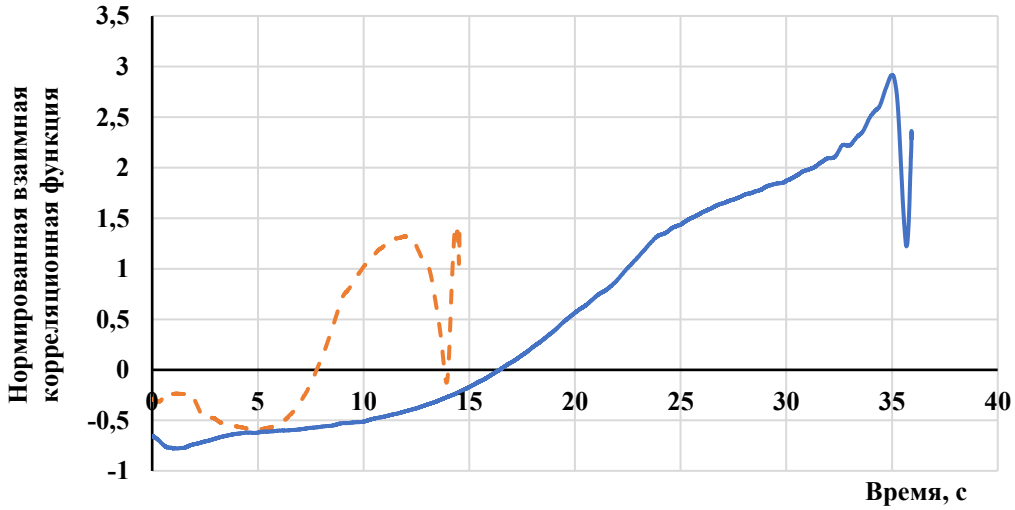
На рисунках 6.31-6.32 представлена взаимная корреляционная функция (ВКФ) двух случайных процессов угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса.

На рисунке 6.31 представлены совмещенные графики изменения ВКФ угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для трактора во время работы с транспортным прицепом, с учетом анализа сигнала от двигателя к ведущему колесу.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.31 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей серийного и опытного транспортно-технологического агрегата (анализ сигнала от двигателя к ведущему колесу)



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

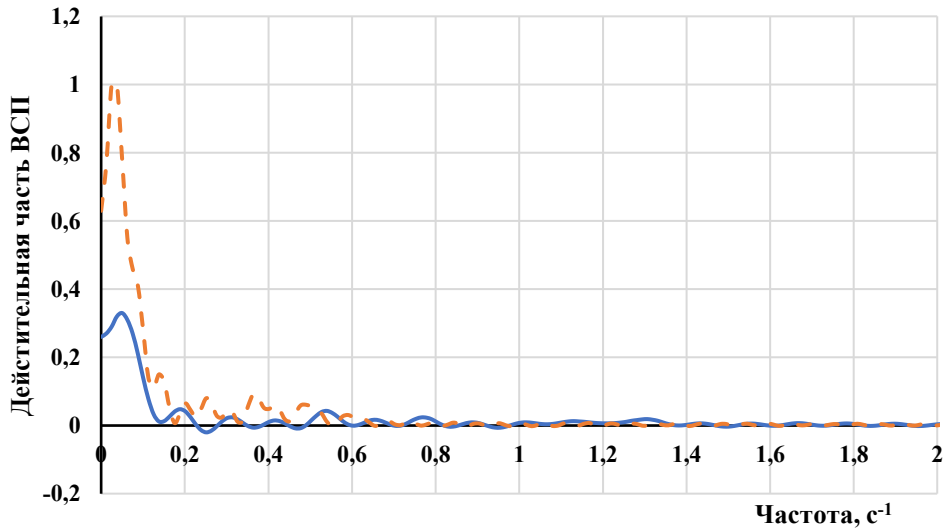
Рисунок 6.32– Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей и серийного и опытного транспортно-технологического агрегата (анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю)

На рисунке 6.32 представлены совмещенные графики изменения ВКФ угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего

колеса в опытном и серийном варианте для трактора во время работы в агрегате с транспортным прицепом, с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю.

На рисунках 6.31 и 6.32 видно корреляцию между угловой скоростью вращения коленчатого вала двигателя и угловой скоростью вращения ведущего колеса в варианте трактора без УДМ в силовой передаче. В опытном варианте корреляция отрицательная. Полные осциллограммы приведены в приложении (Приложение Е). Серийный вариант находится в прямой корреляции в начальный период (разгон) и в процессе движения. Максимальная корреляция наступает на отметке времени 4,0 с, после этого идет снижение до нуля, означающее конец разгона.

На рисунках 6.33-6.35 представлены изменения мнимой части, действительной части и модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) опытного и серийного транспортно-технологического агрегата.

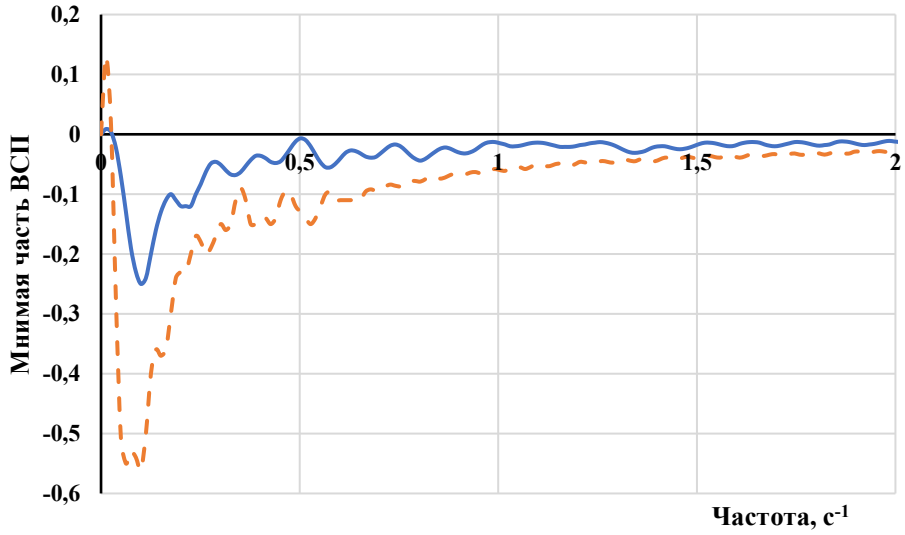


——————— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.33 – Графики изменения действительной части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного транспортно-технологического агрегата

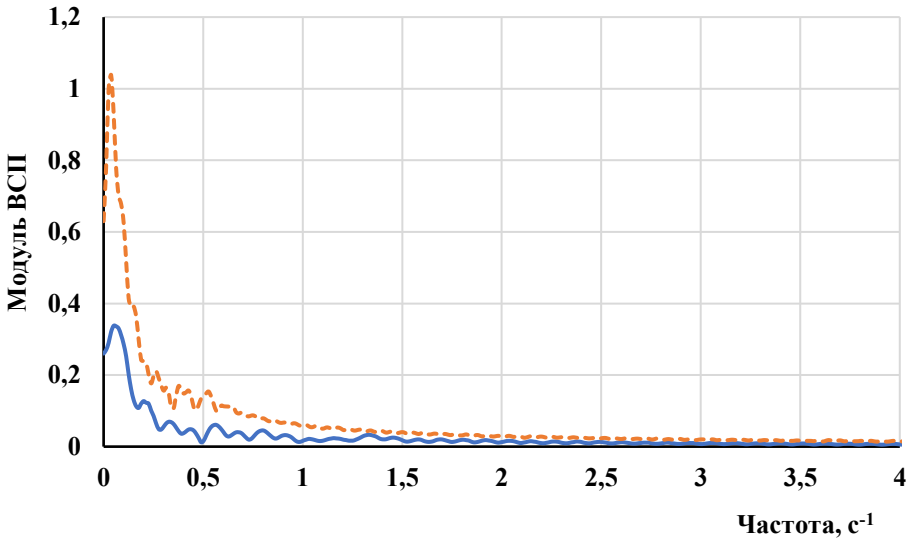
Рисунки 6.33-6.35 показывают смещение частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины (действительной и мнимой части) в серийном варианте.

Сравнивая модуль взаимной спектральной плотности (рисунок 6.35) видны вершины на низкой частоте (ω=0,1 $с^{-1}$) для серийного и опытного вариантов.



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.34 – Графики изменения мнимой части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного транспортно-технологического агрегата



——— – трактор с УДМ; - - - - - - – серийный трактор

Рисунок 6.35 – Графики изменения модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного транспортно-технологического агрегата

Преимущества опытного варианта в том, что величина спектральной плотности ниже и площадь под кривой меньше в опытном варианте.

Выводы. Анализ вероятностных характеристик реализации процесса буксования движителя, полученных экспериментальным путем показал, что применение упругодемпфирующего механизма позволяет снизить математическое ожидание буксования транспортно-технологического агрегата на 9,7 %.

Анализ среднего полупериода корреляционной функции процесса буксования трактора показывает отличие (отношение данных опытного трактора к серийному) указанной величины для транспортно-технологического агрегата на 48,0 %. Отношение среднего полупериода показывает, что событие под названием «буксование» в опытном варианте имеет меньшую вероятность появления на указанные проценты.

Анализ вероятностных характеристик спектральной плотности процесса буксования показал относительное изменение ширины спектра (среза частот $S(\omega)$) для трактора серийного и опытного. Отношение данных опытного трактора к серийному при агрегатировании трактора с транспортным прицепом уменьшается на 69%. Эти величины свидетельствуют о снижении мощности флуктуационной составляющей случайного процесса «буксование» на указанные проценты.

Анализ взаимной корреляционной функции двух процессов (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости проходящих частот нагрузки по валопроводу (определяемых по формуле 4.10). Отношение времени прохождения (прохождение сигнала в опытном тракторе по отношению к серийному варианту) возмущений по валопроводу при агрегатировании трактора с транспортным прицепом уменьшается на 39,9%. Это доказывает, что упруго-демпфирующий механизм поглощает частоты нагрузки и снижает их скорость распространения по валопроводу.

Анализ взаимной спектральной плотности (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса), показывает смещение (по отношению к серийному варианту) частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при агрегатировании трактора с транспортным прицепом на 68,3%. Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора, что может означать то, что УДМ, как элемент силовой передачи, поглощает часть колебаний нагрузки по распространяющихся по валопроводу.

Приведенные исследования опубликованы в работах [246, 250, 254].

6.3. Результаты расчета на надёжность элементов силовой передачи (долговечность и безотказность)

Результаты расчета на долговечность, как элемент надёжности

В настоящем параграфе приводятся результаты, полученные по методики расчета на долговечность элементов силовой передачи, описанной в параграфе 4.9.

Исходные данные для расчетов [24, 268]: $\tau_{-1} = 230$ МПа , вал с выточкой, материал сталь 40Х с улучшением; радиус скругления выточки вала $\rho = 8$ мм; малый диаметр выточки вала $d = 70$ мм; большой диаметр вала $D = 80$ мм; отношение $\frac{\rho}{d} = \frac{8}{70} = 0{,}114$; отношение $\frac{D}{d} = \frac{80}{70} = 1{,}143$.

Учитываю методику расчета, справочник Биргера и используя результаты экспериментальных исследований были получены значения ${\tau_{-1}}^{m} \times N$ при кручении $\tau_{-1} = 230$ МПа. Полученные значения заносим в таблицу 6.18.

Таблица 6.18 – Исходные параметры для проведения расчетов

№	Параметр	Ед. измерения	Значение	№	Параметр	Ед. измерения	Значение
1	α_τ	–	1,42	11	$K_{F\tau}$	–	0,92
2	L	мм	219,911	12	K	–	1,89
3	$\bar{G}$	мм$^{-1}$	0,154	13	$\tau_{-1Д}$	МПа	121,724
4	Θ	мм^2	16,217	14	C	–	15
5	$\sigma_В$	МПа	800	15	m	–	7,939
6	ν_σ	МПа	0,097	16	N_G	–	$2{\cdot}10^6$
7	ν_τ	МПа	0,145	17	$\tau_{-1Д}^m \cdot N_G$	–	$7{,}174{\cdot}10^{22}$
8	$F(\Theta;\nu_\tau)$	–	1,269	×	×	×	×
9	$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$	–	1,802	×	×	×	×
10	$K_{F\sigma}$	–	0,868	×	×	×	×

При ступенчатой циклограмме нагружения с учетом формулы (Д.1.14) в приложении Д.1, все значения были получены из экспериментальных данных по крутящему моменту для трактора с УДМ (рисунок 6.36) и серийного трактора без УДМ (рисунок 6.37). Согласно методике, графики реализации крутящего момента полуоси ведущего моста трактора были разделены на три участка по времени (*i*=3).

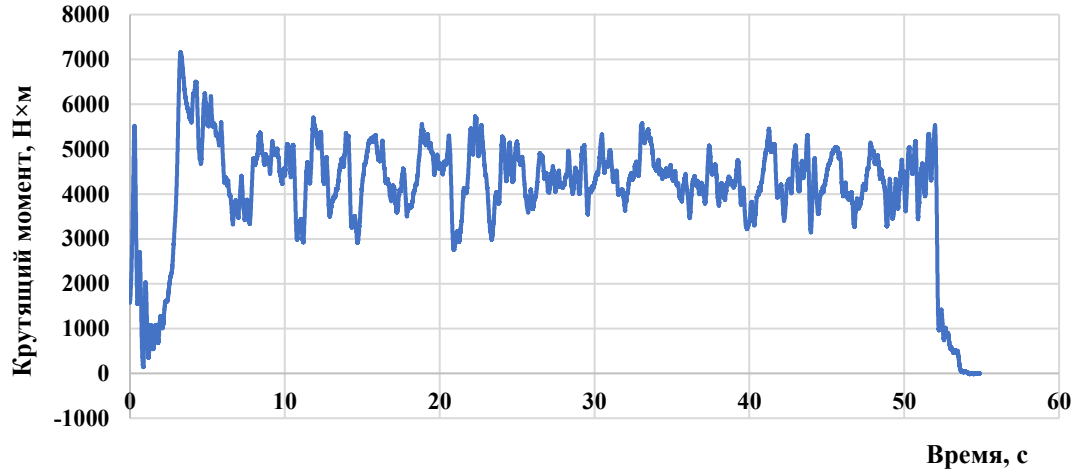


Рисунок 6.36 –Реализация крутящего момента полуоси ведущего моста трактора с УДМ в силовой передаче

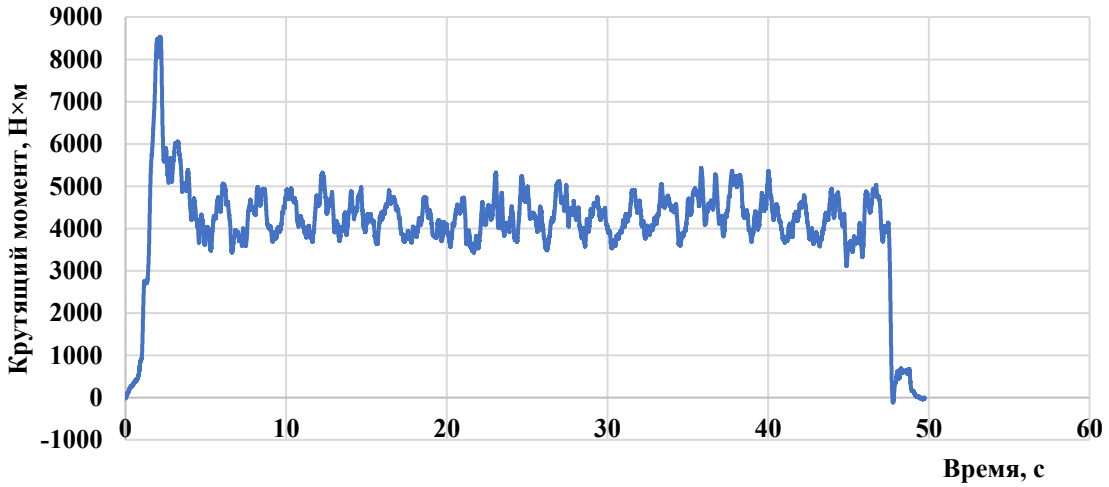


Рисунок 6.37 – Реализация крутящего момента полуоси ведущего моста трактора без УДМ в силовой передаче

В таблице 6.19 представлены показатели, полученные в результате обработки осциллограммы экспериментальных данных. Индексы показателей указывают к какому участку они относятся. Максимальный крутящий момент T (Н·м), средняя частота вращения на участке действия крутящего момента n (об/мин) и протяженность времени каждого участка t (мин) были найдены исходя из экспериментальных данных.

Число циклов перемены нагружений N_i было посчитано по формуле:

$$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i \tag{6.3}$$

где n_i – средняя частота вращения на участке действия крутящего момента;

t_i – время действия крутящего момента.

Таблица 6.19 – Показатели, полученные по значениям экспериментальных данных

Показатель	Опытный (с УДМ)	Серийный (без УДМ)
T_1	5520,858	8531,117
T_2	7162,017	5326,487
T_3	5734,5	5433,308
n_1	0,333265	17,06627
n_2	16,30196	29,15145
n_3	28,7145	27,80238
t_1	0,02	0,089
t_2	0,091	0,273
t_3	0,803	0,468
N_1	0,406	90,69
N_2	89,172	476,976
N_3	1384	780,246
Участки		
1	от 0 до 1,218 сек.	от 0 до 5,314 сек.
2	от 1,218 до 6,688 сек.	от 5,314 до 21,676 сек.
3	6,688 до 54,876 сек.	от 21,676 до 49,74 сек.

Пример расчета приведен в приложении Д.1. Результаты расчетов занесены в таблицу 6.20. Обозначения параметров (условий проведения экспериментальных исследований), указанных в таблице, приведены ниже:

I – индекс параметров трактора с включенным УДМ в силовой передаче;

II – индекс параметров трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче;

F_T – параметры трактора при исследовании в составе с тяговой лабораторией;

F_P – параметры трактора при исследовании в агрегате с плугом;

F_K – параметры трактора при исследовании в агрегате с культиватором;

F_S – параметры трактора при исследовании в агрегате с сеялкой;

Таблица 6.20 – Результаты вычислений на долговечность в различных условиях экспериментальных исследований

Усл.	T_{-1}	m	N_I	N_{II}	$\tau_{-1}{}^m \cdot N_I$	$\tau_{-1}{}^m \cdot N_{II}$	% к II	I/II
F_T	230	7,939	29,178	9,932	$1{,}635 \cdot 10^{20}$	$5{,}567 \cdot 10^{19}$	293,78	2,94
F_K	230	7,939	146,258	58,755	$8{,}198 \cdot 10^{20}$	$3{,}293 \cdot 10^{20}$	248,93	2,49
F_S	230	7,939	129,433	47,644	$7{,}255 \cdot 10^{20}$	$2{,}67 \cdot 10^{20}$	271,67	2,72
F_P	230	7,939	211,402	194,288	$1{,}185 \cdot 10^{21}$	$1{,}089 \cdot 10^{21}$	108,81	1,09

Таблица результатов вычислений значение нагружения элементов силовой передачи серийного трактора и трактора с УДМ, показывает, что долговечность

опытного образца в среднем до 2,5 раз больше, чем долговечность трактора с серийной трансмиссией. Увеличение долговечности объясняется снижением нагруженности деталей силовой передачи трактора при установке в него УДМ. Материал опубликован в статье [248].

Результаты расчета на безотказность работы, как элемент надёжности

В таблице 6.21 приведены вероятности безотказной работы структурных элементов силовой передачи, приведенных на рисунке 4.38. Элементы 1, 6 и 9 для схемы (рисунок 4.38 *б)*) указан с большей вероятностью безотказной работы, что подтверждается проведенными исследованиями в диссертационной работе.

Таблица 6.21 – Оценочные вероятности безотказной работы структурных элементов силовой передачи

Номер элемента	Наименование элементов конструкции	Вероятность безотказной работы	
		Без УДМ	С УДМ
1	Двигатель	0,9	0,99
2	Планетарный редуктор УДМ.	-	0,9
3	Масляный насос вместе с ПГА, как элемента УДМ	-	0,9
4	Валы коробки перемены передач	0,9	0,9
5	Главная передача и Дифференциал	0,9	0,9
6	Полуось правая	0,9	0,99
7	Бортовой редуктор и диск колеса правый	0,9	0,9
8	Шина правого борта	0,8	0,8
9	Полуось левая	0,9	0,99
10	Бортовой редуктор и диск колеса левый	0,9	0,9
11	Шина левого борта	0,8	0,8
	Общая вероятность безотказной работы для схемы	0,306	0,371

Общая вероятность безотказной работы для схемы без УДМ и для схемы с УДМ составляет 0,306 и 0,371 соответственно. В процентном отношении это составляет 21,3%. Таким образом повышение долговечности существенно сказывается на повышении надежности. Введение УДМ в силовую передачу трактора приводит к повышению надежности всего трактора, как системы, более чем на 21%.

Все перечисленные показатели указывают на то, что применение УДМ в силовой передаче трактора моноблочной компоновки во время работы с основными сельскохозяйственными машинами, позволяет повысить надёжность и долговечность его силовой передачи.

6.4. Аппроксимация экспериментальных характеристик влияния устройства стабилизации динамических нагрузок в силовой передаче на функциональные свойства трактора

6.4.1. Применение методики анализа быстропеременного процесса

Как указано в работах Н.В. Мясниковой и Л.А. Долгих [73, 186], в настоящее время большое распространение получили системы на основе измерительного эксперимента: информационно-измерительные системы, системы контроля, системы технической диагностики, автоматизированные системы научных исследований [73, 184]. Работа технических объектов в таких системах сопровождается акустическими шумами, вибрациями, переменными давлениями, т.е. быстропеременными процессами (БПП). Изменение параметров таких процессов позволяет обнаруживать изменения в состоянии самих сложных технических объектов. Именно этот факт определяет широкое использование БПП в решении задач идентификации, контроля и диагностики [73, 184, 186, 196].

Как правило, понятие БПП применяется для описания быстропеременных давлений, акустических шумов, вибраций, т.е. сигналов технических систем [73]. Понятие БПП можно использовать для описания сигналов и в других видах систем: в нашем конкретном случае мы применили его для анализа работы упруго-демпфирующего механизма и его влияния на работу трактора [184].

Определяя общие принципы и подходы к измерению, обработке и анализу быстропеременных процессов, выделяют три основных уровня их информационного использования [73, 168, 196].

Первый уровень связан с разработкой математических моделей, методов и средств для параметрического описания сигнала датчика, измеряющего какой-либо параметр физического процесса с целью выделения полезной информации и ее представления в сжатом и удобном виде. Применяемые для этого процедуры, как правило, не учитывают физические особенности самого процесса и причины его возникновения. Главной задачей данного уровня является преобразование измеренного сигнала в обобщенную форму, позволяющую эффективно осуществлять

последующий анализ. Полученное параметрическое представление сигнала используется как для сравнения различных процессов, так и для сохранения сжатой информации об измерениях. Форма сжатого представления сигнала устанавливается на основе построения его математической модели, идентифицированной по данным измерений конкретного процесса [73, 196, 266].

Вторым уровнем информационного использования быстропеременных процессов является получение данных о сходстве или взаимосвязи нескольких процессов. Сведения о взаимосвязи позволяют выявить причинно-следственные факторы, обуславливающие проявление исследуемых эффектов. Этот анализ имеет более высокий уровень сложности и требует применения многомерных математических моделей сигнала. Критерии сходства и взаимосвязи сигналов служат основной информацией при формировании модели взаимодействия процессов. Эти критерии используются также как диагностические признаки в системах контроля и управления [73, 196, 266].

Третий уровень информационного использования быстропеременных процессов характеризуется разработкой математической модели изучаемого физического процесса. Синтез модели осуществляется на основе априорных сведений о закономерностях физических явлений или путем идентификации структуры модели и определяющих ее параметров по данным, полученным в результате эксперимента. Особенностью этой модели является достаточно глубокое отображение физической сущности процесса. Это позволяет использовать ее для прогнозирования характеристик процесса при различных внешних условиях. Математическое описание такого рода моделей основывается на применении дифференциальных и интегральных уравнений, устанавливающих соотношения между возмущающими факторами, параметрами состояния системы, где развивается сам процесс, и параметрами, внешнее проявление которых является предметом изучения процесса. Математические модели такого уровня позволяют проводить имитационное моделирование сложных быстропеременных процессов, по результатам которого прогнозируется функциональное и техническое состояние объектов исследования [73, 196].

Особенности быстропеременных процессов состоят в том, что, как правило, параметры этих процессов случайны, и выявить законы их распределения с достаточной степенью точности невозможно из-за ограниченности экспериментальных данных и требований к проведению процесса обработки в реальном времени [73, 168].

Как указано в работах [73, 181-187, 144, 146] в настоящее время в цифровой обработке сигналов выделяется самостоятельное направление – экспресс-анализ сигналов, предполагающее использование специфических методов для решения задач контроля, диагностики, распознавания в темпе проведения эксперимента. Данное направление существует достаточно давно, однако практическая реализация алгоритмов экспресс-анализа каждый раз является частным решением, опирающимся на модель объекта исследования.

Опираясь на исследования ученых в области системного анализа и обработки информации решающих задачи развития теоретических основ экспресс-анализа и их использование при решении реальных задач в наших исследованиях сделана попытка продолжить развитие теоретических основ экспресс-анализа и их использование при решении реальных задач [73, 181-187, 144, 146].

За основу взят реализованный алгоритм аппроксимации многоэкстремальных сигналов, описывающих БПП дробно-рациональными функциями. Аппроксимация проведена в среде MATLAB [82, 83, 86].

При обработке, перед сжатием измерительной информации, желательно заранее определить значимые и неинформативные параметры сигнала [20, 21, 25, 73, 181-187, 144, 146]. На этом этапе задача сжатия определяется выбором способа аппроксимации данных.

Аппроксимация функции – замещение функции «близкой» к ней, более удобной в пользовании функцией, принадлежащей к некоторому заданному семейству, причем аппроксимируемая функция может быть представлена как в табличном, так и аналитическом виде.

Существует много разных способов аналитического описания сигналов (процессов). Приведем основные способы аналитического описания сигналов:

- полиномиальная аппроксимация;

- представление сигналов с помощью системы линейно независимых колебаний;

- представление сигнала с помощью системы ортогональных ортонормированных функций;

- разложение в ряд Котельникова сигналов с ограниченным спектром;

- разложение сигналов в ряды по специальным функциям (Лежандра, Бесселя, Хаара, Чебышева и др.).

Вид аналитического представления выбирается исходя из решаемой задачи – сжатие информации, аппроксимация небольшим числом членов ряда (при удачном подборе типа функций), удобная форма для спектрального оценивания и т.д. [20, 21, 25, 73, 181-187, 144, 146].

6.4.2. Результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования трактора

В настоящее время все более широкое распространение получают системы постоянного мониторинга. Эти системы работают в режиме реального времени, пропуская через себя огромные массивы данных. Такие условия работы накладывают ограничения на сложность методов обработки с одновременными требованиями высокой достоверности анализа. В тоже время информация, передаваемая по каналам связи, должна быть определенным образом сжата. Удовлетворить этим противоречивым требованиям возможно путем применения анализа, основанного на экспресс-оценивании статистических и спектральных характеристик БПП на базе аппроксимативного и параметрического анализа.

Аппроксимативный анализ позволяет решить вопросы восстановления сигналов по его экстремальным значениям, что позволяет сохранять тренды (направления) в сжатом виде. Наиболее исследована аппроксимация гауссовыми функциями [20, 21, 25, 73, 83, 82, 86], однако для снижения трудоемкости вычислений предпочтительно использование аппроксимации дробно-рациональными функциями. Аппроксимация используется для построения моделей и прогнозирования поведения объекта в различных условиях.

Параметрический анализ позволяет более точно оценивать частотные компоненты сигнала сложной формы. Для снижения трудоемкости возможно использование предварительное разложение на знакопеременные составляющие (моды) с последующим параметрическим анализом каждой из них.

Результаты аппроксимации автокорреляционной функции (АКФ) и спектральной плотности (СП) буксования с помощью формул Гауссовой функции и функции Фурье занесены в таблицу 6.20.

В таблицах 6.20, 6.21 и 6.22 применены следующие обозначения:

F_{P1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе пахотного агрегата;

F_{P2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе пахотного агрегата;

F_{K1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе культиваторного агрегата;

F_{K2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе культиваторного агрегата;

F_{S1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе посевного агрегата;

F_{S2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе посевного агрегата;

F_{T1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе транспортного агрегата.

F_{T2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе транспортного агрегата.

На рисунках Ж.1- Ж.16 (Приложение Ж) показаны визуализации результатов аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования с помощью формул Гауссовой функции и функции Фурье, формулы которых занесены в таблицу 6.22.

Таблица 6.22 – Уравнения аппроксимации АКФ и СП буксования с помощью формул Гауссовой функции и функции Фурье преобразования

Обозначение	Формула аппроксимации	Коэффициенты (доверительный интервал)	R^2
АКФ FK1	d1×exp(-a1×abs(x))×(cos(b1×x) + +g1×sin(b1×abs(x)))+ +d2×exp(-a2×abs(x))×cos(b2×x)	a1 = 0.006336 (0.003687, 0.008984) a2 = 1.345 (1.308, 1.381) b1 = 1.669 (1.666, 1.672) b2 = 0.4889 (0.4477, 0.5301) d1 = 0.04051 (0.03845, 0.04258) d2 = 0.9369 (0.9271, 0.9467) g1 = -0.4962 (-0.5554, -0.437)	0.8866
АКФ FK2	Фурье преобразование a0 + a1×cos(x×w) + b1×sin(x×w) + +a2×cos(2×x×w) + b2×sin(2×x×w) + +a3×cos(3×x×w) + b3×sin(3×x×w) + +a4×cos(4×x×w) + b4×sin(4×x×w) + +a5×cos(5×x×w) + b5×sin(5×x×w) + +a6×cos(6×x×w) + b6×sin(6×x×w) + +a7×cos(7×x×w) + b7×sin(7×x×w) + +a8×cos(8×x×w) + b8×sin(8×x×w)	a0 = -6.031e+07 (-2.094e+08, 8.875e+07) a1 = 7.656e+07 (-1.213e+08, 2.744e+08) b1 = 7.702e+07 (-1.041e+08, 2.582e+08) a2 = 4.838e+05 (-1.671e+07, 1.768e+07) b2 = -7.897e+07 (-2.73e+08, 1.151e+08) a3 = -3.277e+07 (-1.014e+08, 3.585e+07) b3 = 3.215e+07 (-5.758e+07, 1.219e+08) a4 = 2.091e+07 (-2.957e+07, 7.138e+07) b4 = 2.81e+05 (-8.797e+06, 9.359e+06) a5 = -5.011e+06 (-1.992e+07, 9.9e+06) b5 = -5.193e+06 (-1.459e+07, 4.207e+06) a6 = -3.991e+04 (-1.195e+06, 1.116e+06) b6 = 1.779e+06 (-2.39e+06, 5.949e+06) a7 = 2.035e+05 (-1.023e+05, 5.093e+05) b7 = -1.927e+05 (-7.977e+05, 4.123e+05) a8 = -2.123e+04 (-6.889e+04, 2.643e+04) b8 = -684.3 (-1.907e+04, 1.77e+04) w = 0.05583 (0.04756, 0.06411)	0.8663
АКФ FP1	d1×exp(-a1×abs(x))×(cos(b1×x)+ +g1×sin(b1×abs(x))) + +d2×exp(-a2×abs(x))×cos(b2×x)+ +d3×exp(-a3×abs(x))×cos(b3×x)	a1 = 1 (0.7013, 1.299) a2 = 0.2582 (0.1831, 0.3333) a3 = -0.1228 (-0.1264, -0.1192) b1 = 0.06555 (-1.959, 2.09) b2 = 0.749 (0.7195, 0.7786) b3 = 0.6397 (0.6392, 0.6401) d1 = 0.8014 (0.7405, 0.8624) d2 = -0.1137 (-0.1758, -0.05158) d3 = -0.001581 (-0.001792, -0.001371) g1 = -5.523 (-179.9, 168.9)	0.7114
АКФ FP2	Фурье преобразование a0 + a1×cos(x×w) + b1×sin(x×w) + +a2×cos(2×x×w) + +b2×sin(2×x×w) + +a3×cos(3×x×w) + +b3×sin(3×x×w) + +a4×cos(4×x×w) + +b4×sin(4×x×w) + +a5×cos(5×x×w) + +b5×sin(5×x×w) +	a0 = -9.357 (-12.16, -6.557) a1 = -1.67 (-2.755, -0.5849) b1 =18.63 (13.31, 23.94) a2 = 17.62 (13.06, 22.18) b2 = 4.334 (2.644, 6.025) a3 = 7.154 (5.441, 8.867) b3 = -14.01 (-17.58, -10.45) a4 = -8.598 (-11.07, -6.13) b4 = -8.113 (-9.505, -6.721) a5 = -6.602 (-7.578, -5.626) b5 = 3.531 (2.103, 4.96)	0.8886

Продолжение таблицы 6.22

	+a6×cos(6×x×w) + +b6×sin(6×x×w) + +a7×cos(7×x×w) + +b7×sin(7×x×w) + +a8×cos(8×x×w) + +b8×sin(8×x×w)	a6 = 0.5554 (-0.08128, 1.192) b6 = 3.736 (3.168, 4.304) a7 = 1.377 (1.132, 1.622) b7 = 0.3186 (0.119, 0.5183) a8 = 0.1661 (0.1302, 0.2021) b8 = -0.2533 (-0.311, -0.1957) w = 0.09957 (0.0983, 0.1008)	
АКФ FS1	a×exp(-b×x)+c	a = 0.6441 (0.6371, 0.6511) b = 0.5301 (0.5214, 0.5389) c = -0.04209 (-0.04302, -0.04117)	0.767
АКФ FS2	Фурье преобразование a0 + a1×cos(x×w) + + b1×sin(x×w) + +a2×cos(2×x×w) + +b2×sin(2×x×w) + +a3×cos(3×x×w) + +b3×sin(3×x×w) + +a4×cos(4×x×w) + +b4×sin(4×x×w) + +a5×cos(5×x×w) + +b5×sin(5×x×w) + +a6×cos(6×x×w) + +b6×sin(6×x×w) + +a7×cos(7×x×w) + +b7×sin(7×x×w) + +a8×cos(8×x×w) + +b8×sin(8×x×w)	a0 = 5.894 (1.954, 9.834) a1 = 6.372 (2.926, 9.817) b1 = -9.142 (-15.78, -2.506) a2 = -3.235 (-6.912, 0.443) b2 = -8.824 (-14.04, -3.608) a3 = -6.794 (-11.63, -1.953) b3 = -1.846 (-2.545, -1.146) a4 = -3.497 (-4.551, -2.442) b4 = 3.055 (-0.07485, 6.184) a5 = 0.3529 (-1.051, 1.757) b5 = 2.664 (1.311, 4.016) a6 = 1.205 (0.3534, 2.057) b6 = 0.4832 (0.1096, 0.8569) a7 = 0.3695 (0.3391, 0.4) b7 = -0.2548 (-0.5922, 0.08252) a8 = -0.01941 (-0.1001, 0.06129) b8 = -0.1129 (-0.1393, -0.08657) w = 0.1197 (0.1156, 0.1238)	0.8624
АКФ FT1	d1×exp(-a1×abs(x))×(cos(b1×x)+ +g1×sin(b1×abs(x))) + +d2×exp(-a2×abs(x))×cos(b2×x)+ +d3×exp(-a3×abs(x))×cos(b3×x)	a1 = 0.1831 (0.148, 0.2183) a2 = 0.09634 (0.06067, 0.132) a3 = 0.8264 (0.8043, 0.8485) b1 = 0.8096 (0.7946, 0.8245) b2 = 0.4875 (0.4708, 0.5042) b3 = 3.727 (3.712, 3.741) d1 = 0.2733 (0.2032, 0.3435) d2 = 0.2045 (0.1308, 0.2781) d3 = 0.3964 (0.3883, 0.4045) g1 = -0.2393 (-0.3861, -0.09245)	0.9627
АКФ FT2	d1×exp(-a1×abs(x))×(cos(b1×x)+ +g1×sin(b1×abs(x)))+ +d2×exp(-a2×abs(x))×cos(b2×x)	a1 = 0.3942 (0.1495, 0.6388) a2 = 1.569 (1.489, 1.648) b1 = 0.4267 (0.3072, 0.5463) b2 = 1.86 (1.741, 1.979) d1 = -0.0002682 (-0.05855, 0.05802) d2 = 0.7795 (0.7125, 0.8465) g1 = 347.8 (-7.554e+04, 7.623e+04)	0.7278
СП FK1	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) +	a1 = 0.3557 (0.3496, 0.3617) b1 = 0.1225 (0.1217, 0.1233) c1 = 0.05706 (0.05587, 0.05825) a2 = 0.2718 (0.2606, 0.2831) b2 = 0.3399 (0.3372, 0.3426) c2 = 0.06834 (0.0655, 0.07118)	0.9911

Продолжение таблицы 6.22

	+a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a3 = 0.1685 (0.1584, 0.1785) b3 = 0.005447 (0.003408, 0.007485) c3 = 0.02156 (0.01854, 0.02457) a4 = 0.1385 (0.1333, 0.1436) b4 = 0.4854 (0.4776, 0.4933) c4 = 0.1013 (0.09152, 0.1111) a5 = 0.02656 (0.01923, 0.03389) b5 = 0.6923 (0.6835, 0.7011) c5 = 0.03771 (0.02495, 0.05048) a6 = 0.007034 (0.005668, 0.008401) b6 = 2.095 (1.908, 2.283) c6 = 1.163 (0.8534, 1.473) a7 = 0.008897 (0.004949, 0.01285) b7 = 4.849 (4.8, 4.897) c7 = 0.1319 (0.05888, 0.205) a8 = 0.004251 (0.001575, 0.006927) b8 = 4.141 (3.995, 4.288) c8 = 0.2831 (0.06911, 0.4972)	
СП FK2	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + +a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + +a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 0.4243 (0.4107, 0.438) b1 = 0.09743 (0.09627, 0.09858) c1 = 0.04375 (0.04204, 0.04546) a2 = 0.1879 (0.1738, 0.2019) b2 = 0.2608 (0.2583, 0.2632) c2 = 0.04016 (0.03668, 0.04364) a3 = 0.2234 (0.2003, 0.2465) b3 = 0.004704 (0.002188, 0.00722) c3 = 0.01763 (0.01353, 0.02174) a4 = 0.1635 (0.1506, 0.1764) b4 = 0.5742 (0.5711, 0.5773) c4 = 0.04818 (0.04371, 0.05266) a5 = 0.158 (0.1446, 0.1714) b5 = 0.4193 (0.4162, 0.4224) c5 = 0.04449 (0.04007, 0.04891) a6 = 0.1509 (0.1375, 0.1642) b6 = 0.7361 (0.7329, 0.7393) c6 = 0.04457 (0.03998, 0.04916) a7 = 0.09458 (0.07985, 0.1093) b7 = 0.9006 (0.8959, 0.9052) c7 = 0.03652 (0.02995, 0.04309) a8 = 0.03203 (0.01465, 0.04942) b8 = 1.222 (1.21, 1.234) c8 = 0.02622 (0.009789, 0.04265)	0.9594
СП FP1	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + +a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + +a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 1.398 (-0.9977, 3.793) b1 = 0.07601 (0.04911, 0.1029) c1 = 0.07639 (0.02446, 0.1283) a2 = 0.3992 (0.1281, 0.6702) b2 = 0.3819 (0.3714, 0.3925) c2 = 0.07126 (0.05509, 0.08742) a3 = 0.6039 (-0.2535, 1.461) b3 = 0.2364 (0.2249, 0.248) c3 = 0.06775 (0.04175, 0.09375) a4 = 1.138 (-0.503, 2.778)	0.9837

Продолжение таблицы 6.22

		b4 = -0.004172 (-0.01851, 0.01017) c4 = 0.02935 (0.01559, 0.0431) a5 = 0.1353 (0.0952, 0.1755) b5 = 0.5185 (0.5143, 0.5227) c5 = 0.04452 (0.03555, 0.0535) a6 = -1242 (-5.528e+05, 5.504e+05) b6 = -2.842 (-187.4, 181.7) c6 = 1.092 (-34.09, 36.27) a7 = 0.0391 (-2.029, 2.107) b7 = 0.307 (-21.07, 21.68) c7 = 0.7668 (-5.626, 7.16) a8 = 0.02019 (0.01171, 0.02868) b8 = 1.626 (1.597, 1.655) c8 = 0.09207 (0.04349, 0.1407)	
СП FP2	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + +a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + +a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 0.6924 (0.4057, 0.9791) b1 = -1.278 (-1.281, -1.275) c1 = 0.08407 (0.07271, 0.09543) a2 = 0.6123 (0.4153, 0.8094) b2 = -1.616 (-1.618, -1.613) c2 = 0.06764 (0.05968, 0.07559) a3 = 0.868 (0.4106, 1.325) b3 = -1.453 (-1.457, -1.448) c3 = 0.1047 (0.0906, 0.1189) a4 = 0.2859 (0.187, 0.3848) b4 = -1.092 (-1.098, -1.086) c4 =0.06966 (0.057, 0.08233) a5 = 2.719e+09 (-1.848e+12, 1.853e+12) b5 = -11.19 (-298.8, 276.4) c5 = 2.048 (-27.43, 31.53) a6 = 0.08742 (0.07028, 0.1046) b6 = -0.9017 (-0.9081, -0.8952) c6 = 0.054 (0.04266, 0.06535) a7 = -1.393 (-4.459, 1.673) b7 = -1.636 (-2.225, -1.048) c7 = 0.4136 (0.09478, 0.7325) a8 = 0.02641 (0.01838, 0.03443) b8 = 0.2205 (0.2085, 0.2325) c8 = 0.04855 (0.03141, 0.0657)	0.9816
СП FS1	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + +a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + +a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 =0.1077 (-0.2377, 0.4531) b1 = 0.08627 (0.07537, 0.09716) c1 = 0.03191 (0.001923, 0.0619) a2 = 0.1976 (0.1896, 0.2055) b2 = 0.2806 (0.278, 0.2832) c2 = 0.06446 (0.06042, 0.06851) a3 = 0.1563 (0.1464, 0.1662) b3 = 0.6465 (0.6355, 0.6575) c3 = 0.08369 (0.07256, 0.09483) a4 = 0.1319 (0.1171, 0.1468) b4 = 0.005138 (0.001234, 0.009042) c4 = 0.0219 (0.0151, 0.0287) a5 = 0.01799 (0.01225, 0.02372) b5 = 1.028 (0.9976, 1.059)	0.9782

Продолжение таблицы 6.22

		c5 = 0.1172 (0.0739, 0.1605) a6 = 0.04436 (0.02563, 0.06308) b6 = 0.5244 (0.4958, 0.553) c6 = 0.06459 (0.03792, 0.09126) a7 = 0.1899 (0.01924, 0.3605) b7 = 0.1249 (0.07022, 0.1796) c7 = 0.05079 (0.01747, 0.08412) a8 = 0.02642 (0.02169, 0.03115) b8 = 1.991 (1.966, 2.016) c8 = 0.1716 (0.1361, 0.2071)	
СП FS2	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + +a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + +a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 3.584 (-33.2, 40.37) b1 = 0.1518 (0.005674, 0.2979) c1 = 0.1328 (-0.2214, 0.4869) a2 = 1.35 (-5.086, 7.786) b2 = 0.3275 (0.3098, 0.3452) c2 = 0.08655 (0.03409, 0.139) a3 = 1.76 (-2.7e+16, 2.7e+16) b3 = 0.08477 (-7.294e+12, 7.294e+12) c3 = 0.001358 (-4.654e+12, 4.654e+12) a4 = 0.5256 (-5.359, 6.41) b4 = 0.4538 (-0.05774, 0.9652) c4 = 0.1235 (-0.1094, 0.3564) a5 = 1.075 (-5.148, 7.298) b5 = -0.005245 (-0.09801, 0.08752) c5 = 0.06693 (-0.02725, 0.1611) a6 = -3.165 (-40.61, 34.27) b6 = 0.1641 (-0.3731, 0.7012) c6 = 0.2368 (-0.0665, 0.54) a7 = 0.01789 (0.007394, 0.02839) b7 = 1.71 (1.695, 1.725) c7 = 0.03114 (0.009767, 0.05252) a8 = 0.008958 (0.007178, 0.01074) b8 = 2.454 (1.973, 2.936) c8 =1.325 (0.6152, 2.036)	0.9905
СП FT1	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + +a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + +a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 0.2654 (0.05651, 0.4744) b1 = 0.08517 (0.07888, 0.09146) c1 = 0.04418 (0.03443, 0.05393) a2 = 0.1206 (0.01019, 0.2311) b2 = 0.1386 (0.07106, 0.2061) c2 = 0.06489 (0.02531, 0.1045) a3 = 0.06095 (-1.678, 1.8) b3 = 0.4689 (-1.63, 2.568) c3 = 0.1078 (-0.6271, 0.8427) a4 = 0.06311 (-0.26, 0.3862) b4 = 0.6485 (0.4186, 0.8784) c4 = 0.07509 (-0.0237, 0.1739) a5 = 2.553e+11 (-1.422e+15, 1.422e+15) b5 = -0.6809 (-128.4, 127) c5 = 0.1255 (-11.54, 11.79) a6 = 0.006827 (-0.4237, 0.4374) b6 = 0.5965 (0.2853, 0.9076) c6 = 0.05018 (-0.5229, 0.6233)	0.9892

		a7 = 0.02597 (-2.265, 2.317) b7 = 0.5039 (-0.2495, 1.257) c7 = 0.07017 (-1.067, 1.207) a8 = 0.02439 (0.01969, 0.0291) b8 = 1.118 (1.105, 1.131) c8 = 0.08241 (0.06405, 0.1008)	
СП FT2	a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + +a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + +a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + +a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 0.06863 (0.003901, 0.1334) b1 = 0.1276 (0.1221, 0.1331) c1 = 0.02553 (0.01714, 0.03392) a2 = 0.09175 (0.08712, 0.09639) b2 = 0.06075 (0.05838, 0.06311) c2 = 0.04321 (0.03936, 0.04706) a3 = 0.04032 (0.03284, 0.04779) b3 = 0.2527 (0.2288, 0.2765) c3 = 0.07048 (0.04798, 0.09298) a4 = 0.06142 (0.02839, 0.09446) b4 = 0.1675 (0.1439, 0.1911) c4 = 0.04168 (0.01271, 0.07064) a5 = 0.0176 (0.01481, 0.0204) b5 = 0.7429 (0.7346, 0.7513) c5 = 0.07084 (0.05745, 0.08423) a6 = 0.01371 (0.01063, 0.01679) b6 = 0.534 (0.5237, 0.5443) c6 = 0.06314 (0.0455, 0.08078) a7 = 0.002471 (0.001879, 0.003063) b7 = 1.57 (-5.071e+07, 5.071e+07) c7 = 1.599e+04 (-8.405e+11, 8.405e+11) a8 = 0.01058 (0.007378, 0.01379) b8 = 1.08 (1.069, 1.091) c8 = 0.04507 (0.02879, 0.06135)	0.983

6.4.3. Результаты аппроксимации функции взаимной спектральной плотности некоторых процессов опытного и серийного тракторов

В каждой точке пространства функция аппроксимации взаимной спектральной плотности (ВСП) может быть описана комплексным числом. Мнимый компонент этого уравнения обозначен переменной *Y*, действительный компонент ВСП обозначен переменной *Z= f(x,y)*, ось *X* представляет собой изменение по частоте. В настоящих исследованиях можно утверждать, что полное уравнение ВСП аппроксимируется полиномиальным уравнением.

Результаты аппроксимации взаимной спектральной плотности угловых скоростей (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и угловой скорости вращения ведущего колеса) опытного и серийного трактора с помощью полиномиальной функции занесены в таблицу 6.23.

Таблица 6.23 – Уравнения аппроксимации взаимной спектральной плотности процессов изменения угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) опытного и серийного трактора

Обозначение	Формула	Коэффициенты (доверительный интервал)	R^2
FP1	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2 + p11×x×y + + p02×y^2 + + p30×x^3 + p21×x^2×y + + p12×x×y^2 + p03×y^3 + + p40×x^4 + p31×x^3×y + + p22×x^2×y^2 + p13×x×y^3	p00 = -0.01707 (-0.0364, 0.002251) p10 = 0.03666 (-0.01712, 0.09044) p01 = -1.216 (-2.413, -0.01881) p20 = -0.01 (-0.06241, 0.04241) p11 = -0.4754 (-3.362, 2.411) p02 = 9.751 (-11.73, 31.23) p30 = 0.001317 (-0.01567, 0.0183) p21 = 1.035 (-1.172, 3.243) p12 = -110.8 (-151.5, -70.1) p03 = 42.69 (-66.84, 152.2) p40 = -1.391e-05 (-0.001701, 0.001673) p31 = -0.06556 (-0.4804, 0.3493) p22 = 52.7 (35.02, 70.38) p13 = -488.7 (-669.8, -307.7)	0.911
FP2	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2 + p11×x×y + +p02×y^2 + + p30×x^3 + p21×x^2×y + + p12×x×y^2 + p03×y^3	p00 = -0.01489 (-0.04229, 0.01251) p10 = 0.09029 (-0.01803, 0.1986) p01 = -0.7778 (-0.9468, -0.6088) p20 = -0.05705 (-0.1116, -0.002535) p11 = 0.843 (0.03502, 1.651) p02 = 3.164 (2.893, 3.435) p30 = 0.005618 (-0.001117, 0.01235) p21 = -0.4256 (-0.6949, -0.1563) p12 = -3.703 (-5.112, -2.294) p03 = 0.6215 (-0.04386, 1.287)	0.9657
FK1	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2+ p11×x×y + + p02×y^2 + +p30×x^3 + p21×x^2×y + +p12×x×y^2 + p03×y^3	p00 = 0.01573 (0.01109, 0.02036) p10 = -0.01364 (-0.02331, -0.003968) p01 = 0.6444 (0.4703, 0.8185) p20 = 0.004743 (-0.0007839, 0.01027) p11 = -0.8077 (-1.109, -0.5059) p02 = 18.16 (12.22, 24.11) p30 = -0.0004144 (-0.001235, 0.0004057) p21 = 0.2478 (0.1137, 0.382) p12 = -5.509 (-10.29, -0.7334) p03 = -118.6 (-171.3, -66.03)	0.9104
FK2	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2 + p11×x×y + +p02×y^2 + + p30×x^3 + p21×x^2×y + + p12×x×y^2 + p03×y^3	p00 = 0.008835 (0.005718, 0.01195) p10 = -0.0008967 (-0.008476, 0.006683) p01 = -0.1282 (-0.3725, 0.1162) p20 = -0.0001175 (-0.005047, 0.004812) p11 = 0.6128 (0.1081, 1.118) p02 = 24.87 (19.3, 30.43) p30 = -5.592e-05 (-0.0007351, 0.0006233)	0.8843

		p21 = -0. 154 (-0.3942, 0.0861) p12 = -5.497 (-13.05, 2.055) p03 = -163.1 (-357.6, 31.39)	
FS1	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2 + p11×x×y + +p02×y^2 + + p30×x^3 + p21×x^2×y + + p12×x×y^2 + p03×y^3	p00 = 0.01573 (0.01109, 0.02036) p10 = -0.01364 (-0.02331, -0.003968) p01 = 0.6444 (0.4703, 0.8185) p20 = 0.004743 (-0.0007839, 0.01027) p11 = -0.8077 (-1.109, -0.5059) p02 =18.16 (12.22, 24.11) p30 = -0.0004144 (-0.001235, 0.0004057) p21 = 0.2478 (0.1137, 0.382) p12 = -5.509 (-10.29, -0.7334) p03 = -118.6 (-171.3, -66.03)	0.9104
FS2	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2 + p11×x×y + +p02×y^2 + + p30×x^3 + p21×x^2×y + + p12×x×y^2 + p03×y^3	p00 = 0.06978 (0.06628, 0.07327) p10 = -0.05647 (-0.06098, -0.05197) p01 = 1.333 (1.108, 1.558) p20 = 0.0151 (0.01348, 0.01671) p11 = -1.048 (-1.291, -0.8052) p02 = -19.03 (-26.54, -11.51) p30 = -0.001182 (-0.00135, -0.001014) p21 = 0.201 (0.1527, 0.2493) p12 = 9.921 (7.27, 12.57) p03 = 18.73 (-74.98, 112.4)	0.9016
FT1	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2 + p11×x×y + +p02×y^2 + + p30×x^3 + p21×x^2×y + + p12×x×y^2 + p03×y^3	p00 = 0.07772 (0.06653, 0.0889) p10 = -0.05805 (-0.08411, -0.03199) p01 = 3.233 (2.743, 3.723) p20 = 0.01563 (0.002408, 0.02885) p11 = -1.147 (-2.418, 0.1232) p02 = 31.57 (26.55, 36.59) p30 = -0.001435 (-0.003193, 0.0003233) p21 = 0.1467 (-0.2657, 0.5592) p12 = 11.22 (-1.448, 23.88) p03 = 71.03 (58.24, 83.82)	0.93
FT2	f(x,y) = p00 + p10×x + p01×y + + p20×x^2 + p11×x×y + +p02×y^2	p00 = 0.01803 (0.002616, 0.03345) p10 = -0.005163 (-0.01702, 0.006697) p01 = 0.2677 (0.1566, 0.3789) p20 = 0.0006404 (-0.001742, 0.003022) p11 = 0.03294 (-0.2878, 0.3537) p02 = 2.084 (1.894, 2.274)	0.9762

На рисунках Ж.17- Ж.24 Приложения Ж показаны визуализации результатов в виде графиков функции взаимной спектральной плотности (трехмерные фигуры для визуального анализа), формулы которых получены и занесены в таблицу 6.23.

Результаты аппроксимации действительной части взаимной спектральной плотности (ВСП) угловых скоростей (угловой скорости вращения коленчатого вала

двигателя и угловой скорости вращения ведущего колеса) опытного и серийного трактора с помощью Гаусовой функции занесены в таблицу 6.24.

Таблица 6.24 – Уравнения аппроксимации действительной части взаимной спектральной плотности процессов изменения угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) опытного и серийного трактора с помощью формул Гауссовой функции

Обозначение	Формула	Коэффициенты (доверительный интервал)	R^2
FK1	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + +a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + + a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 0.08941 (0.08333, 0.09549) b1 = 0.1118 (0.1084, 0.1152) c1 = 0.06391 (0.05803, 0.06978) a2 = 3.852e+11 (-1.984e+14, 1.991e+14) b2 = -12.96 (-236.5, 210.6) c2 = 2.39 (-17.87, 22.65) a3 = 0.05596 (0.05299, 0.05893) b3 = 1.434 (1.43, 1.438) c3 = 0.08801 (0.08227, 0.09374) a4 = 0.03778 (0.03064, 0.04492) b4 = 1.882 (1.872, 1.891) c4 = 0.06268 (0.05053, 0.07482) a5 = 0.03942 (0.0359, 0.04295) b5 = 1.096 (1.091, 1.101) c5 = 0.06291 (0.05623, 0.06958) a6 = 0.03197 (0.02905, 0.03489) b6 = 1.737 (1.718, 1.757) c6 = 0.1061 (0.0813, 0.131) a7 = 0.02333 (0.01993, 0.02674) b7 = 0.769 (0.7607, 0.7773) c7 = 0.07375 (0.06028, 0.08722) a8 = 0.01798 (0.01569, 0.02026) b8 = 2.143 (2.125, 2.161) c8 = 0.1556 (0.1278, 0.1833)	0.9752
FK2	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + + a7×exp(-((x-b7)/c7)^2)	a1 = 0.01168 (0.004383, 0.01898) b1 = 0.4393 (0.4278, 0.4508) c1 = 0.06728 (0.04053, 0.09403) a2 = 0.03205 (0.03077, 0.03332) b2 = 1.59 (1.585, 1.596) c2 = 0.1368 (0.1278, 0.1458) a3 = 0.04402 (0.03908, 0.04897) b3 = 0.3656 (0.3373, 0.394) c3 = 0.1839 (0.1615, 0.2063) a4 = 0.0225 (0.02061, 0.02438) b4 = 1.788 (1.783, 1.792) c4 = 0.06255 (0.05602, 0.06908) a5 = 0.03015 (0.02757, 0.03274) b5 = 0.02923 (0.01375, 0.04471) c5 = 0.08269 (0.06445, 0.1009) a6 = 0.008117 (0.007422, 0.008813) b6 = 1.416 (1.306, 1.526)	0.9873

Продолжение таблицы 6.24

		c6 = 1 (0.8489, 1.151) a7 = 0. 003555 (0.0001482, 0.006961) b7 = 0.6893 (0.5007, 0.878) c7 = 0.1521 (-0.02326, 0.3275)	
FP1	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + + a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 0.231 (0.2117, 0.2503) b1 = 0.02999 (0.02734, 0.03264) c1 = 0.05907 (0.05505, 0.06309) a2 = 0.09677 (0.08958, 0.104) b2 = 0.2037 (0.2015, 0.2059) c2 = 0.06692 (0.06246, 0.07138) a3 = 0.06904 (0.06601, 0.07207) b3 = 1.445 (1.443, 1.447) c3 = 0.06314 (0.05981, 0.06646) a4 = 0.03231 (0.02952, 0.0351) b4 = 1.759 (1.755, 1.763) c4 = 0.05612 (0.05013, 0.06212) a5 = 0.02062 (0.01707, 0.02417) b5 = 1.269 (1.263, 1.275) c5 = 0.05441 (0.04414, 0.06467) a6 = 0.005787 (0.004972, 0.006603) b6 = 2.341 (2.233, 2.449) c6 = 0.6386 (0.4869, 0.7904) a7 = 0.01881 (-0.03414, 0.07177) b7 =-0.2721 (-3.406, 2.862) c7 = 0.9536 (-0.8427, 2.75) a8 = 0.01231 (0.009356, 0.01527) b8 = 1.019 (1.005, 1.033) c8 = 0.1005 (0.07149, 0.1295)	0.9938
FP2	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2)	a1 = 2.949 (-59.09, 64.99) b1 = 0.1861 (0.01974, 0.3524) c1 = 0.1224 (-0.1234, 0.3681) a2 = 22.42 (-9534, 9579) b2 = 0.3067 (-2.059, 2.673) c2 = 0.1626 (-0.9882, 1.313) a3 = 0.3602 (-1.186, 1.907) b3 = 0.5923 (0.5058, 0.6788) c3 = 0.09909 (0.01891, 0.1793) a4 = 0.1804 (0.1681, 0.1926) b4 = 0.8726 (0.8496, 0.8957) c4 = 0.1934 (0.1682, 0.2186) a5 = -23.08 (-9612, 9566) b5 = 0.2971 (-1.314, 1.908) c5 = 0.169 (-1.36, 1.698)	0.9914
FS1	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + + a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) +	a1 = 0.08941 (0.08333, 0.09549) b1 = 0.1118 (0.1084, 0.1152) c1 = 0.06391 (0.05803, 0.06978) a2 = 3.852e+11 (-1.984e+14, 1.991e+14) b2 = -12.96 (-236.5, 210.6) c2 = 2.39 (-17.87, 22.65)	0.9752

Продолжение таблицы 6.24

	+ a8×exp(-((x-b8)/ c8)^2)	a3 = 0.05596 (0.05299, 0.05893) b3 = 1.434 (1.43, 1.438) c3 = 0.08801 (0.08227, 0.09374) a4 = 0.03778 (0.03064, 0.04492) b4 = 1.882 (1.872, 1.891) c4 = 0.06268 (0.05053, 0.07482) a5 = 0.03942 (0.0359, 0.04295) b5 = 1.096 (1.091, 1.101) c5 = 0.06291 (0.05623, 0.06958) a6 = 0.03197 (0.02905, 0.03489) b6 = 1.737 (1.718, 1.757) c6 = 0.1061 (0.0813, 0.131) a7 = 0.02333 (0.01993, 0.02674) b7 = 0.769 (0.7607, 0.7773) c7 = 0.07375 (0.06028, 0.08722) a8 = 0.01798 (0.01569, 0.02026) b8 = 2.143 (2.125, 2.161) c8 = 0.1556 (0.1278, 0.1833)	
FS2	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2)	a1 = 0.01842 (-4.91e-05, 0.03689) b1 = 0.3082 (0.2662, 0.3502) c1 = 0.1719 (0.09005, 0.2537) a2 = 0.04248 (0.04094, 0.04402) b2 = 3.759 (3.754, 3.764) c2 = 0.1818 (0.1736, 0.19) a3 = 0.01185 (-0.003751, 0.02744) b3 = 0.6207 (0.5465, 0.695) c3 = 0.184 (0.06672, 0.3012) a4 = 0.04429 (0.02253, 0.06605) b4 = 0.3618 (0.2424, 0.4812) c4 = 0.6832 (0.3027, 1.064) a5 = 0.02728 (0.01946, 0.0351) b5 = 1.331 (1.311, 1.35) c5 = 0.2515 (0.2076, 0.2954) a6 = 0.01117 (0.01043, 0.01191) b6 = 4.009 (3.952, 4.066) c6 = 1.415 (1.322, 1.508)	0.9799
FT1	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + + a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 0.2753 (-0.8162, 1.367) b1 = 0.03827 (-0.02792, 0.1045) c1 = 0.03705 (-0.1408, 0.2149) a2 = 0.1773 (-0.8431, 1.198) b2 = -0.006796 (-0.03016, 0.01656) c2 = 0.02472 (-0.07686, 0.1263) a3 = 0.1721 (-1.342, 1.686) b3 = 0.08054 (-0.06703, 0.2281) c3 = 0.03484 (-0.0111, 0.08078) a4 = 0.05071 (0.04248, 0.05893) b4 = 0.1876 (0.1838, 0.1913) c4 = 0.02735 (0.02184, 0.03286) a5 = 0.04491 (0.03751, 0.05231) b5 = 0.5392 (0.5347, 0.5437) c5 = 0.03316 (0.02685, 0.03946) a6 = 0.02542 (0.0179, 0.03293)	0.9932

Продолжение таблицы 6.24

		b6 = 0.7697 (0.762, 0.7775) c6 = 0.03218 (0.02118, 0.04317) a7 = 0.02633 (0.0173, 0.03535) b7 = 0.3119 (0.3056, 0.3181) c7 = 0.02229 (0.01347, 0.03111) a8 = 0.0118 (0.008801, 0.0148) b8 = 1.228 (1.186, 1.27) c8 = 0.2018 (0.1424, 0.2612)	
FT2	f(x) = a1×exp(-((x-b1)/c1)^2) + + a2×exp(-((x-b2)/c2)^2) + + a3×exp(-((x-b3)/c3)^2) + + a4×exp(-((x-b4)/c4)^2) + + a5×exp(-((x-b5)/c5)^2) + + a6×exp(-((x-b6)/c6)^2) + + a7×exp(-((x-b7)/c7)^2) + + a8×exp(-((x-b8)/c8)^2)	a1 = 1.03 (0.5622, 1.499) b1 = 0.03127 (0.01076, 0.05178) c1 = 0.0322 (0.008697, 0.0557) a2 = 8.062e+06 (-1.305e+11, 1.305e+11) b2 = -0.238 (-220, 219.5) c2 = 0.05708 (-26.08, 26.19) a3 = 0.363 (0.2196, 0.5064) b3 = 0.08642 (0.07716, 0.09568) c3 = 0.02572 (0.01879, 0.03265) a4 = 0.1473 (0.1313, 0.1632) b4 = 0.1418 (0.1396, 0.144) c4 = 0.01831 (0.01507, 0.02155) a5 = 0.09174 (0.07713, 0.1064) b5 = 0.3682 (0.3643, 0.372) c5 = 0.01983 (0.01422, 0.02545) a6 = 0.05633 (0.04838, 0.06428) b6 = 0.2465 (0.2377, 0.2552) c6 = 0.07259 (0.05672, 0.08846) a7 = 0.06395 (0.05351, 0.07439) b7 = 0.4945 (0.4893, 0.4998) c7 = 0.03807 (0.03007, 0.04607) a8 = 0.05904 (0.04518, 0.07291) b8 = 0.413 (0.4068, 0.4192) c8 = 0.0214 (0.01184, 0.03096)	0.9978

В Приложении Ж на рисунках Ж.25 – Ж.32 представлены визуализации результатов аппроксимации в виде графиков изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса изменения угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и вращения ведущего колеса) опытного и серийного трактора с помощью формул Гауссовой функции. Полученные аппроксимации могут быть использованы для построения математических моделей и прогнозирования поведения трактора в различных условиях эксплуатации.

6.5. Результаты оценки агротехнических показателей

6.5.1. Оценка агротехнических показателей на пахоте

В соответствии с методикой экспериментальных исследований, описанной в главе 4 параграф 4.6.1, определены агротехнические показатели пахотного агрегата, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом. Эти показатели представлены в таблице 6.25.

Таблица 6.25 – Показатели качества работы трактора на вспашке в составе пахотного агрегата

Наименование параметров	Трактор с УДМ	Трактор без УДМ
Средняя глубина обработки m, см	21,2	20,88
Дисперсия глубины обработки D, $см^2$	5,48	6,86
Среднее квадратическое отклонение δ, см	2,34	2,62
Коэффициент вариации v	0,11	0,13

Анализ полученных данных свидетельствует, что наибольшая глубина обработки и наименьший коэффициент ее вариации (выборка средне вариабельна) наблюдались при работе агрегата с упругодемпфирующим механизмом в силовой передаче трактора.

Предлагается условная классификация вариабельности (степень рассеивания данных) выборки на основе коэффициента вариации: при $v \leq 10\%$ выборка вариабельна слабо, при $10\% \leq v \leq 20\%$ - средне вариабельна, при $v \leq 20\%$ - сильно вариабельна. Если значение коэффициента вариации не превышает 33%, то совокупность считается однородной, а если больше 33%, то – неоднородной. В относительном выражении коэффициент вариации позволяет обеспечить сопоставимость полученных результатов. [303, 315, 338, 364].

Установка упруго-демпфирующего механизма в силовую передачу машинно-тракторного агрегата как видно из таблицы 6.23 способствует повышению стабильности технологического процесса, выполняемого трактиром в составе пахотного машинно-тракторного агрегата. Представленные данные вариабельны и однородны.

6.5.2. Оценка агротехнических показателей на культивации

В соответствии с программой экспериментальных исследований, описанной в главе 4 параграф 4.6.2, определены агротехнические показатели культиваторного агрегата, оснащенного упругодемпфирующим механизмом. Числовые характеристики показателей качества обработки почвы при культивации представлены в таблице 6.26 [251].

Таблица 6.26 – Показатели качества работы трактора на культивации в составе культиваторного агрегата

Наименование параметров	Трактор без УДМ	Трактор с УДМ
Средняя глубина обработки m, см	10,88	11,2
Дисперсия глубины обработки D, $см^2$	5,86	4,58
Среднее квадратическое отклонение δ, см	2,42	2,14
Коэффициент вариации v	0,22	0,19

Анализ полученных данных свидетельствует, что наибольшая глубина обработки и наименьший коэффициент ее вариации наблюдались при работе трактора в составе агрегата с упругодемпфирующим механизмом в силовой передаче трактора.

Установка упруго-демпфирующего механизма в силовую передачу машинно-тракторного агрегата как видно из таблицы 6.24 способствует повышению стабильности технологического процесса, выполняемого трактором в составе культиваторного машинно-тракторного агрегата [251].

6.5.3. Оценка агротехнических показателей на посеве

В соответствии с программой экспериментальных исследований, описанной в главе 4 параграф 4.6.3, определены агротехнические показатели посевного агрегата, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом. При полевых исследованиях посевного агрегата определялись качественные показатели его работы по: ОСТ 10.5.1-2000.; ГОСТ 12036-85. Семена сельскохозяйственных культур. Правила приемки и методы отбора проб.; ГОСТ 12042 89. Методы определения влажности.; ГОСТ 12042 — 89. Методы определения массы 1000 семян.; ГОСТ 24346 80. Термины и определения. – М.: Госстандарт,1973.; ГОСТ 26711 — 89. Сеялки

тракторные. Общие требования [124, 125, 240, 257 , 369 , 370]. Была определена глубина заделки семян путем измерения этиолированной части растений.

Для определения глубины заделки семян по этиолированной части растений в день посева на одной из повторности опыта на двух смежных проходах отмечают рядки, находящиеся вне следа колёс агрегата, используя при этом метод рандомизации. После всходов (при появлении 2-3 листочков, через 2 недели), в отмеченных участках у каждого второго растения срезают надземную часть. Оставшуюся в почве часть растения вместе с семенем выкапывают и измеряют длину с погрешностью не более ±1мм. Глубина заделки семян посевным агрегатом представлена в таблице 6.27.

Таблица 6.27 – Показатели качества работы трактора в составе посевного агрегата

Показатель	Варианты		Улучшение %
	Серийный	Опытный	
Установленная глубина заделки семян, см	5,0	5,0	–
Математическое ожидание, см	5,36	5,12	4,5
Дисперсия, см^2	0,656	0,372	43,3
Среднеквадратическое отклонение, см	0,81	0,61	24,7
Коэффициент вариации, %	15,11	11,96	–

Сопоставление полученных данных свидетельствует о том, что экспериментальный агрегат более устойчиво удерживает заданную глубину посева на 4,5%.

Установка упруго-демпфирующего механизма в силовую передачу трактора в составе посевного машинно-тракторного агрегата, как видно из таблицы 6.25 способствует повышению равномерности хода сошниковой группы на 4,5%, и на 24,7% улучшает среднеквадратичное отклонение, характеризующее стабильность технологического процесса, выполняемого посевным машинно-тракторным агрегатом [124, 125, 240, 257 , 369 , 370].

6.6 Выводы по шестой главе

1. Проведённые исследования трактора находящегося в составе тягового машинно-тракторного агрегата при движении по бетонному основанию позволили

определить оптимальные параметры факторов, при которых обеспечивается минимальное значение функции отклика – степень прозрачности силовой передачи. Доказано, что установка УДМ в силовую передачу трактора создает более благоприятные условия для формирования характера нагрузки узлов трактора, как при неустановившихся режимах движения, так и при установившихся. Следствием этого является снижение нагрузки на двигатель и ведущие колеса трактора, отчего угловая скорость вращения вала и поступательная скорость трактора возрастают по сравнению с серийным вариантом, у которого большая жесткость силовой передачи.

2. Данные экспериментов показывают, что что сила тягового сопротивления снижается для трактора с плугом на 2,27%, для трактора с культиватором на 0,91%, для трактора с сеялкой на 11,1%, для трактора с прицепом на 19,93%. В среднем всем исследуемым процессам это составляет до 8,57%.

3. Анализ вероятностных характеристик реализации числовых данных по буксованию, полученных экспериментальным путем, показал, что применение УДМ позволяет снизить математическое ожидание буксования трактора с плугом на 9,5%, трактора с культиватором на 2 %, трактора с сеялкой на 7,6 % и транспортно-технологического агрегата 9,2 %.

4. Анализ среднего полупериода корреляционной функции процесса буксования трактора показывает отличие (отношение данных опытного трактора к серийному) указанной величины для вариантов: трактора с плугом на 47,4 %, трактора с культиватором на 23,8 %, трактора с сеялкой на 9,0 %, транспортно-технологического агрегата на 48,0 %. Отношение среднего полупериода показывает, что событие под названием «буксование» в опытном варианте имеет меньшую вероятность появления на указанные проценты.

5. Анализ вероятностных характеристик спектральной плотности процесса буксования показал относительное изменение ширины спектра (среза частот $S(\omega)$) для опытного трактора по отношению к серийному. Отношение данных опытного трактора к серийному при различных вариантах агрегатирования таковы: с плугом – 40,5 %; с культиватором – 31,9 %; с сеялкой 87%; с транспортным прицепом 69%.

Эти величины свидетельствуют о снижении мощности флуктуационной составляющей случайного процесса «буксование» на указанные проценты.

6. Анализ взаимной корреляционной функции двух процессов (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости проходящих частот нагрузки по валопроводу. Отношение времени прохождения (прохождение сигнала в опытном тракторе по отношению к серийному варианту) возмущений по валопроводу при различных вариантах агрегатирования трактора: с плугом – 50,1 %; с культиватором – 48.9 %; с сеялкой 40,1 %; с транспортным прицепом 39,9,%. Это доказывает, что УДМ поглощает частоты нагрузки и снижает их скорость распространения по валопроводу. Анализ данных так же показывает, что серийный вариант находится в прямой корреляции в начальный период (разгон) и в процессе выполнения технологической операции.

7. Анализ взаимной спектральной плотности (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса), показывает смещение (по отношению к серийному варианту) частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при различных вариантах агрегатирования трактора: с плугом – 72,1%; с культиватором – 8,9 %; с сеялкой 33,3 %; с транспортным прицепом 68,3%. Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора, что может означать то, что УДМ, как элемент силовой передачи, поглощает часть колебаний нагрузки, распространяющихся по валопроводу.

8. Результаты вычислений значения нагружения элементов силовой передачи серийного трактора и трактора с УДМ, показывают, что долговечность опытного трактора в среднем до 2,5 раз больше, чем долговечность трактора с серийной силовой передачей. Увеличение долговечности объясняется снижением нагруженности деталей силовой передачи трактора при установке в него УДМ.

9. Общая вероятность безотказной работы трактора без УДМ и с УДМ составляет 0,306 и 0,371 соответственно. Что в процентном отношении составляет 21,3%. Таким образом, повышение долговечности существенно сказывается на повышении надежности. Введение УДМ в силовую передачу трактора приводит к повышению надежности всего трактора, как системы, более чем на 21%.

10. Все перечисленные показатели указывают на то, что применение УДМ в силовой передаче трактора, на примере трактора тягового класса 1,4 (14 кН) во время работы с основными сельскохозяйственными машинами, позволяет существенно улучшить его рабочие характеристики.

11. Представлены, результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования, а также изменения функции взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации с помощью формул Гауссовой функции и функции Фурье, полученные при испытаниях опытного и серийного трактора. Уравнения аппроксимации АКФ и СП и ВСП имеют коэффициент детерминации R^2 >0.90 (R-квадрат). Графики функции указанных характеристик в виде трехмерных фигур позволяют визуального анализировать полученные данные.

12. Полученные методом аппроксимации общий вид и функциональная зависимость автокорреляции и спектральной плотности процесса буксования могут быть аппроксимированы с помощью Гауссовой функции и функции Фурье преобразования с коэффициентом детерминации 0,95 и выше. Полученные методом аппроксимации общий вид и функциональная зависимость взаимной спектральной плотности процессов изменения угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) могут быть аппроксимированы полиномом третьей степени с коэффициентом детерминации 0,88 и выше.

13. Полученные аналитические зависимости динамических характеристик вероятностных процессов (корреляционных функций, функции спектральной плотности, взаимных корреляционных функций, функций взаимной спектральной плотности) позволяют восстановить эти динамические характеристики с заранее оговоренной точностью в результате суперпозиции ряда синусоидальных волн.

14. Полученные аппроксимации могут быть использованы для построения математических моделей и прогнозирования поведения трактора в различных условиях эксплуатации.

15. Как отмечено в «Сельскохозяйственной электронной библиотеке знаний» [239] следует иметь в виду, что представление сигнала в виде спектра довольно

искусственное, и будет ошибкой предполагать, что это, например, анализируемый сигнал действительно является результатом суперпозиции гармонических колебаний потенциала, генерируемых определенным количеством частичных синусоидальных сигналов.

16. Анализ полученных данных агротехнических показателей свидетельствует, что наименьший коэффициент вариации глубины обработки (выборка средне вариабельна) наблюдался при работе трактора в составе агрегата с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче трактора.

17. Установка упруго-демпфирующего механизма в силовую передачу трактора в составе посевного машинно-тракторного агрегата, способствует повышению равномерности хода сошниковой группы на 4,5%, и на 24,7% улучшает среднеквадратичное отклонение, характеризующее стабильность технологического процесса, выполняемого трактором в агрегате сеялкой (посевным машинно-тракторным агрегатом).

7. ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

7.1 Технико-экономическая оценка эффективности применения опытной конструкции упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора

7.1.1. Исходные данные для оценки эффективности применения модернизированной силовой передачи

Проведенные экспериментальные и теоретические исследования показали, что применение упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора оказывает существенное влияние на его эксплуатационные свойства при работе с основным комплексом технологических машин во время выполнения основных технологических операций. В конечном итоге предлагается оценить целесообразность применения упруго-демпфирующего механизма экономическими показателями [96, 138, 175, 176].

Исходная информация для расчета экономической эффективности применения упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче колесного трактора моноблочной компоновки приведена в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Исходные данные и нормативные показатели

Показатели	Трактор базовый	Трактор опытный
Площадь поля, га	50	50
Нома выработки, га/ч	2,5	2,7
Норма амортизации, %	9,1	9,1
Норма отчислений на ремонт, ТО, замену шин и хранение, %	10,0	10,0
Комплексная цена топлива, руб./л	69,45	69,45
Среднегодовая загрузка трактора, ч	1520	1520

Расчет технико-экономической эффективности выполнен на основе результатов экспериментальных исследований в соответствии с известными методиками

и рекомендациями сопоставлением затрат от использования МТА на базе трактора класса 1,4 в базовом и модернизированном вариантах.

Оценки эффективности применения трактора с опытной силовой передачей проводилась с учетом увеличения производительности и снижения расхода топлива при увеличении долговечности и безотказности элементов конструкции.

Результаты расчета размера затрат, необходимых на изготовление опытного образца трактора, приобретение расходных материалов и комплектующих, оплату труда при изготовлении и монтаже приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Результаты расчета дополнительных инвестиций

Показатели	Количество, ед.	Цена, руб. за ед.	Стоимость, руб.
Расходные материалы и комплектующие			
Редуктор планетарный	1	4205	4205
Пневмогидроаккумулятор	1	39551	39551
Насос масляный шестеренчатый	1	8515	8515
Рукава высокого давления	5	5405	27025
Итого затраты на расходные материалы и комплектующие, руб.	—	—	79296
Затраты труда (чел. ч) и оплата труда на изготовление и монтаж			
Слесарные работы, чел-ч	18	350	6300
Монтажные работы, чел-ч	18	350	6300
Токарно-фрезерные работы, чел-ч	8	998	7984
Итого фонд оплаты труда, руб.	—	—	20584
Общие расходы на изготовление и монтаж оборудования			
Итого затрат на изготовление и монтаж, руб.	—	—	99880
Накладные расходы (20 %), руб.	—	—	19976
Всего затрат, руб.	—	—	119856

7.1.2. Расчет технико-экономических показателей

Экономия эксплуатационных издержек определена по формуле

$$И = З + Г + Р_т + А_т, \quad (7.1)$$

где $З$ – оплата труда обслуживающего персонала, руб.;

$Г$ – стоимость топливо-смазочных материалов (ТСМ), руб.;

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

$А_т$ – амортизационные отчисления, руб.

Используя данные таблиц 7.1 и 7.2, определили параметры, входящие в формулу 7.1, и сумму эксплуатационных издержек.

Затраты на оплату труда определены по формуле

$$З = У_о \cdot З_т, \quad (7.2)$$

где $У_о$ – часовая ставка, руб./ч;

$З_т$ – затраты рабочего времени на выполнение работ, ч.

В таблице 7.3 показана экономия затрат труда и фонда оплаты труда при проведении посевных работ.

Таблица 7.3 - Результаты экономии затрат труда и фонда оплаты труда

Показатели	Трактор базовый	Трактор опытный
Уровень оплаты труда механизаторов. руб/чел-ч	250	250
Затраты на оплату труда в расчете на 1 га, руб.	100	92,6
Экономия фонда оплаты труда, руб.	—	370,4

Данные таблицы 7.3 показывают, что при эксплуатации опытного трактора экономия оплаты труда составит 370,4 рублей при посеве поля площадью 50 га.

Стоимость нефтепродуктов определена по формуле

$$Г = R_э \cdot S \cdot Ц_Т, \quad (7.3)$$

где $Rэ$ – расход нефтепродуктов на единицу работы, кг/ч;

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

$Ц_Т$ – комплексная цена нефтепродуктов, руб/кг.

В таблице 7.4 приведены данные по экономии нефтепродуктов.

Таблица 7.4 - Результаты расчета по экономии нефтепродуктов

Показатели	Трактор базовый	Трактор опытный
Расход нефтепродуктов, кг/ч	10	9,23
Экономия нефтепродуктов по стоимости		
Комплексная цена топлива, руб/л	69,45	69,45
Стоимость нефтепродуктов при посеве, руб.	13890	11870,8
Экономия нефтепродуктов, руб.	—	2019,2

Таким образом, эксплуатация опытного трактора в составе МТА позволит снизить расходы на топливо на 2019,2 рублей при посеве поля площадью 50 га.

Затраты на все виды технического обслуживания, текущий и капитальный ремонт, замену шин и хранение определены по формуле

$$P_m = \frac{Б_c \cdot NP}{100}, \quad (7.5)$$

где *Бс* – балансовая стоимость машины, руб.;

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

Амортизационные отчисления определяются

$$A_m = \frac{Б_c \cdot NA}{100}, \quad (7.6)$$

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

Экономия эксплуатационных издержек за год оценивается по формуле

$$Эи_г = \left(\frac{Иг_1}{Qг_1} - \frac{Иг_2}{Qг_2} \right) \times Qг_2, \quad (7.7)$$

где $Q_{Г1}$, $Q_{Г2}$ – объем работ соответственно по серийному и опытному вариантам.

За срок эксплуатации проекта с учетом дисконтирования получен экономический эффект

$$P_r = Э_u \times \frac{(1+NS)^T - 1}{NS}, \quad (7.8)$$

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

T – срок службы трактора, лет.

Коэффициент эффективности капитальных вложений определен по формуле

$$E_t = \sqrt[t]{\frac{P_t}{C_{\text{у.э.}}}} - 1, \quad (7.9)$$

где E_t – годовой коэффициент эффективности капиталовложений;

P_t – экономический эффект за срок службы объекта, руб.;

Су.э. – стоимость новой системы, руб.

Срок окупаемости капиталовложений определен с учетом дисконтирования по формуле

$$T_{ok} = \frac{-\ln\left(1 - \frac{C_{\text{у.э.}} \times NS}{Э_u}\right)}{\ln(1+NS)}, \quad (7.10)$$

В таблице *7.5* приведены показатели, характеризующие общие технико-экономические параметры эффективности применения трактора в составе МТА оснащенного опытной конструкцией силовой передачи.

Из таблицы 7.5 видно, что применение опытного трактора позволяет получить годовой экономический эффект в размере 5675046,96 рублей, срок окупаемости дополнительных инвестиций составляет 0,68 года (примерно 8,2 месяцев).

Следует отметить, что в расчетах не учтено возможное повышение урожайности сельскохозяйственных культур за счет сохранения физико-механических свойств почвы и уменьшение амортизационных затрат на текущий и капитальный

ремонт трактора в виду снижения действующих на него динамических нагрузок и уменьшения буксования колесного движителя.

Таблица 7.5 - Показатели экономическое эффективности

Показатели	Трактор базовый	Трактор опытный
Балансовая стоимость трактора, руб.	2279700,00	2399556,00
Инвестиционные вложения в проект, руб.	—	119856,00
Экономия эксплуатационных издержек за год	—	208076,80
Экономический эффект, руб.	—	5675046,96
Коэффициент эффективности дополнительных инвестиций	—	0,47
Срок окупаемости инвестиций, год	—	0,68

7.2 Оценка эффективности применения упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора находящегося в парке тракторов модельного хозяйства

7.2.1. Краткие сведения о модельном хозяйстве при определении экономической эффективности

Оценка эффективности применения упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора, который находиться в составе различных машинно-тракторных агрегатов, проводилась методом наложения на модельное хозяйство [96, 138, 175, 176]. Вариантные расчеты были проведены с использованием алгоритмо-программного комплекса, базирующегося на симплекс-методе с целочисленным модулем. Алгоритмо-программный комплекс, опирающийся на ГОСТ 34393-2018 «Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки», разработан в отделе механизации полеводства Аграрного научного центра «Донской» в городе Зернограде Ростовской области (ранее АПК СКНИИМЭСХ отдел экономических проблем в агроинженерной сфере) [122].

В качестве базы для расчетов использовались данные по структуре посевных площадей, урожайности сельскохозяйственных культур, севооборотах, почвенно-климатическим условиям южной зоны Ростовской области. Расчеты проведены с наложением на модельное хозяйство, имеющее 10-польный полевой севооборот площадью 10000 га. В приложении З в таблице З.1 представлена структура севооборота модельного хозяйства. В таблице З.2 приложения З представлены плановые урожайности культур севооборота модельного хозяйства. Полевые механизированные работы в базовой версии выполнялись серийными тракторами. В новых модификациях показателей технологических машин на базе тракторов тягового класса 1,4 учтена установка упругого демпфирующего механизма в силовую передачу этих тракторов. На основании проведенных исследований увеличение производительности тракторов с применением упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче в составе агрегатов составит в среднем около 6,6%. Так же произойдет снижение удельного расхода топлива на 7,7%. Показатели экономической эффективности предлагаемых вариантов расчетов определялись сравнением характеристик использования машинотракторных парков, полученных в вариантных оптимизационных расчетах с помощью вышеописанной программы.

По результатам проведённых вычислений в таблицах показаны результаты расчетов экономической эффективности, характеристики энергетики и показатели эффективности инвестиций по двум вариантам базовый и новый. Так же представлены графики загрузки тракторов тягового класса 1,4 в течение полевого периода. Первый вариант – база для сравнения. В этом варианте в качестве альтернативных использовались агрегаты на базе серийных тракторов классов 1,4; 3,0; 5,0. Во втором варианте была увеличена балансовая стоимости тракторов тягового класса 1,4 на 119,85 тыс. рублей (затраты на модернизацию одного трактора).

7.2.2. Результаты расчета базового варианта

По результатам расчетов с использованием алгоритмо-программного комплекса получены показатели эффективности машинно-тракторного парка базового варианта, которые представлены в приложении З в таблице З.3.

Характеристика парка сельхозмашин базового варианта приведена в приложении 3 таблица 3.4. Характеристика парка энергетических машин базового варианта приведены в таблице 7.6.

Таблица 7.6 – Характеристика парка энергомашин базового варианта

Шифр	Наименование	К-во	Стоимость, руб.	Загрузка, часов	Расх. ГСМ, тонн
003	К-744	5	34515600,00	2050,22	108,23
007	Т-150К	18	34074432,00	10279,80	278,73
011	МТЗ-80	51	56100408,00	27767,55	359,60
025	ДОН-1500	31	148799504,00	3743,13	83,20
089	УЭС ДОН-680	7	8400168,00	608,72	9,32
016	КАМАЗ-55102	4	14234304,00	2794,26	15,15
071	МОБИТОКС	3	539952,00	144,34	5,10
073	ОВС-25	6	3394944,00	2456,27	163,89
076	УТМ-30	1	330008,00	200,13	8,76
077	АПЖ-12	1	529984,00	85,60	2,27

График загрузки механизаторов базового варианта представлен на рисунке 7.1. График загрузки трактора тягового класса 1,4 в модельном хозяйстве базового варианта представлен на рисунке 7.2. Калькуляция себестоимости озимой пшеницы в модельном хозяйстве базового варианта представлена в приложении 3 в таблице 3.5.

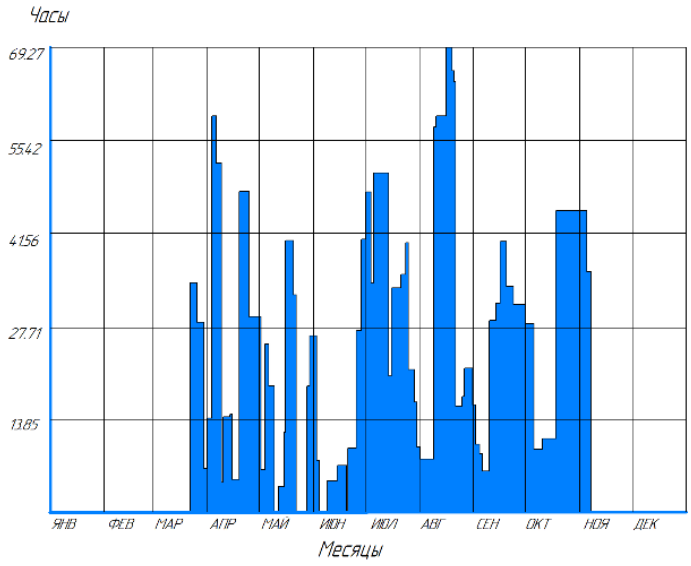


Рисунок 7.1 – График загрузки механизаторов базового варианта

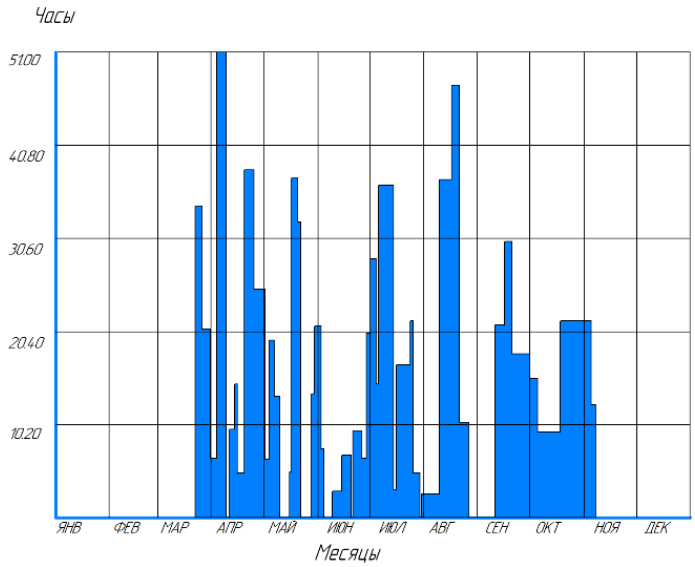


Рисунок 7.2 – График загрузки трактора тягового класса 1,4 в модельном хозяйстве базового варианта

7.2.3. Результаты расчета нового варианта

Показатели эффективности машинно-тракторного парка нового варианта приведены в приложении З в таблица З.6 . Характеристика парка энергомашин нового варианта представлена в таблице 7.7.

Таблица 7.7 – Характеристика парка энергомашин нового варианта

Шифр	Наименование	К-во	Стоимость, руб.	Загрузка, часов	Расх. ГСМ, тонн
003	К-744	5	34515600,00	2027,13	107,01
007	Т-150К	18	34074432,00	9048,22	246,00
011	МТЗ-80	48	58523136,00	28880,35	373,34
025	ДОН-1500	31	148799504,00	3743,13	83,20
089	УЭС ДОН-680	7	8400168,00	608,72	9,32
016	КАМАЗ-55102	4	14234304,00	2794,26	15,15
071	МОБИТОКС	3	539952,00	144,34	5,10
073	ОВС-25	6	3394944,00	2456,27	163,89
076	УТМ-30	1	330008,00	200,13	8,76

График загрузки механизаторов нового варианта представлен на рисунке 7.3. График загрузки трактора тягового класса 1,4 в модельном хозяйстве нового варианта представлен на рисунке 7.4.

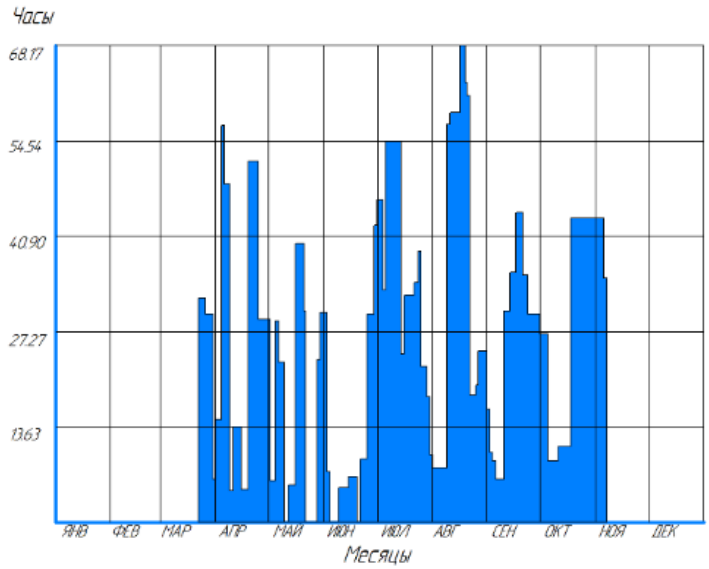


Рисунок 7.3 – График загрузки механизаторов нового варианта

Характеристика парка сельхозмашин нового варианта приведена в приложении З таблица З.8.

Калькуляция себестоимости озимой пшеницы (новый вариант) в модельном хозяйстве нового варианта приведена в приложении З в таблице З.8.

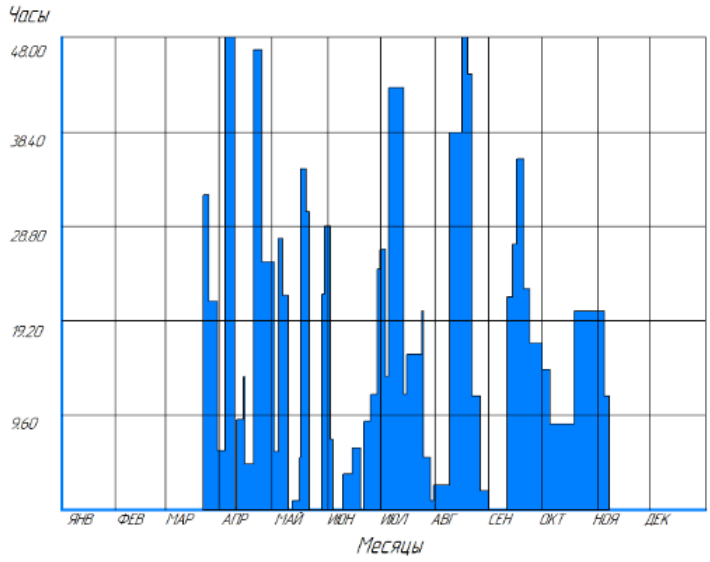


Рисунок 7.4 – График загрузки трактора тягового класса 1,4 в модельном хозяйстве нового варианта

Калькуляция себестоимости озимой пшеницы в новом варианте приведена в приложении З в таблице З.8. Показатели эффективности инвестиций проекта представлены в таблице 7.8.

Таблица 7.8 – Показатели эффективности инвестиций проекта

Наименование	Значение
Чистая прибыль, тыс. руб.	1950,7
Размер инвестиций, тыс. руб.	5752,8
Ставка дисконтирования, %	8,5
Срок поступления доходов, лет.	7,0
Чистый дисконтированный доход (NPV), тыс. руб.	4231,884
Внутренняя норма доходности (IRR), %	27,83
Дисконтированный срок окупаемости (n), лет.	3,54

Анализ результатов расчетов показал, что повышение производительности опытного трактора в модельном хозяйстве позволило сократить парк энергосредств на 3 единицы за счет тракторов класса 1,4. Экономия эксплуатационных затрат составила 1950,7 тыс. руб., что соответствует 1,6%. Сокращение капитальных вложений произошло на 4272,7 тыс. руб., что соответствует экономии в 1.0%. В новом варианте на 2,2% сократился расход топлива.

Размер чистого дисконтированного дохода (ЧДД) в новом варианте составил 4231,9 тыс. руб., что в расчете на гектар пашни составило – 423,2 руб. Срок окупаемости проекта 3,54 года при ставке дисконта 0,85 и внутренней норме доходности – 27,8%. Размер инвестиций в проект составил 5752,8 тыс. руб.

Применение усовершенствованных тракторов класса 1,4 в южной подзоне Ростовской области позволит получить чистый дисконтированный эффект в размере 437 млн. руб.

Чистый дисконтированный эффект в 437 млн руб. получен произведением ЧДД на площадь пашни южной подзоны Ростовской области равной 1032724 га (это Кагальницкий, Зерноградский, Егорлыкский, Целинский, Сальский и Песчанокопский районы Ростовской области).

Показатели эффективности машинно-тракторного парка базового варианта и нового вариантов представлены в таблице 7.9.

Таблица 7.9 – Сравнительные показатели эффективности машинно-тракторного парка базового варианта и нового вариантов представлены

Наименование	Значение базового варианта	Значение проектируемого варианта
Эксплуатационные затраты, тыс.руб	118507,59	116556,92
В том числе		
Заработная плата, тыс.руб	6075,63	6009,51
Стоимость ГСМ, тыс.руб	35057,66	34235,36
Отчисления на реновацию энергомашин, тыс.руб	30459,99	30631,10
Отчисления на реновацию сельхозмашин, тыс.руб	18665,42	17851,45
Отчисления на кап. Ремонт сельхозмашин, тыс.руб	11,74	11,74
Отчисления на тек. Ремонт энергомашин, тыс.руб	15865,75	15984,09
Отчисления на тек. Ремонт сельхозмашин, тыс.руб	12371,40	11833,68
Капитальные вложения, тыс.руб	430859,74	426587,28
В том числе:		
на энергомашины, тыс.руб	293802,15	295694,90
на сельхозмашины, тыс.руб	137057,59	130892,38
Расход топлива, тонн	1034,25	1011,78
Затраты труда, чел-час	61905,99	61562,10
Максимальная потребность в рабочей силе, чел	119	121
В том числе:		
трактористы-машинисты, чел	70	69

Сравнительная калькуляция себестоимости озимой пшеницы в модельном хозяйстве представлена в таблице 7.10.

Таблица 7.10 – Сравнительная калькуляция себестоимости озимой пшеницы в модельном хозяйстве

Наименование	Всего		На 1 га		На 1 ц	
варианты	базовый	новый	базовый	новый	базовый	новый
Зарплата с начислениями, руб.	654,1	623,2	654,1	623,2	21,8	20,8
Стоимость ГСМ, руб.	3123,8	2871,8	3123,8	2871,8	104,1	95,7
Стоимость семян, руб.	2600,0	2600,0	2600,0	2600,0	86,7	86,7
Стоимость мин. Удобрений, руб.	3148,8	3148,8	3148,8	3148,8	105,0	105,0
Стоимость средств защиты, руб.	10086,0	10086,0	10086,0	10086,0	336,2	336,2
Амортизация, руб.	5785,4	5592,7	5785,4	5592,7	192,8	186,4
Ремонты, руб.	3388,8	3321,8	3388,8	3321,8	113,0	110,7
Накладные расходы, руб.	160,7	153,1	160,7	153,1	5,4	5,1
Интегральных затрат, руб.	28947,6	28397,3	28947,6	28397,3	964,9	946,6

Анализирую таблицу 7.10 видно, что удельная стоимость ГСМ и накладных расходов в новом варианте снижается. Это приводит к снижению интегральных затрат по всему хозяйству при производстве, на примере озимой пшеницы.

Сопоставление экономии эксплуатационных затрат и инвестиций определили экономический эффект проекта. Применение усовершенствованных тракторов в южной подзоне Ростовской области позволит получить чистый дисконтированный эффект в размере 437 млн. руб. В таблице 7.11 приведены сравнительные данные по двум вариантам расчета для южной зоны Ростовской области.

Таблица 7.11 – Сравнительные показатели по двум вариантам расчётов

Показатели	Базовый	Новый	Изменение, ед(%)
Эксплуатационные затраты, тыс. руб.	118507,59	116556,92	0,016 (1,6)
Капитальные вложения, тыс. руб.	430859,74	426587,28	0,0099 (1,0)
Затраты труда, чел.-ч.	61905,99	61562,10	0,006 (0,6)

Анализ данных таблицы 7.11 показывает следующее:

– сумма эксплуатационных затрат за полевой сезон работы парка тракторов по южной зоне снизится на 1,6%.

– капитальные вложения сократятся в первом случае на 1,0% от базового варианта расчета;

– общее снижение затрат труда в новом варианте составит 343,89 чел-час, что составляет 0,6%.

Окна программной среды алгоритмо-программного комплекса, базирующегося на симплекс методе с целочисленным модулем, разработанного в отделе экономических проблем в агроинженерной сфере АПК СКНИИМЭСХ (в настоящее время АНЦ «Донской») представлены в приложении З на рисунке З.1 и З.2.

7.3. Выводы по седьмой главе

1. Технико-экономическая эффективность применения устройства для изменения динамических характеристик силовой передачи при совершенствовании од-

ного опытного трактора позволяет получить годовой экономический эффект в размере 567504,70 рублей, экономия эксплуатационных издержек за год составляет 208076,80 руб., срок окупаемости дополнительных инвестиций составляет 0,68 года (примерно 8,2 месяцев).

2. Расчет экономической эффективности применения устройства для изменения динамических характеристик силовой передачи при совершенствовании парка тракторов модельного хозяйства, показал, что экономия эксплуатационных затрат составила 1950,7 тыс. руб. за полевой сезон работы. Размер чистого дисконтированного дохода в новом варианте составил 4231,9 тыс. руб., что в расчете на гектар пашни составило – 423,2 руб. Срок окупаемости проекта 3,54 года при ставке дисконта 0,85 и внутренней норме доходности – 27,8%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования доказали эффективность применения УДМ в силовой передаче трактора моноблочной компоновки, как средства совершенствования тракторов сельскохозяйственного назначения и стабилизации динамических нагрузок, в том числе улучшения функциональных свойств тракторов, находящихся в работе с основными технологическими машинами. Это в конечном итоге позволяет существенно улучшить рабочие характеристики трактора. Предложенная методология исследований подтвердила свою состоятельность. В соответствии с поставленными в настоящей диссертации задачами, сделаны нижеприведенные выводы.

1. Проведенный анализ научно-технической информации, позволил определить пути повышения производительности тракторов сельскохозяйственного назначения, посредством снижения динамической нагруженности силовой передачи. Выявлено, что при совершенствовании силовой передачи, для изменения динамических характеристик системы «Трактор-Агрегатируемая машина» требуются новые методы исследования и технические средства, которые способствуют росту производительности машины и долговечности элементов конструкции. Средством для совершенствования конструкции силовой передачи тракторов моноблочной компоновки является упругий демпфирующий механизм, который обеспечивает стабилизацию и снижение динамических нагрузок. При этом влияние колебаний внешних возмущений, передающихся на двигатель, в указанной системе, при работе трактора в агрегате с плугом составляет 63%, при работе трактора в агрегате с культиватором составляет 73%, при работе трактора в агрегате с сеялкой составляет 75%.

2. Поиск путей снижения динамической нагруженности и повышения надежности элементов конструкции при совершенствовании тракторов моноблочной компоновки сельскохозяйственного назначения привел к разработке новой классификации применяемых упруго-демпфирующих механизмов (систем демпфирования крутильных колебаний и динамических нагрузок), а также к созданию на ее

основе нового УДМ, защищенного патентом, который обеспечивает снижение динамической нагруженности и повышение надежности элементов конструкции.

3. Проведены теоретические исследования крутильных колебаний многомассовой системы силовой передачи тракторов моноблочной компоновки. Определены частоты и формы собственных колебаний, а также проведена оценка эффективности трактора, усовершенствованного упруго-демпфирующим механизмом. Результаты исследований подтвердили, что установка УДМ эффективно снижает резонансный отклик колебательной системы трактора. Расчет добротности это подтверждает. Снижение добротности, и, как следствие, резонансного отклика, уменьшает динамические нагрузки на элементы силовой передачи трактора. Полученные результаты показывают, что установка упруго-демпфирующего механизма обеспечивает снижение резонансного отклика: для трактора тягового класса 0,6 – до 58%, для трактора тягового класса 0,9 – до 52%, для трактора тягового класса 1,4 – до 30%.

4. Установка упруго-демпфирующего механизма позволила изменить частоты собственных колебаний тракторов различных тяговых классов. Для трактора тягового класса 0,6 смещение составило до 54%, для трактора тягового класса 0,9 – до 33%, для трактора тягового класса 1,4 – до 60%.

5. Разработанный метод теоретических исследований позволил осуществить синтез различных режимов и условий работы колёсного трактора с механической силовой передачей, на примере трактора моноблочной компоновки, в конструкции силовой передачи которого установлено устройство для изменения динамических характеристик (упруго-демпфирующий механизм), при агрегатировании с основными технологическими машинами. В результате обобщенного исследования динамических процессов (результаты работы трактора с плугом, с культиватором и с сеялкой), получен компромисс между тремя локальными решениями по оптимизации параметров конструкции, при разных условиях работы трактора, который заключается в снижении динамической нагруженности двигателя в среднем до 32%. Полученное значение является компромиссным между результатами работы трак-

тора в агрегате с плугом – динамическая нагруженность снижается до 37% и в агрегате с культиватором – динамическая нагруженность снижается до 27%, это эффективнее результатов, полученных при агрегатировании трактора с сеялкой – величина динамической нагруженности снижается до 25%.

6. Осуществленный синтез различных режимов и условий работы трактора позволил сформировать исходные данные для построения векторно-целевой функции (компромиссно-оптимальной модели), с помощью которой определены физические значения конструктивных параметров устройства для изменения динамических характеристик (упруго-демпфирующего механизма). Компромиссно-оптимальная модель представляет собой математическое описание, учитывающее полученные ранее решения и позволила определить скалярное значение векторно-целевой функции, которое составляет L=0,68 (при максимально возможном значении 1,0). Данное значение свидетельствует о том, что в результате оптимизации удалось достичь снижения колебаний в силовой передаче на 32%, что соответствует величине поглощенных колебаний нагрузки, передающейся на двигатель. Это означает, что выбранные параметры упруго-демпфирующего механизма обеспечивают существенное снижение динамической нагруженности двигателя и, как следствие, повышение надежности трактора в целом.

7. Разработанная методика и алгоритм экспериментальных исследований динамики движения колесного трактора, позволяет комплексно подходить к вопросу планирования, проведения, обработки и анализа результатов исследований, тем самым решая обозначенную научную проблему. Анализ полученных вероятностных характеристик экспериментальных данных показал общее снижение нагрузки на конструктивные элементы силовой передачи трактора. Величина этой нагрузки определяется взаимодействием звеньев через упругие и демпфирующие связи между ними. Данные экспериментов показывают, что снижается и сила тягового сопротивления в среднем по всем процессам до 8,5%, буксование движителя – до 7,2%, что позволило увеличить производительность в среднем на 8%. Полученные результаты могут быть использованы для оптимизации конструкции тракторов и повышения их эффективности.

8. Аппроксимации, функциональных зависимостей автокорреляции и спектральной плотности процессов буксования, полученные с помощью Гауссовой функции и функции Фурье преобразования, обладают коэффициентом детерминации 0,95 и выше. Аппроксимации полиномом третьей степени, функциональных зависимостей взаимной спектральной плотности процессов изменения угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса), обладают коэффициентом детерминации 0,88 и выше. Полученные аппроксимации могут быть использованы для построения математических моделей и прогнозирования поведения трактора в различных условиях эксплуатации.

9. Проведены сравнительные расчетно-экспериментальные исследования с целью оценки влияния упруго-демпфирующего механизма на динамическую нагруженность и надежность силовой передачи трактора. Результаты доказали, что долговечность элементов конструкции силовой передачи опытного трактора, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом, в среднем в 2,5 раза выше, чем у аналогичных элементов конструкции базового (серийного) трактора. Увеличение долговечности объясняется снижением динамической нагруженности в среднем на 16%. Исследованиями доказано, что установка упруго-демпфирующего механизма в силовую передачу трактора повышает безотказность опытного трактора более чем на 21%.

10. Расчетно-теоретические и экспериментальные исследования тракторов позволили оценить снижение динамической нагруженности элементов конструкции и рассчитать экономическую эффективность применения упруго-демпфирующего механизма как устройства для совершенствования силовых передач сельскохозяйственных тракторов моноблочной компоновки.

11. Технико-экономическая эффективность применения устройства изменения динамических характеристик силовой передачи для улучшения характеристик одной машины, показывает, что применение опытного трактора позволяет получить экономию эксплуатационных издержек за год в размере 208076,80 руб., срок окупаемости дополнительных инвестиций составляет 0,68 года.

12. Расчет экономической эффективности, выполненный с использованием

алгоритмо-программного комплекса, базирующегося на симплекс-методе с целочисленным модулем (для парка тракторов), показал, что экономия эксплуатационных затрат за полевой сезон работы составила 1950,7 тыс. руб. Размер чистого дисконтированного дохода в новом варианте составил 4231,9 тыс. руб., что в расчете на гектар пашни составило – 423,2 руб. Срок окупаемости проекта 3,54 года при ставке дисконта 0,85 и внутренней норме доходности – 27,8%.

Разработчикам при проектировании силовых передач тракторов моноблочной компоновки тяговых классов 0.6, 0.9 и 1.4 рекомендуется применять упруго-демпфирующие механизмы, эффективность которых доказана проведенными исследованиями, а конструкции защищены патентами (№ 2398147 РФ, № 2299135 РФ, № 2739100 РФ). При этом подбор параметров жесткости и демпфирования следует проводить посредством компромиссно-оптимальной модели, представляющей собой математическое описание условий работы трактора и учитывающей конструктивные параметры используемого упруго-демпфирующего механизма.

Заводам-изготовителям рекомендуется внедрение упруго-демпфирующих механизмов (патенты № 2398147 РФ, № 2299135 РФ, № 2739100 РФ) в серийное производство тракторов моноблочной компоновки тяговых классов 0.6, 0.9 и 1.4. Учитывая относительно малый срок окупаемости дополнительных инвестиций, рекомендуется модернизация существующих линеек тракторов путем установки узлов демпфирования динамических нагрузок (пневмогидроаккумулятор, устройство изменения инерционности привода).

Предприятиям, эксплуатирующим сельскохозяйственную технику, для повышения эффективности выполняемых полевых работ (пахота, культивация, посев) тракторами моноблочной компоновки тяговых классов 0.6, 0.9 и 1.4, рекомендуется применять полученные значения оптимальных параметров упругодемпфирующего механизма (площадь сечения дросселя – $2{,}285 \cdot 10^{-4}$ м^2; объем пневмогидроаккумулятора – $4{,}030 \cdot 10^{-3}$ м^3; давление предварительно сжатого воздуха в пневмогидроаккумуляторе – $4{,}446 \cdot 10^{5}$ Па; момент инерции привода – $4{,}740 \cdot 10^{-3}$ кг·м^2).

Перспективы дальнейшей разработки темы: создание систем упреждающего управления динамическими свойствами тракторных агрегатов путем интеграции

адаптивных алгоритмов в бортовые интеллектуальные системы, функционирующие на основе предиктивного анализа микропрофиля почвы и режимов работы двигателя с учетом параметров силовой передачи, в которую установлен упруго-демпфирующий механизм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов А. М. Управление динамикой движения седельных автопоездов // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2007. – №. 9 (9). С.70-73.

2. Абызов А.А. Обеспечение безотказности элементов ходовых систем быстроходных гусеничных машин при проектировании на основе моделирования процессов эксплуатации и формирования отказов: диссертация … доктора технических наук: 05.05.03/01.02.06. / Абызов, Алексей Александрович. – Челябинск, 2014. – 263 с. ил.

3. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л.Е. Агеев. – Л.: Колос, 1978. – 296 с.

4. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

5. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента / Ю.П. Адлер, С.А. Айвазян, Ю.В. Грановский, Е.В. Маркова, В.В. Налимов, Г.Ф. Филаретов. Под общ. Редакцией Г.К. Круга – М.: НАУКА, 1966. – 424 с.

6. Адлер Ю.П. Теория эксперимента: прошлое, настоящее, будущее / Ю.П. Адлер. – М.: Знание, 1982. – 64 с.– (Новое в жизни, науке, технике. Математика, кибернетика. Вып.2)

7. Анилович В.Я. Конструирование и расчёт сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие / В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

8. Анилович В.Я. О коэффициенте запаса муфты сцепления трактора / В.Я. Анилович // Тракторы и сельхозмашины. – 1960. - № 8. – С. 15…18.

9. Арженовский А.Г. Совершенствование организации технического сервиса, методов и средств функционального оперативного диагностирования мо-бильных энергетических средств в агропромышленном комплексе: диссертация … доктора технических наук: 05.20.03. / Арженовский Алексей Григорьевич. – Зерноград, 2020. – 264 с. ил.

10. Артеменко Н.А. Экономическая эффективность использования сельскохозяйственной техники / Н.А. Артеменко. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

11. Артоболевский И. И. Введение в акустическую динамику машин / И.И.Артоболевский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д.Генкин. – М.: Наука. Глав. ред. Физико-математ.

Лит-ры, 1979. 296 с.

12. Аттетков А.В. Методы оптимизации: Учеб. Для вузов / Аттетков А.В., Галкин С.В., Зарубин В.С; под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко [2-е изд.]. –МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 440с.

13. Бабанин Н. В. Улучшение плавности хода машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 с упругодемпфирующим приводом на ведущих колесах //Современные проблемы науки и образования. – 2015. – №. 2-2. – С. 46-46.

14. Бабанин Н. В. Экспериментальные исследования на плавность хода, производительность и топливную экономичность машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4, оборудованного газогидравлическим упругодемпфирующим приводом / Н. В. Бабанин, О. И. Поливаев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – №. 3. – С. 112-118.

15. Бакулина М. С. Системный и комплексный подходы: сходство и различие / М. С. Бакулина // Вестник Красноярского государственного педагогического университета им. В.П. Астафьева. – 2011. – № 2. – С. 168-173. – EDN NXNIDT. URL: https://www.elibrary.ru/item.asp?id=16520233 .

16. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б.Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков – М.: Машиностроение. – 1973. 280 с.

17. Барский И.Б. Сцепления транспортных и тяговых машин. Под ред. Геккера Ф.Р. / И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.; - М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.: ил.

18. Бахтин В.И. Метод множителей Лагранжа /В. И. Бахтин, И. А. Иванишко, А. В. Лебедев, О. И. Пиндрик. – Минск: БГУ, 2012. – 40 с.

19. Белая А. Дело техники. Как обстоят дела с обновлением парка сельхозмашин у российских аграриев / Алена Белая // Агроинвестор. – 1 апреля 2021. – №04. – Режим доступа: https://www.agroinvestor.ru/tech/article/35567-delo-tekhniki-kak-obstoyat-dela-s-obnovleniem-parka-selkhozmashin-u-rossiyskikh-agrariev/

20. Бендат Д. Измерение и анализ случайных процессов / Д. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1974. – 464 с.

21. Бендат Д. Применение корреляционного и спектрального анализа / Д. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1983. – 312 с.

22. Беспамятнова Н.М. Колебания и вибрации в технологических процессах

почвообрабатывающих и посевных машин и агрегатов / Н.М. Беспамятнова. – Ростов н/Д: ООО «Терра», НПК «Гефест», 2002. – 176 с.

23. Беспамятнова Н.М. Научно-методические основы адаптации почвообрабатывающих и посевных машин / Н.М. Беспамятнова. – Зерноград: ВНИПТИМЭСХ, 2008. – 224 с.

24. Биргер И. А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение – 1979., 702 с.

25. Бойко Б.П., Тюрин В.А. Спектр сигнала: учебно-методическое пособие / Б.П. Бойко, В.А. Тюрин.- Казань: Казанский федеральный университет, 2014.-38 с.

26. Бойков П.И. Исследование переходных процессов тракторной коробки передач с переключением на ходу / П.И. Бойков, А.С. Солонский, И.П. Ксеневич // Тракторы и сельхозмашины. – 1967. – № 2. – С. 8…12.

27. Болотин А.А. О характере нагрузки на двигатель и силовую передачу трактора / А.А. Болотин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1959. – № 11. – С.15…19.

28. Болтинский В.Н Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1959. – № 2. – С. 3…8.

29. Болтинский В.Н Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинский // Механиза- ция и электрификация сельского хозяйства. – 1959. –№ 4. – С. 13…16.

30. Болтинский В.Н. Научные основы агротехничесих требований на ско-ростные тракторы / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1964. – № 1. – С. 13…20.

31. Болтинский В.Н. Разгон МТА на повышенных скоростях / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1961. – № 3. – С. 1…8.

32. Бондарев А.Г. Изменение физических свойств и плодородия почв Нечерноземной зоны под воздействием ходовых систем сельскохозяйстенной техники / А.Г. Бондарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – № 5. – С. 8…10.

33. Борзов А.А. Повышение агротехнических качеств колёсных движтелей сельскохозяйственной техники: Автореф. Дис. …канд. Техн. наук. – Зер- ноград, 1991. – 18 с.

34. Бочаров Н.Ф. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н.Ф. Бочаров, В.И. Гусев, В.М. Семенов. – М.: Машиностроение,1974.—208 с.

35. Василевский В. И. Теоретическое и экспериментальное определение сил в сцепке седельного автопоезда //Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – №. 3.

36. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка // Г.В. Веденяпин, Ю.К. Киртбая, М.П. Сергеев. / Учебники и учебные пособия для вузов – М.: Сельхозиздат, 1963. – 431 с.

37. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 199 с.

38. Ведринский О. С. Исследования влияния упругодемпфирующего привода ведущих колес на работу сцепления при разгоне тракторного агрегата / О. С. Ведринский // Повышение эффективности использования мобильных энергетических средств в различных режимах движения : материалы международной научно-практической конференции, посвященной 115 годовщине со дня рождения профессора Харитончика Ефима Мироновича, Воронеж, 06 апреля 2016 года. Том Часть 2. – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2017. – С. 31-35. – EDN YSAHBJ.

39. Венсель В.В. Интегральная регрессия и корреляция: Статистическое моделирование рядов динамики / В.В. Венсель – М.: Финансы статистики, 1983. – 223 с.

40. Вентцель А.Д. Курс теории случайных процессов / А.Д. Венцель. – М.: Наука, 1975. – 320 с.

41. Вентцель Е.С. Теория вероятностей: Учеб. Для вузов / Е.С. Венцель. – 7-е изд. Стер. – М.: Высш. Шк., 2001. – 575 с.

42. Веремеев Н.Н. Колебания автомобильного колеса при взаимодействии с неровностями. / Н.Н. Веремеев, Д.М. Ломако, А.М. Сапелкин // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. – Минск, 1987. – Вып. 2. – С. 20-23.

43. Вернигор В.А. Математическое моделирование тракторного двигателя / В.А. Венигор // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – №12. – С. 5-7.

44. Виленкин С.Я. Статистическая обработка результатов исследований случайных функций / С.Я. Виленкин. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.

45. Воронин А.Н. Компромиссное решение условной оптимизации // International Journal “Information Technologies & Knowledge” Vol. 6, Number 3, 2012. – P. 219-226;

46. Воронин А.Н., Зиатдинов Ю.К., Козлов А.И. Векторная оптимизация динамических систем. – К.: Техніка, 1999. – 284 с.

47. Габдрафиков Ф.З. Повышение технико-экономических показателей тракторных дизелей на частичных и неустановившихся режимах работы / Ф.З. Габдрафиков, Р.Р. Сафина // Российский электронный научный журнал. – 2017. – №2 – 24. – С. 95 – 109.

48. Гапич Д. С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов : специальность 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства": диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Гапич Дмитрий Сергеевич, 2014. – 393 с. – EDN PSAUQI.

49. Гатаулин А.М. Система прикладных статистико-математических методов обработки экспериментальных данных в сельском хозяйстве / А.М. Гатаулин. Ч.1 – М.: Изд-во МСХА, 1992. – 160 с.

50. Гатаулин А.М. Система прикладных статистико-математических методов обработки экспериментальных данных в сельском хозяйстве / А.М. Гатаулин. Ч.2. – М.: Изд-во МСХА, 1992. – 192 с.

51. Геккер Ф.Р. Исследование влияния основных параметров упруго-фрикционного демпфера на крутильные колебания силовой передачи трактора / Ф.Р. Геккер, С.Г. Борисов // Труды НАТИ. – М., 1974. – Вып. 227. – С. 16-28.

52. Генкин М.Д. Методы управляемой виброзащиты машин / М.Д. Генкин, В.Г. Елезов, В.В. Яблонский; М.: Наука, 1985. -240 с., ил.

53. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин. Насосы шестеренчатые, насосы шестеренчатые двухсекционные, гидромоторы и мотор-насосы шестерённчатые, насосы специальные: Каталог; ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш. – М., 1977.

54. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин. Насосы шестеренчатые: Каталог; ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш. – М., 1986.

55. Гидравлическое оборудование тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог. Ч.1; ЦНИИТЭИавтосельхозмаш. – М., 1989.

56. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. Пособие для вузов / В.Е. Гмурман. – 9-е изд., стер. – М.: Высш. Шк., 2003. – 479 с.

57. Годжаев З. А. Совершенствование динамических характеристик силовых передач тракторов на основе методов многокритериальной оптимизации: Дис…. докт. Техн. наук / З. А. Годжаев; -М., 1994.

58. Годжаев З.А. Малотоннажные автоприцепы с управляемыми сцепными устройствами для промышленных и сельскохозяйственных предприятий / З.А.Годжаев, А.Ю.Измайлов, Л.А.Михолап, А.С.Малолетов, В.М.Волчков, Ю.Я.Комаров, В.А.Короляш. – М.: ВИМ, 2019 – 126 с.

59. Годжаев З. А. Вибрационная защита гидравлической системы подрессоривания мобильных машин с применением активного регулирования нейросетевым контроллером / З. А. Годжаев, С. Е. Сенькевич, В. А. Кузьмин // Тракторы и сельхозмашины. – 2019. – № 4. – С. 43-49. – DOI 10.31992/0321-4443-2019-4-43-49.

60. Годунов М.В. Разработка методов и средств улучшения функционирования культиваторного агрегата оптимизацией динамических свойств пневматических шин: Дис. … канд. Техн. наук / М.В. Годунов. – Зерноград, 2000. –209 л.

61. Гордиенко В.В. Анализ неисправностей коробок передач тракторов семейства МТЗ и метод их диагностирования на основе микроконтроллерной платы ARDUINO // Научное обозрение. Технические науки. – 2019. – № 6. – С. 44-49; URL: https://science-engineering.ru/ru/article/view?id=1269.

62. Горячкин В.П. Земледельческая механика. Собрание сочинений: Т.2 / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – 459 с.

63. ГОСТ 20915-2011 «Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний» (введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 3 июля 2012 г. N 148-ст взамен ГОСТ 20915-75)

64. ГОСТ 26244-84 «Обработка почвы предпосевная. Требования к качеству и методы определения» (введен в действие постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 30 июля 1984 г. N 2688)

65. ГОСТ 7057-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» (Межгосударственный стандарт введен в действие постановлением Государственного комитета РФ по стандартизации и метрологии от 27 мая 2002 г. N 206-ст взамен ГОСТ 7057-

81. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний).

66. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили: теория и эксплуатационные свойства: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению «Агроинженерия» / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин; под общ. Ред. О.И. Поливаева. – М.: КноРус, 2011. – 259 с.

67. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А. Статика и динамика машин: В типичных режимах эксплуатации. –М.: Машиностроение, 1967.

68. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания / Дж.П. Ден-Гартог; М.: Гос. Изд-во физ.-мат. Лит., 1960. – 580 с., ил.

69. Денисов В.П. Оптимизация рабочего процесса землеройно-транспортных машин с учетом случайного характера нагрузок: Дис… докт. Техн. наук. – Омск, СибАДИ, 2005. – 269 с.

70. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин: Учебное пособие. Курган: Редакционно-издательский центр КГУ, 2008. 153 с.

71. Диканев Т.В. Спектральный анализ сигналов. Учебно-методическое пособие для студентов факультета нано-и биомедицинских технологий. – Саратов: Саратовский государственный университет, 2011. 24 с.

72. Додонов Б.М., Пчелин И.К., Хачатуров А.А., Шеф А.Л. Исследование поперечных колебаний (виляний) звеньев автопоезда с помощью АММ. Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей // Материалы Второго Всесоюзного совещания в Минске 1-3 февраля 1965 г./ Б.М. Додонов, И.К. Пчелин, А.А. Хачатуров. А.Л. Шеф. – Москва. НАМИ – 1966. – Т.1.- с. 193-204.

73. Долгих Л.А. Алгоритмы обработки информации на основе анализа быстропеременных процессов. Дис. … канд. Техн. наук. – Пенза, 2014. – 131 с., ил.

74. Долгов И.А. Современное состояние и тенденции развития тракторной энергетики и погрузочно-транспортирующих средств в сельском хозяйстве: учебное пособие / И. А. Долгов. – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2010, 63с.

75. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б.А. Доспехов. – М.: Колос, 1979. – 416 с.

76. Дунин-Барковский И.В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике / И.В. Дунин-Барковский, Н.В. Смирнов. – М.: Гостехиздат, 1955. – 556 с.

77. Дурягина В.В., Гамолина И.Э. Решение задачи оптимизации параметров упругодемпфирующего механизма на пахоте [Электронный ресурс] // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2017. – №. 131. Режим доступа: http://ej.kubagro.ru/2017/07/pdf/77.pdf (дата обращения 14.04.2018)

78. Дьяконов В. П. MATLAB. Полный самоучитель. – М.: ДМК Пресс, 2012. – 768 с.: ил.

79. Дьяконов В.П., Mathcad 8-12 для студентов [Электронный ресурс] / В.П. Дьяконов – М. : СОЛОН-ПРЕСС, 2005. – 632 с. – ISBN 5-98003-212-6 – Режим доступа: https://library.geotar.ru/book/ISBN5980032126.html.

80. Дьяконов В.П. Maple 9.5/10/11 в математике, физике и образовании / В. П. Дьяконов. – 2-е изд., перераб. И доп. – Москва: ДМК Пресс, 2010. – 752 с.

81. Елисеева И.И. Общая теория статистики / И.И. Елисеева, М. М. Юзбашев: Учебник. — М.: Финансы и статистика, 2002. — ISBN 5-279-01956-9.

82. Ерохин А.Т. Аппроксимация многоэкстремальных функций и вопросы сжатого представления гравиметрической информации // Методика измерения гравитационных полей. – М.: ИФЗ, АН СССР, 1974. – С. 81–109.

83. Ерохин А.Т. Алгоритм аппроксимации экстремумов многоэкстремальной функции гауссовскими полиномами / А.Т. Ерохин, Э.С. Кубанейшвили, В.Б. Лебедев // Методика измерения ускорения силы тяжести. -М: ИФЗ, АН СССР, 1973. – С.81-96

84. Жутов А.Г. Исследование влияния микрорельефа полей на работу ходовой системы колесных тракторов при повышенных скоростях движения: Дис. … канд. Техн. наук. – Волгоград, 1972. – 146 с., ил.

85. Завалишин Ф.С. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства / Ф.С. Завалишин, М.Г. Мацнев. – М.: Колос, 1982. – 231 с.

86. Игнатьев Ю.Г. Программное обеспечение теории кривых второго порядка в пакете компьютерной математики [Электронный ресурс] / Ю.Г. Игнатьев, А.Р. Самигуллина // Вестник ТГГПУ. 2011. №4(26). С. 24-29. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/programmnoe-obespechenie-teorii-krivyh-vtorogo-poryadka-v-pakete-kompyuternoy-matematik i (дата обращения: 12.08.2020).

87. Иофинов С.А. Определение эксплуатационных параметров и показателей работы агрегатов при вероятностном характере исследуемых величин / С.А. Иофинов, Б.Л.

Минцберг // Механизация и электрификация соц. Сел. Хоз-ва. – 1971. – №12. – С. 42-46.

88. Ипполитова, Н. В. Взаимосвязь понятий «методология» и «методологический подход» / Н. В. Ипполитова // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Образование. Педагогические науки. – 2009. – № 13(146). – С. 9-15. – EDN KUXFOH.

89. Карман Т., Био М. Математические методы в инженерном деле / Т.Карман, М.Био. Л.: ОГИЗ – 1948. – 424 с.

90. Карпенко Т. Н. К вопросу об определении частот собственных крутильных колебаний многомассовой динамической модели / Т. Н. Карпенко, А. В. Чурляев //Вестник Приазовского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2010. – №. 20. – С. 213-216.

91. Карсаков А.А. Исследование влияния эластичного привода ведущих колес на некоторые динамические показатели колесных тракторов: Автореф. Дис. … канд. Техн. наук. – Волгоград, 1974. – 24 с.

92. Киртбая Ю.К. Организация использования машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. – М.: Колос, 1974. – 288 с.

93. Киртбая Ю.К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Колос, 1982. – 319с.

94. Кирюшин В. И. Проблема минимизации обработки почвы: перспективы развития и задачи исследований [Электронный ресурс] // Земледелие. – 2013. – №. 7. С. 3-6. Режим доступа: http://jurzemledelie.ru/arkhiv-nomerov/7-2013/813-problema-minimizatsii-obrabotki-pochvy-perspektivy-razvitiya-i-zadachi-issledovanij (дата обращения: 06.08.2020).

95. Кнороз В.И. Проходимость автомобиля и его оценка. / В.И. Кнороз – Автомобильная промышленность. № 3. -1958.

96. Ковалев В.В. Методы оценки инвестиционных проектов / В.В. Ковалев. – М.: Финансы и статистика. – 2003.- 220 с.

97. Кожуханцев А.Н. Движение колесного трактора с учетом его вертикальных и горизонтальных колебаний (математическое описание) // Исследование динамических свойств сельскохозяйственных тракторов. – М., 1975. – С.21-34.

98. Кожуханцев А.Н. О влиянии вертикальных колебаний колесного трактора на снижение тягово-динамических показателей // Тракторы и с.-х. машины. – 1977. - №7. – С. 10-12.

99. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский; М.: Наука, 1966. – 318 с., ил.

100. Коневцов М.Д. Влияние микронеровностей поля и твердости почвы на неустановившийся характер движения тракторного навесного агрегата: Дисс. Канд. Техн. наук – Зерноград, 1975. – 199с.

101. Коробейников А.Т. Испытания сельскохозяйственных тракторов / А.Т.Коробейников, В.С. Лихачев, В.Ф. Шолохов. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с. ил.

102. Косов П. Н. Лизинг в решении вопросов расширенного воспроизводства МТП отечественного аграрного сектора / П. Н. Косов, Ю. В. Чутчева // АПК: Экономика, управление. – 2022. – № 1. – С. 36-40. – DOI 10.33305/221-36.

103. Котляров В.В. Гидростатическая передача в трансмиссии трактора / В.В. Котляров, Ю.С. Толстоухов, В.А. Кравченко // Вопросы исследования гидроприводов и тепловых процессов в сельскохозяйственном производстве. – Ростов н/Д , 1977. – С. 28-37.

104. Котляров В.В. Влияние жёсткости сцепки трактора на работу трения муфты сцепления в период трогания МТА / В.В. Котляров, А.М. Цукуров // Вопросы механизации и электрификации сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 1974. – Вып. 17. – С. 58…65.

105. Котляров В.В. Значение коэффициента неустановившегося режима движения трактора и методика его определения / В.В. Котляров, Н.Н. Мелешик // Сб. науч. тр. Азово-Черноморского института механизации сельского хозяйства / АЧИМСХ. – Ростов-на-Дону, 1970. – Вып. 21. – С. 37…50.

106. Котляров В.В. Исследование некоторых вопросов улучшения показателей неустановившегося движения машинно-тракторного агрегата / В.В. Котляров // Исследование и совершенствование конструкций тракторов, автомобилей и двигателей: сб. науч. тр. / ЧИМЭСХ, вып. 63. – Челябинск, 1973. – С. 63…68.

107. Котляров В.В. Исследование процесса разгона МТА с податливой связью в прицепном устройстве трактора / В.В. Котляров, А.М. Цукуров // Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 1973. – Вып. 16. – С. 249…256.

108. Котляров В.В. Исследование энергетического баланса МТА в первой фазе

разгона / В.В. Котляров, Н.Н. Мелешик // Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ, вып. 14. – Зерноград, 1971. – С. 76…81.

109. Котляров В.В. О влиянии жёсткости связей машинно-тракторного агрегата на его неустановившееся движение / В.В. Котляров // Труды АЧИМСХ. – Ростов-на-Дону: Ростиздат. – 1970. Вып. 21. – С. 18…36.

110. Котляров В.В. О влиянии переменной массы на движение машинно-тракторного агрегата при трогании и разгоне / В.В. Котляров // Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ, вып. 12. – Зерноград, 1969. – С. 40…54.

111. Котляров В.В. Об эффективности защиты тракторных двигателей от внешних колебаний тяговой нагрузки / В.В. Котляров, В.А. Кравченко // Повышение эффективности использования сельскохозяйственной техники: сб. науч. тр. / Ставропольский СХИ. – Ставрополь, 1981. – Вып. 44, т. 4.– С. 44.

112. Кравченко В.А. Влияние УДМ в силовой передаче энергетического средства класса 1,4 на динамические процессы в звеньях машинно-тракторного агрегата. / В.А.Кравченко, Л.В.Кравченко, **С.Е.Сенькевич**, В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 177(03). – С. 104-113. – DOI: 10.21515/1990-4665-177-010. – EDN: LNSVPW. Режим доступа: http://ej.kubagro.ru/2022/03/pdf/10.pdf

113. Кравченко В.А. Влияние УДМ в силовой передаче энергетического средства класса 1,4 на буксование его движителей при работе в составе МТА / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, **С.Е. Сенькевич**, В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 178(04). – С. 119-128. – DOI 10.21515/1990-4665-178-010. – EDN AHSFAQ. Режим доступа: http://ej.kubagro.ru/2022/04/pdf/10.pdf .

114. Кравченко В.А. Технико-экономические показатели МТА на базе мобильного энергетического средства тягового класса 1,4 с упругодемпфирующим механизмом в силовой передаче / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, **С.Е. Сенькевич**, В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 179(05). – С. 55-64. – DOI 10.21515/1990-4665-179-005. – EDN NATWTR. Режим доступа:

http://ej.kubagro.ru/2022/05/pdf/05.pdf

115. Кравченко В.А. Влияние на качество выполнения работ машинно-тракторными агрегатами, агрегатируемых мобильными энергетическими средствами тягового класса 1,4 с УДМ в силовой передаче / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, **С.Е. Сенькевич**, В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 180(06). – С. 72-82. – DOI 10.21515/1990-4665-180-008. – EDN FIXPQI. Режим доступа: http://ej.kubagro.ru/2022/06/pdf/08.pdf

116. Кравченко В. А. Исследование влияния жёсткости внешних связей колёсного трактора класса 1,4 на разгон агрегата //Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2017. – №. 125. URL: http://ej.kubagro.ru/2017/01/pdf/24.pdf.

117. Кравченко В. А. Влияние упругодемпфирующего механизма на показатели пахотного агрегата на базе трактора класса 1,4 / В.А. Кравченко, В.В. Дурягина //Вестник аграрной науки Дона. – 2015. – Т. 3. – №. 31.

118. Кравченко В.А. Некоторые статистические показатели функционирования посевного МТА с упруго-демпфирующим механизмом в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, **С.Е. Сенькевич** //Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №. 9. – С. 32-34.

119. Кравченко В. А. Исследование влияния упругодемпфирующего механизма на показатели работы посевного машинно-тракторного агрегата / В.А. Кравченко, **С.Е. Сенькевич**, А.А. Сенькевич //Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2007. – №. 11. – С. 21-23.

120. Кравченко В.А. Лабораторные испытания трактора с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии // Достижения науки – агропромышленному производству / В.А. Кравченко, В.Г. Яровой, А.А. Сенькевич, **С.Е. Сенькевич**, А.С. Галайко – Челяб. Гос. Агроинженер. Ун-т.-Челябинск, 2005.-Ч. 2.-С. 195-198.-Библиогр.: с.198. Шифр 05-3098.

121. Кравченко В. А. Некоторые результаты аналитических исследований машинно-тракторного агрегата с упругим элементом в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, **С.Е. Сенькевич** // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2005. – № S7. – С. 78-83.

122. Кравченко В.А. Повышение эффективности функционирования сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов на базе колёсных тракторов: дис. на соиск. Уч. Степ. Д-ра техн. наук / Кравченко Владимир Алексеевич. – Зерноград, 2012, – 379 с.

123. Кравченко В.А. Результаты исследований пахотного агрегата на базе трактора класса 1,4 с УДМ в трансмиссии [Текст]// Вестник ВИЭСХ. 2017. №2(27). С. 87-91.

124. Кравченко В.А. Модернизация посевного машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, **С.Е. Сенькевич**, В.А. Максименко // Международный научный журнал. – 2008. № 1. – С. 57-62.

125. Кравченко В.А. Модернизация посевного агрегата введением в трансмиссию трактора упругодемпфирующего механизма / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, **С.Е. Сенькевич**, В.А. Максименко //Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2008. – №. 9. – С. 13-17.

126. Кравченко В.А. Влияние инерционных вращающихся масс и жёсткости трансмиссии на статистические показатели движения МТА / В.А. Кравченко, В.Г. Яровой, Н.Н. Мелешик; ФГОУ ВПО АЧГАА, Зерноград, 1997. – Деп. В ВИНИТИ, № 4958-В97.

127. Кравченко В.А. Влияние переменной инерционной массы двигателя на выходные показатели МТА с трактором класса 1,4 / В.А. Кравченко, Н.Н. Мелешик // Совершенствование технологических процессов, машин и аппаратов в инженерной сфере АПК: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 1996. – С. 217…221.

128. Кравченко В.А. Исследование влияния дополнительной инерционной массы двигателя на разгон машинно-тракторного агрегата / В.А. Кравченко, Н.Н. Мелешик // Совершенствование конструкций и повышение эффективности функционирования колёсных и гусеничных машин в АПК: сб. науч. тр. / ФГОУ ВПО АЧГАА. – Зерноград, 2007. – С. 59…63.

129. Кравченко В.А. Современные почвообрабатывающие и посевная техника ОАО «Белагромашсервис» / В.А Кравченко, А.А. Сенькевич, **С.Е. Сенькевич**, В.А. Максименко // Техника и оборудование для села. – 2009. – № 5. – С. 19-21.

130. Кравченко В.А. Комплексная оценка работы культиваторного агрегата // Технологии и средства механизации полеводства: сб. науч. тр. / В.А. Кравченко, В.Г. Яровой, М.В. Годунов – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА., 2002. – С. 153…156.

131. Кравченко В.А. Математическая модель культиваторного агрегата / В.А.

Кравченко, В.Г. Яровой, С.Г. Пархоменко // Адаптивные технологии и технические средства в полеводстве и животноводстве: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 2000. – С. 67…72.

132. Кравченко В.А. Математическая модель машинно-тракторного агрегата с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, **С.Е. Сенькевич** // Совершенствование конструкций и повышение эффективности функционирования колёсных и гусеничных машин в АПК: сб. науч. тр. / ФГОУ ВПО АЧГАА. – Зерноград, 2007. – с. 66…71.

133. Кравченко В.А. Некоторые результаты агротехнической оценки МТА на базе трактора класса 1,4 / В.А. Кравченко, Н.Н. Мелешик // Механизация и электрификация производственных процессов в животноводстве: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 1996. – С. 168…171.

134. Кравченко В.А. Обоснование оптимальных режимов работы машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 5: Дис.… канд. Техн. наук / Владимир Алексеевич Кравченко. – Зерноград, 1982. – 234 с.

135. Кравченко В.А. Оптимизация параметров упругодемпфирующего механизма в трансмиссии трактора класса 5 / В.А. Кравченко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2008. – № 8, 2008. – с. 13…14.

136. Кравченко В.А. Результаты полевых испытаний культиваторного машинно-тракторного агрегата с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, **С.Е. Сенькевич** // Совершенствование конструкций и повышение эффективности функционирования колёсных и гусеничных машин в АПК: сб. науч. тр. / ФГОУ ВПО АЧГАА. – Зерноград, 2007. – С. 64…65.

137. Крон Г. Исследование сложных систем по частям – диакоптика. – М.: Наука, 1972. – 544 с.

138. Крылов, Э.И. Анализ эффективности инвестиционной и инновационной деятельности предприятий: учеб. Пособие / Э.И.Крылов. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Финансы и статистика. – 2003. – 608 с.

139. Ксеневич И.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов / И.П. Ксеневич, В.П. Тарасик. – М.: Машиностроение, 1979. – 280 с.

140. Ксеневич И.П. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет

[Текст]. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / И.П.Ксеневич, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др. Под общ. Ред. И.П. Ксеневича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

141. Кузнецов Н.Г. Влияние упругих элементов сочленения машинно-тракторных агрегатов на работу энергетической установки / Н.Г. Кузнецов, В.Г. Кривов, Р.А. Григорьянц, Ю.П. Дегтярев // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в АПК СНГ. – 1994. – Вып. 6. – С. 97-100.

142. Кузнецов Н.Г. Алгоритм расчета математической модели процесса разгона трактора МТЗ-80 с пневмогидравлической планетарной муфтой сцепления в среде MathCAD / Н.Г. Кузнецов, Д.А. Нехорошев, Н.С. Воробьева // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2010. – №. 2.

143. Кузнецов Н.Г. Стабилизация режимов работы скоростных машинно-тракторных агрегатов / Н.Г. Кузнецов // Монография, – Волгоград: Издательско-полиграфический комплекс ВГСХА «Нива» 2006.–424 с.

144. Кузнецов Н.Г. Теория тягового баланса энергонасыщенных колёсных тракторов при работе на тяжёлых почвах засушливых зон / Н.Г. Кузнецов. – Волгоград: Издательско-полиграфический комплекс ВГСХА «Нива», 2004.–140 с.

145. Кузнецов С.Н. Метод идентификации объекта управления на входе и выходе которого случайные процессы с переменным во времени средним значением //Журнал радиоэлектроники. – 2002. – №. 3. – С. 4-4.

146. Кузнецов Ю.В. Спектральный и временной анализ импульсных и периодических сигналов: Учебное пособие / Ю.В. Кузнецов, А.Б. Баев. – М.: Изд-во МАИ, 2007. – 95 с.: ил.

147. Курепин В.В. Обработка экспериментальных данных / В.В. Курепин, И. В. Баранов. Под ред. ВА Самолетова. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2003.–57 с.

148. Кутьков Г.М. Анализ источников генерации колебаний нагрузки на двигатель сельскохозяйственных тракторов / Г.М. Кутьков, В.С. Пучков, А.И. Холин // Тракторы и сельхозмашины. – 1975.– №6.– С. 9-10.

149. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение. – 1980. – 215 с.

150. Лапик В.П. Механико-технологические основы взаимодействия гусеничных

движителей кормоуборочных машин с переувлажненной пойменной почвой: Дис… на соиск. Уч. Степ. Д-ра техн. наук / Лапик Владимир Павлович. – Брянск, 2015. – 337 с.

151. Лапшин С.А. Некоторые нагрузки в трансмиссии автомобиля, вызванные работой карданной передачи / С.А. Лапшин; Труды НАМИ. Вып. 72. 1965.

152. Лашко В.А., Лейбович М.В. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС: Учебное пособие. – Хабаровск: Изд-во Хабар. Гос. Техн. ун-та. – 2003. – 211 с.

153. Липкович Э.И. Органическая система земледелия / Э.И. Липкович, Л.П.Бельтюков, А.М. Бондаренко // Техника и оборудование для села. – 2014. – №8. – С. 2–7.

154. Липкович Э.И. Совершенствование мобильных энергосредств / Э.И.Липкович // Техника и оборудование для села. – 2014. – № 10. – С. 2-8.

155. Лихачёв Д. С. Особенности вибронагруженности и пути снижения крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой.: дис. на соиск. Уч. Степ. К-та техн. наук / Лихачёв Дмитрий Сергеевич. – Москва, 2017. – 135 с.

156. Ломоносов Ю.Н. Исследование влияния упругих свойств силовой передачи на работу тракторного агрегата: Автореф. Дисс… канд. Техн. наук: Ленинград, 1962. -21с.

157. Лукьянчук А. Д. Исследование нагруженности и выбор режимов форсированных испытаний гидромеханических трансмиссий легковых автомобилей малого класса: Автореф. Дис… канд. Техн. наук. – Мн., 1981. – 20 с.

158. Лурье А.Б. Динамика регулирования навесных сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье.– Л.: Машиностроение, 1969. – 288 с.

159. Лурье А.Б. Моделирование сельскохозяйственный агрегатов и их систем управления / А.Б. Лурье, И.С. Нагорский, В.Г. Озеров, Е.А. Абелев, Г.В. Литновский; Под ред. А.Б. Лурье. – Л.: Колос. 1979. – 312 с. ил.

160. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А. Б. Лурье. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Москва: Колос, 1981. – 382 с.

161. Лурье А.И. Аналитическая механика. М.: ГИФМЛ, 1961. -824 с.

162. Лысов А.М. Исследование влияния типа трансмиссии на производительность сельскохозяйственных тракторов, проведенное на аналоговой вычислительной машине / А.М. Лысов // Гидрообъемные и гидромеханические тракторные трансмиссии; сб. науч. тр. / НАТИ. – М.: ОНТИ НАТИ, 1966. – № 184.

163. Львов, Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. М.: Машгиз, 1960. – 252 с.

164. Львовский К.Я. Исследование процессов переключения передач под нагрузкой в тракторных трансмиссиях: дис. … канд. Техн. наук / К.Я. Львовский. – М., 1970. – 195 с.

165. Любимов А. И. Динамика широкозахватных агрегатов основной обработки почвы: Автореф. Дис. . д-ра. Техн. наук – Челябинск, 1973. – 40с.

166. Любимов А.И. Резервы интенсификации технологии, машины для интенсификации основной обработки почвы / А.И. Любимов, Р.С. Рахимов. – Челябинск, 1987. — 20с.

167. Любимов А. И. Элементы системы автоматизированного проектирования широкозахватных почвообрабатывающих машин / А.И. Любимов, Р.С. Рахимов, В.Г. Янкелевич и др. – Челябинск, 1988. – 73с.

168. Максимов В.П. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах / В. П. Максимов, И. В. Егоров, В. А. Карасев. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.

169. Мангушев В.А. Основы теории и конструкции двигателей внутреннего сгорания / В.А. Мангушев; М.: Воениздат, 1973. – 422 С., ил.

170. Мандрыка В.С. Динамическая надёжность элементов валопровода энергетических турбоагрегатов при внезапных изменениях нагрузки: дис…канд. Техн. наук: 05.20.01: - Л.: 1983. – 214 с.

171. Маркина М.В., Судакова А.В. Практикум по решению задач оптимизации в пакете MATLAB: учебно-методическое пособие [электронный ресурс]. – Нижний Новгород: Нижегородский госуниверситет, – 2017. – 49с. Режим доступа: http://www.unn.ru/books/met_files/optim_MAHTLAB.pdf

172. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. 2-е изд., перераб. И доп. Москва: Машиностроение, 1980.

173. Медведев М. М. Об аппроксимации корреляционных функций //Ученые записки ЦАГИ. – 1971. – Т. 2. – №. 4.

174. Меликов И. М. Разработка методов и средств улучшения условий функционирования рабочих органов зерноуборочного комбайна оптимизацией динамических свойств пневматических шин: Дис. … канд. Техн. наук / И. М. Меликов. – Зерноград, 2001. – 175 л.

175. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники: нормативно-справочный материал. Ч.1. – М. Минселхозпром России, 1998. – 219 с.

176. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники: нормативно-справочный материал. Ч.2. – М. Минселхозпром России, 2000. – 251 с.

177. Мирский Г.Я. Характеристики стохастической взаимосвязи и их измерения / Г.Я. Мирский. – М.: Энергоиздат, 1982. – 320 с. ил.

178. Михайлов В. Г. Исследование, аппроксимация характеристик подушек сидений и их влияние на вибронагруженность водителя ТС //Системный анализ и прикладная информатика. – 2016. – №. 1.

179. Михайлов В.Г. Исследование устойчивости и управляемости автомобиля с применением моделирующих машин. Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей // Материалы Второго Всесоюзного совещания в Минске 1-3 февраля 1965 г. Москва. НАМИ – 1966. – Т.1.- с. 134-145.

180. Морозов Б.И. Исследование вынужденных продольных колебаний звеньев автопоезда. / Б.И. Морозов, Г.М. Напольский // Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей. Материалы Второго Всесоюзного совещания в Минске 1-3 февраля 1965 г.// Б.И. Морозов, Г.М. Напольский. – Москва. НАМИ – 1966. – Т.1.- с. 205-217.

181. Мясникова Н.В. Экспресс-анализ сигналов в технических системах / Н.В. Мясникова, М.П. Берестень // Монография — Пенза: ПГУ, 2012.

182. Мясникова Н.В. Метод исследования сигналов на основе экстремальных значений и выборочной гистограммы / Н.В. Мясникова, А.П. Панов // Датчики систем измерения, контроля и управления: Межвуз. Сб. науч. тр. – Пенза: Изд-во Пенз. Гос. Ун-та, 2000. – Вып. 19. – С. 102-107.

183. Мясникова Н.В. Спектральный анализ на основе исследования экстремальных значений процесса / Н.В. Мясникова, М.П. Строганов, М.П. Берестень // Датчики систем измерения, контроля и управления: Межвуз. Сб. науч. тр.– Пенза: Изд-во Пенз. Гос. Техн. ун-та, 1995. – Вып. 15. – С. 80–82.(108).

184. Мясникова Н.В. Моделирующие методы спектрального анализа на основе исследования экстремальных значений процесса / Н.В. Мясникова, М.П. Строганов, М.П.

Берестень // Цифровые модели в проектировании и производстве РЭС: Межвуз. Сб. науч. тр.- Пенза: Изд-во Пенз. Гос. Техн. ун-та.- 1995.- Вып. 7. – С.59-63. (107).

185. Мясникова, Н.В. Аппроксимативный способ Wavelet-анализа / Н.В. Мясникова, М.П. Берестень // Датчики и системы. – 2003. – № 1. – С. 17–20.

186. Мясникова, Н.В. Спектральный анализ сигналов по амплитудным и временным параметрам на основе измерительного эксперимента: диссертация … доктора технических наук: 05.11.01. / Мясникова, Нина Владимировна. – Пенза, 2001. – 379 с. ил.

187. Мясникова Н.В. Теоретические основы экспресс-анализа / Н.В. Мясникова, М.П. Берестень // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. №6, 2006.– С.117-123.

188. Мясникова Н.В. Экстремальная фильтрация и ее приложения / Н.В.Мясникова, М.П. Берестень // Датчики и системы. – 2004. – № 4. – С. 8–11.

189. Наземные тягово-транспортные системы. Энциклопедия. Т.3 / И.П.Ксеневич, В.А. Гоберман, Л.А. Гоберман; Под ред. И.П. Ксеневич. – М.: Машиностроение, 2003. – 787 с.

190. Наземные тягово-транспортные системы: Энциклопедия. Т.1 / И.П.Ксеневич, В.А. Гоберман, Л.А. Гоберман / Под ред. И.П. Ксеневич.– М.: Машиностроение, 2003. – 743 с.

191. Наземные тягово-транспортные системы: Энциклопедия. Т.2 / И.П.Ксеневич, В.А. Гоберман, Л.А. Гоберман; Под ред. И.П. Ксеневич. – М.: Машиностроение, 2003. – 878 с.

192. Нехорошев Д. А., Нехорошев Д. Д. Планетарная упругая муфта в трансмиссии колесного трактора класса 1,4 //Достижения науки и техники АПК. – 2009. – №. 12.

193. Нехорошев Д.А. Стабилизация режимов МТА использованием пневмогидравлической муфты сцепления / Д.А. Нехорошев– Дис. … докт. Техн. наук. – Волгоград, 2014. – 283 с.

194. Нехорошев Д.Д. Моторно-трасмиссионная установка с двигателем постоянной мощности и пневмогидравлической планетарной муфтой сцепления / Д.Д. Нехорошев, А. Ю. Попов, П. В. Коновалов, Д. А. Нехорошев // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2019. – № 2(54). – С. 382-389. – DOI 10.32786/2071-9485-2019-01-45.

195. Нехорошев Д.Д., Нехорошев Д.А. Энергетическое средство в трансмиссии

колесного трактора //Уникальные исследования XXI века. – 2015. – №. 12. – С. 40-41.

196. Осадчий Е. П. Анализ быстропеременных процессов в сложных технических системах: Учеб. Пособие / Е. П. Осадчий, М.П. Берестень, Н. В. Мясникова, М. П. Строганов. – Пенза: Изд-во Пенз. Гос. Техн. ун-та, 1996. – 64 с.

197. Островерхов Н.Л. Нагруженность трансмиссий колесных машин / Н.Л.Островерхов, В.Н. Ксендзов. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 88с.;

198. Официальный сайт Министерства промышленности и торговли Российской Федерации (Минпромторг России) https://minpromtorg.gov.ru/

199. Официальный сайт Министерства сельского хозяйства Российской Федерации (Минсельхоз России) https://mcx.gov.ru/

200. Официальный сайт Российской ассоциации производителей специализированной техники и оборудования (Росспецмаш) https://rosspetsmash.ru/

201. Официальный сайт Федеральной службы государственной статистики (Росстат) https://rosstat.gov.ru/

202. Павленко С.Т. Влияние упруго-демпфирующих элементов трансмиссии на некоторые показатели работы трактора / С.Т. Павленко, О.И. Поливаев // Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – № 1. – С. 15…17.

203. Пархоменко С.Г. Совершенствование функционирования машинно-тракторного агрегата с колесным трактором класса 1,4 на основе оптимизации параметров пневматических шин: Дис. … канд. Техн. наук. – Зерноград, 1999. – 146 л.

204. Патент № 2252148 Российская Федерация С1 МПК7 В60К 17/10. F15B 1/24. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, А.А. Сенькевич, А.С. Галайко, Р.Н. Морозов, В.Г. Яровой, Ю.С. Толстоухов, А.К. Верховцев; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия» (ФГОУ ВПО АЧГАА) – №2003135567/11; Заявл. 05.12.2003; опубл: 20.05.2005. Бюл. №14.

205. Патент № 2222440 Российская Федерация С1 МПК7 В60К 17/10. Устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, Сенькевич А.А., В.Г. Яровой, Ю.С. Толстоухов; заявитель и патентообладатель «Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия» - № 2002129554/11; заявлено 4.11.2002, опубл. 27.01.2004, бюл. №3.

206. Патент № 2299135 Российская Федерация C1 МПК7 B60K 17/10. F15B 1/24. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, А.А. Сенькевич; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия» (ФГОУ ВПО АЧГАА). – №2005138603/11; Заявл. 12.12.2005; опубл. – 20.05.2007. – Бюл. №14.

207. Патент № 2398147 Российская Федерация C1 7 F16H 47/04 Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинно-тракторного агрегата [Текст]/ В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич, Д.А. Гончаров, В.В. Дурягина; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия» (ФГОУ ВПО АЧГАА) – 2008153010/11; Заявл. 31.12.2010; опубл. 27.08.2010, Бюл. №24.

208. Патент № 2739100 Российская Федерация B60K 17/10. Автоматическое устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства [Текст]/ С.Е. Сенькевич, Е.Н. Ильченко, В.А. Кравченко, В.В. Дурягина, З.А. Годжаев, И.С. Алексеев; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ) – Заявка №2020127178/11(047838); Заявл. 13.08.2020; опубл. 21.12.2020, Бюл. №26.

209. Патент № 83458 на полезную модель U1 Российская Федерация, МПК B60K 17/10. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинно-тракторных агрегатов [Текст]/ В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич; Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия» (ФГОУ ВПО АЧГАА). – №2008152960/22; Заявл. 31.12.2008; опубл. 10.06.2009. – Бюл. №16.

210. Пейсахович Ю.А. Идентификация и синтез устойчивости движения пахотных агрегатов / Пейсахович Юрий Александрович: диссертация … доктора технических наук: 05.13.01, 05.20.01.- Краснодар, 2004.- 487 с.: ил. РГБ ОД, 71 06-5/67

211. Позин Б.М. Совершенствование параметров промышленных гусеничных тракторов (теория, эксперимент, внедрение) / Позин Борис Михайлович: авторефера дис. … доктора технических наук: 05.05.03, 05.05.04.- Москва, 1991.- 64 с.: ил.

212. Поливаев О.И. Снижение динамической нагруженности мобильных энергетических средств от внешних воздействий и повышение их тягово-динамических показателей / О.И. Поливаев, В.К. Астанин, Н.В. Бабанин //Лесотехнический журнал. – 2013. – №. 3 (11). С. 150-156.

213. Поливаев О.И. Влияние упругодемпфирующего привода ведущих колес на поворачиваемость МТА / О.И. Поливаев, А.Н. Беляев, Е.М. Попов // Тракторы и с.-х. машины. – 2000. – №3. – С. 19-20.

214. Поливаев О.И. Крутильные колебания валов механических трансмиссий / О.И. Поливаев, А.Н. Беляев, Е.М. Попов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2000.– №4.– С. 5-6.

215. Поливаев О.И. Работоспособность упругодемпфирующих приводов тракторов ЛТЗ / Поливаев О.И., Гусенко Н.Е. // Проблемы обеспечения работоспособности машинно-тракторного парка. – Воронеж, 1990. – С. 80- 87.

216. Поливаев О.И. Упругодемпфирующий привод на колесных тракторах / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко, А.С. Дурманов, Р.И. Фролов // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1990.– №3.– С. 11-12.

217. Поливаев О.И. Эффективность использования энергетических средств в режиме торможения за счёт упругодемпфирующих приводов ведущих колёс. -Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ.-2014, С.113.

218. Поливаев О.И. Повышение тягово-сцепных и разгонных свойств машинно-тракторного агрегата за счет модернизации приводов ведущих колес / О.И.Поливаев, О. С. Ведринский, В. В. Труфанов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2017. – № 4(55). – С. 112-116. – DOI 10.17238/issn2071-2243.2017.4.112.

219. Поливаев О.И. Исследования влияния упругодемпфирующего привода ведущих колес на их буксование при разгоне тракторного агрегата / О.И. Поливаев, О.С. Ведринский // Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения. – 2018. – С. 53-56.

220. Поливаев О.И. Эффективность использования машинно-тракторных агрегатов, работающих с упругодемпфирующими приводами ведущих колес / О.И.Поливаев, С.Н. Пиляев, Д.Б. Болотов // Тракторы и сельхозмашины. – 2021. – Т. 88. – № 6. – С. 76-81. – DOI 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81. – EDN JGGTWA.

221. Попов Д.А. Системы подрессоривания современных тракторов / Д.А.Попов,

Е.Г. Попов, Ю.Л. Волошин, Л.Н. Кутин, В.И. Субботин – М.: Машиностроение, 1974. – 176 с.

222. Попов В.Б. Анализ собственных частот и определение динамических коэффициентов трансмиссии сельскохозяйственной машины / В.Б. Попов, Ю.В.Чупрынин, Д.В. Джасов // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. 2017. № 2(69). С. 32-39.

223. Портер У. Современные состояния общей теории систем / У. Портер. Перевод с англ. – М.: Наука, 1971 – 556 с.

224. Прентковский О. Динамика транспортного средства в момент экстренного торможения / Олег Прентковский, Робертас Печелюнас // Transport and telecommunication. Riga: Transport and Telecommunication Institute. – 2005, – N6(3), – pp 407-415. ISSN: 1407-6160. Режим доступа: https://www.researchgate.net/publication/274699671 URI: http://dspace.vgtu.lt/handle/1/2733

225. Пресняков В.А. К вопросу об эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов //Территория новых возможностей. Вестник Владивостокского государственного университета экономики и сервиса. – 2009. – №. 1 (1).

226. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т. 1 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.: ил.

227. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с., ил. стр. 182.

228. Ротенберг Р.В. Основы надежности системы водитель-автомобиль-дорога-среда. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с. ил.

229. Решетов Д.Н. Демпфирование колебаний в деталях станков / [Д.Н. Решетов, З.М. Левина]; В кн. Исследование колебаний металлорежущих станков М.: Машгиз, 1958. С. 17-24.

230. Ривин Е.И. Динамика Привода Станков. Москва: Машиностроение, 1966. – 204 с.

231. Российская технологическая платформа «Инновационные машинные технологии сельского хозяйства» (утвержд. На заседании Президиума Совета при Президенте РФ по модернизации и инновационному развитию России, 24 июня 2016 г., протокол № 3).

232. Ротенберг Р.В. ЭВМ и исследование эксплуатационных качеств автомобилей. Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей // Материалы Второго Всесоюзного совеща-ния в Минске 1-3 февраля 1965 г. Москва. НАМИ – 1966. – Т.1.- с. 25-40.

233. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения / В.А. Русанов. – Москва: РАСХН, ВИМ, 2000. – 368 с.

234. Рыбников К.А. Введение в комбинаторный анализ / К. А. Рыбников. – М.: МГУ, 1985. – 253 с.

235. Садовский Г.А. Теоретические основы информационно-измерительной техники / Г.А. Садовский. – М.: Высшая школа, 2008. – 480 с.

236. Свешников А.А., Прикладные методы, теории случайных функций // издание 2-е, переработанное и дополненное. Главн. Ред. Физ.-матем. Лит. Изд-ва «Наука», М: 1968.

237. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2020619748. Программа для нахождения компромиссного решения на основе метода неопределенных множителей Лагранжа с целью определения влияния конструктивных факторов упругодемпфирующего механизма в трансмиссии трактора / С.Е. Сенькевич, Е.Н. Ильченко, З.А. Годжаев, И.С. Алексеев; заявитель и патентообладатель «Федаральный научный агроинженерный центр ВИМ» - заявка № 2020619120; заявлено 14.08.2020, дата регистрации в реестре. 24.08.2020.

238. Свитачев А.И. Моделирование и оптимизация динамической нагруженности силовых передач транспортных машин : специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Свитачев Анатолий Иванович. – Иркутск, 2005. – 295 с.

239. Сельскохозяйственная электронная библиотека знаний URL: http://www.cnshb.ru/AKDiL/0049/

240. Сенькевич А.А. Повышение эффективности функционирования посевного машинно-тракторного агрегата путем установки в трансмиссию трактора класса 1,4, упругодемпфирующего механизма / Анна Александровна Сенькевич – Дис. … канд. Техн. наук. – Зерноград, 2008. – 157 с.

241. Сенькевич С.Е. Исследование характеристик динамической системы транс-

миссии трактора сельскохозяйственного назначения тягового класса 0,9 / **С.Е.Сенькевич**, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Техника и оборудование для села. – 2025. – № 4(334). – С. 16-20. – DOI 10.33267/2072-9642-2025-4-16-20.

242. Сенкевич С.Е. Определение динамических характеристик крутильных колебаний многомассовой системы колесного сельскохозяйственного трактора тягового класса 1.4 / **С. Е. Сенькевич**, З. А. Годжаев, Е. Н. Ильченко, И. С. Алексеев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2024. – № 6. – С. 3-15. – DOI 10.31857/S0235711924060011. – EDN NPGWBC.

243. Сенкевич С.Е. Определение частот и форм собственных крутильных колебаний многомассовой системы самоходного шасси тягового класса 0,6. / С.Е.Сенкевич, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Известия НВ АУК. 2024. 4(76). 387-419. DOI: 10.32786/2071-9485-2024-04-44.

244. Сенькевич С.Е. Анализ результатов экспериментальных исследований трактора класса 1.4 модернизированного гидропневматическим демпферным устройством в силовой передаче / С.Е.Сенькевич, // Агротехника и энергообеспечение. – 2019. – № 3 (24). С. 8 -16.

245. Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследова-ний сельскохозяйственного трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче. / **С.Е. Сенькевич** // Известия МГТУ МАМИ. – 2021. – № 4(50). – С. 49-59. – DOI 10.31992/2074-0530-2021-50-4-49-59.

246. Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследований мобильного энергетического средства в составе транспортного агрегата с упруго-демпфирующим механизмом / С.Е. Сенькевич, З.А. Годжаев, Н.В. Сергеев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 4. – С. 369-380. – DOI 10.22281/2413-9920-2021-07-04-369-380. URL: https://doi.org/10.22281/2413-9920-2021-07-04-369-380

247. Сенькевич С.Е. Результаты применения гидропневматического демпфирующего устройства в силовой передаче трактора малого класса тяги для улучшения показателей работы / С.Е. Сенькевич, Е.К. Васильев, А.А. Сенькевич // Агротехника и энергообеспечение. – 2018. – № 4(21). – С. 128-139.

248. Сенькевич С.Е. Повышение долговечности силовых передач МЭС за счет снижения их динамической нагруженности / С.Е. Сенькевич, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Вестник ЮурГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 22-33. DOI: 10.14529/engin210302

249. Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследований трактора, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом при агрегатировании с сеялкой / С.Е. Сенькевич, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2021. – № 4. – С. 33-44. – DOI 10.31992/0321-4443-2021-4-33-44.

250. Сенькевич С.Е. Повышение эффективности функционирования транспортного МТА путем установки УДМ в трансмиссии трактора кл 1,4 / С.Е. Сенькевич, В.А. Кравченко, Р.Н. Морозов // Совершенствование конструкций и повышение эффективности эксплуатации колесных и гусеничных машин в АПК: межвузовский сборник научных трудов – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2010. – 220 с. – С.90 – 93.

251. Сенькевич С.Е. Повышение эффективности функционирования культиваторного машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4. / Сергей Евгеньевич Сенькевич – Дис. … канд. Техн. наук. – Зерноград, 2006. – 142 с.

252. Сенькевич С.Е. Упругодемпфирующий элемент в трансмиссии трактора / С.Е. Сенькевич, А.А. Сенькевич // Научная молодежь – агропромышленному комплексу. – Зерноград, 2003. – С. 153-157.

253. Сенькевич С.Е. Результаты проведения полевых исследований трактора класса тяги 1,4 с упруго-демпфирующим механизмом в силовом приводе / С.Е.Сенькевич, Е.Н. Ильченко, З.А.Годжаев, В.В. Дурягина // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 4(46). С. 70−79. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-70-79.

254. Сенькевич С.Е. Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии при движении в составе транспортного тракторного агрегата / С.Е. Сенькевич, Н.С.Крюковская // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 59−66. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66.

255. Сенькевич С.Е. Результаты экспериментальных исследований машинно-тракторного агрегата с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора / С.Е. Сенькевич // Мелиорация и водное хозяйство: Материалы науч.-практ. Конф. «Повышение эффективности использования орошаемых земель Южного Федерального округа». Вып.4 Т2 ФГОУ ВПО НГМА, – Новочеркасск: ООО НПО «Темп», 2005. – 268 с. С. 225 –

231.

256. Сенькевич С.Е. Результаты регрессионного анализа проведенного на математической модели посевного МТА с УДМ в трансмиссии трактора / С.Е. Сенькевич, В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, // Совершенствование конструкции и повышение эффективности функционирования колесных и гусеничных машин в АПК: Межвузовский сборник научных трудов. – Зерноград, АЧГАА, 2007. – 154 с, С. 107–111.

257. Сенькевич С.Е. Результаты экспериментальных исследований посевного машинно-тракторного агрегата с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора / С.Е. Сенькевич, В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, // Совершенствование конструкции и повышение эффективности функционирования колесных и гусеничных машин в АПК: Межвузовский сборник научных трудов. – Зерноград, АЧГАА, 2007. – 154 с, С. 111–113.

258. Сенькевич С.Е. Математическая модель МТА с упругодемпфирующим механизмом в силовой передаче колесного трактора класса 1,4 / С.Е. Сенькевич, В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, В.Г. Яровой, А.С. Галайко // Актуальные проблемы агропромышленного комплекса: Междунар. Сб. науч. тр. – Зерноград, АЧГАА, 2005. – 126 с. С. 33–38.

259. Сенькевич С.Е. Моделирование движения МТА с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии / С.Е.Сенькевич, В.А. Кравченко, В.Г. Яровой, А.А. Сенькевич, А.С. Галайко // Материалы XLIII науч.-техн. конф. ЧГАУ. – Челябинск, 2004 . – Ч.2. – С. 223–226.

260. Сенькевич С.Е. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 путем введения в трансмиссию упругодемпфирующего элемента / С.Е. Сенькевич, В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич // Материалы XLII науч.-техн. конф. ЧГАУ. – Челябинск, 2003. – Ч.2. – С. 223–226.

261. Сергеев Н.В. Энергетика качения тракторных шин: монография / Н.В. Сергеев. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2017. – 210 с.

262. Сергеев Н.В. Снижение энергозатрат при функционировании пропашного агрегата за счёт изменения структуры шин трактора класса 1,4 / Николай Викторович Сергеев: дис. … канд. Техн. наук: 05.20.01 – Зерноград, 2009 – 153 с: ил.

263. Сергеев Н.В. Курсовая устойчивость агрегата / Н.В. Сергеев, С.Е. Сенькевич,

Р.А. Чичиль // Вестник ВИЭСХ. 2017. № 1 (26). С. 61-66.

264. Сергеев Н.В. Определение коэффициентов сопротивления боковому уводу шин для достижения требуемых эксплуатационных качеств МТА. /Н.В. Сергеев, С.Е. Сенькевич // Тракторы и сельхозмашины. – 2019.– №1. – С 70-74. DOI: 10.31992/0321-4443-2019-1-70-74

265. Сергеев Н.В. Составляющие мощностного баланса колеса / Н.В. Сергеев, С.Е. Сенькевич, М.В. Яровая, // Вестник ВИЭСХ. 2015. № 3 (20). С. 99-104.

266. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко. – М: Питер, 2002.– 604 с.

267. Серёгин А.А. Обоснование и разработка методов повышения надёжности приводов механических систем сельскохозяйственного назначения.: дис. на соиск. Уч. Степ. Д-ра техн. наук / Серёгин Александр Анатольевич. – Зерноград, 2018. – 329 с.

268. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович // Руководство и справочное пособие. Под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение. – 1975., 488 с.

269. Сидоров М.В. Повышение эффективности использования машинно-тракторного агрегата за счет применения технологического модуля с ведущими движителями для трактора тягового класса 1,4 / Максим Владимирович Сидоров // дис. канд. Техн. 05.20.01 – КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.

270. Сидоров М.В. Упругодемпфирующие свойства транспортно-технологического модуля в составе сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата / М. В. Сидоров // Международный научно-исследовательский журнал. — 2015. — №10 (41) Часть 2. — С. 119—121. DOI: 10.18454/IRJ.2015.41.012

271. Силаев А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин / А.А. Силаев – М.: Машинострание, 1972. – 190 с.

272. Синицкий С.А. Влияние нагрузки машинно–тракторного агрегата на показатели двигателя в условиях эксплуатации: дис. канд. Техн. наук. Казанская Государственная Сельскохозяйственная Академия, Казань, 2005.

273. Соловейчик А.А. Математические модели случайных воздействий в статистической динамике мобильных сельскохозяйственных агрегатов (с компьютерной реализацией на MathCad). – М.: ВИМ, 2013 – 152 с.

274. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184с.

275. Стратегия машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России на период до 2020 г., Москва 2008. – 78 с.

276. Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года (Утв. Распоряжением Правительства Российской Федерации от 7 июля 2017 г. № 1455-р), Москва – 2017. – 39 с.

277. Стрелков С. П. Механика. – М.: Наука, 1975. – 560 с. ил.

278. Строков В.Л. Изыскание и исследование средств повышения эффективности применения колесных машин в условиях сельского хозяйства: Дис. … д-ра техн. наук. – Волгоград, 1975. – 270 с.

279. Строков В.Л. О выборе параметров эластичного привода ведущих колес сельскохозяйственного трактора // Совершенствование конструкции и методов использования машин в сельском хозяйстве. – Волгоград, 1979. – Т. 69. – С. 116-123.

280. Строков В.Л. Эластичные приводы ведущих колес тракторов – Лекции для слушателей факультета повышения квалификации. – Волгоград: ВСХИ, 1981. – 55 с.

281. Строков В.Л. Об эластичном приводе ведущих колес трактора / В.Л.Строков, А.А. Карсаков, Т.И. Макарова // Тракторы и с.-х. машины. – 1974. - №8. – С. 8-10.

282. Сухов Я. И. Приближенное вычисление спектральной плотности по типовым корреляционным функциям [Электронный ресурс] / Я.И. Сухов, И.А. Гарькина // Молодой ученый. — 2015. — №10. — С. 321-324. — Режим доступа: https://moluch.ru/archive/90/18954/ (дата обращения: 04.03.2020).

283. Тараканов К.В. Аналитические методы исследования систем / К.В. Тараканов, Л.А. Овчаров, А.Н. Тырышкин. – М.: Советское радио, 1974. – 240 с.

284. Тарасик В. П. Методика моделирования планетарной коробки передач / В. П. Тарасик // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 10. – С. 10-18. – EDN YTGZVB.

285. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. – Минск: ДизайнПРО, 2004. – 640 с. ил.

286. Тарасик В.П. Проектирование колёсных тягово-транспортных машин / В.П. Тарасик. – Минск.: Вышейш. Шк., 1984. – 163 с.

287. Тёрнер Д. Вероятность, статистика и исследование операций / Д.Тёрнер: пер. с англ. Е.З. Демиденко, В.С. Занадворова. Под ред. А.А. Рывкина – М.: Статистика, 1976

– 430 с.

288. Токарев Н.А. Исследование влияния упругой связи на динамику пахотного агрегата: автореф. Дис. … канд. Техн. наук / Н.А. Токарев. – Зерноград, 1972. – 22 с.: ил.

289. Толстоухов Ю.С. Исследование влияния упругого элемента в трансмиссии на динамические показатели колесного трактора: Дис. … канд. Техн. наук. – Зерноград, 1981. – 189 с.

290. Тондл А. Нелинейные колебания механических систем: Пер. с англ. В.Г. Аверьяновой. Под ред. К.В. Фролова – М: Мир, 1973.

291. Филимончик И. И. Нагрузочный режим и долговечность автомобильных трансмиссий / И. И. Филимончик: Дис. … канд. Техн. наук.— Мн. 1978.— 198с.

292. Филин В. А. Обоснование степени загрузки тракторного двигателя при выполнении сельскохозяйственных работ / В. А. Филин, В. Ю. Пронин, С. В. Крючков, А. В. Филин // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: сб. науч. тр. / ФБГОУ ВПО МГУ им. Н. П. Огарёва. – Саранск, 2016. – С. 58 – 60.

293. Финаев Д.Н. Повышение долговечности трансмиссий полноприводных колесных тракторов за счет конструктивного усовершенствования конечных передач: Дис…. канд. Техн. наук / Финаев, Дмитрий Николаевич -Саратов., 2006.

294. Финни Д.-Дж. Введение в теорию планирования экспериментов / Д.-Дж. Финни. – М.: Наука, 1970. – 288 с.

295. Фомин С.Д., Влияние податливости упругой связи колес с полуосью на параметры неустановившегося криволинейного движения агрегата / С.Д. Фомин, В.Л. Строков, В.И.Аврамов, Ю.Г. Лапынин // Науч. вестн. Инженер. Науки / Волгогр. С.-х. акад. – 1999. – Вып. 2. – С. 107 – 113.

296. Фомин С.Д. Научное обоснование технических решений повышения эксплуатационных показателей транспортных агрегатов на основе стабилизации движения / Фомин Сергей Денисович – Дис. … докт. Техн. наук. – Волгоград, 2018. – 447 с.

297. Фролов К.В. Вибрации в технике. В 6-ти томах. Защита от вибраций и ударов (Том 6) / Под общ. Ред. Академика РАН К.В. Фролова; М.: Машиностроение, 1995. – 456 с., ил.

298. Фролов Н. А. Дифференциальное и интегральное исчисление //Москва. – 1955.

299. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель.

Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение , 1976. – 535 с., ил.

300. Хачатуров А.А. Некоторые задачи динамики системы «дорога-шина-автомобиль-водитель» и пути их решения с помощью аналоговых математических машин (АММ) [Текст]// Материалы Второго Всесоюзного совещания в Минске 1-3 февраля 1965 г. Москва. НАМИ – 1966. – Т.1.- с. 16-24.

301. Хеннан Э. Представления групп и прикладная теория вероятностей / Э.Хеннан. – М.: Мир, 1970. 118 с.

302. Хикс Ч. Основные принципы планирования эксперимента / Ч. Хикс. – М. МИР, 1967. – 406 с.

303. Химмельблау Д.М. Анализ процессов статистическими методами / Пер. с англ. В.Д. Скаржинского, Ред В.Г. Горского.// Д.М. Химмельблау – М.: ИЗДАТЕЛЬСТВО МИР. – 1973 – 957 с.

304. Хованова Н. А. Методы анализа временных рядов Электронный ресурс] / Н. А. Хованова, И. А. Хованов: Учеб. Пособие. Саратов: Изд-во ГосУНЦ» Колледж», 2001.120 с: ил. ISBN 5-900641-98-8. Режим доступа: (http://chaos.sgu.ru/kafedra/edu_work/textbook/khovanovs-01/pos.html (дата обращения 09.07.2019).

305. Хорошенков В.К. Исследование процесса автоматического регулирования загрузки двигателя тракторного пахотного гусеничного агрегата / В.К. Хорошенков – Дис. … канд. Техн. наук. – Москва, 1971. – 194 с.

306. Хохлюк В. И. Параллельные алгоритмы целочисленной оптимизации / В. И. Хохлюк. – М.: Радио и связь, 1987. – 224 с.: ил.

307. Цитович И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло – Мн.: Наука и техника, 1979. – 254 с.

308. Цукуров А.М. Исследование влияния жесткости внешних связей колесного трактора класса 1,4 на разгон агрегата: Автореф. Дис. … канд. Техн. наук. – Зерноград, 1974. – 23с.

309. Цукуров А.М. Влияние внешней связи тракторного агрегата на его энергетические показатели при разгоне / А.М. Цукуров // Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 1974. – Вып. 18. – С. 101…104.

310. Чупак Г.Н. Исследование влияния упругого привода ведущих колёс на буксование трактора класса 14 кН в условиях сельскохозяйственного производства Дальнего Востока: дис. …канд. Техн. наук: 05.20.01: / Г.Н. Чупак. – Благовещенск, 1977.-147 с.

311. Шагинян А. С. Динамические модели виброзащитных сидений самоходных сельскохозяйственных машин (ССХМ) // Вестник Гомельского государственного технического университета им. ПО Сухого. – 2000. – №. 1 (1).

312. Шалягин В.Н. Транспортные и транспортно-технологичесие средвства повышенной проходимости: Теория рабочих процессов и системное проектирование. – М.: Агропромиздат, 1986. – 254 с.

313. Шеховцов В.В. Совершенствование автотракторных силовых передач на основе анализа и синтеза их динамических характеристик на этапе проектирования: Дис. … докт. Техн. наук / В.В. Шеховцов. – Волгоград, 2004. –332 л.

314. Шешин А.И. Теоретическое и экспериментальное исследование работы тракторного двигателя СМД-18Б при неустановившейся нагрузке: Автореф. Дис. … канд. Техн. наук. – Челябинск, 1974. – 25с.

315. Шметтерер Л. Введение в математическую статистику / Пер. с нем. Под ред Ю.В. Линника // Л. Шметтерер, — М.: Наука. – 1976. – 520 с.

316. Шмойлова Р. А. Общая теория статистики / Р. А. Шмойлова: Учебник. — М.: Финансы и статистика, 2002. — ISBN 5-279-01951-8.

317. Юшин, А.А. Перспективы развития мобильной энергетики / А.А. Юшин // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1978. - № 11. – С. 8-11.

318. Яровой В.Г. Шина как упругодемпфирующее звено сельскохозяйственного трактора / В.Г. Яровой, А.П. Шарапов // Вестник аграрной науки Дона: АЧИИ – филиал ФГБОУ ВО «ДонГАУ» в г. Зернограде, 2010. - № 3. – С. 25 – 29.

319. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К.Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1968. – 220с.

320. Bala B. K. et al. System dynamics Modelling and Simulation – Springer Texts in Business and Economics. – 2017. –С.278.

321. Box G. E. P. The effects of errors in the factor levels and experimental design //Technometrics. – 1963. – Т. 5. – №. 2. – С. 247-262.

322. Box G. E. P., Draper N. R. A basis for the selection of a response surface design

//Journal of the American Statistical Association. – 1959. – Т. 54. – №. 287. – С. 622-654.

323. Box G. E. P., Hunter, W. G., & Hunter, J. S. Statistics for experimenters. – 1978.

324. Brandt S. Data Analysis: Statistical and Computational Methods for Scientists and Engineers. – Springer Science & Business Media. – 2014. – С.523.

325. Brockwell P. J., Davis R. A. Introduction to time series and forecasting. – Springer. – 2016. –С.425.

326. Chen X. et al. Numerical modeling and dynamic characteristics study of coupling vibration of multistage face gearsplanetary transmission //Mechanical Sciences. – 2019. – Т. 10. – №. 2. – С. 475-495. https://doi.org/10.5194/ms-10-475-2019

327. Chen S., Zhang B., Li B., & Zhang N. (2018). Dynamic Characteristics Analysis of Vehicle Incorporating Hydraulically Interconnected Suspension System with Dual Accumulators. Shock and Vibration, 2018, 1–15. Doi:10.1155/2018/6901423

328. Cryer J. D., Chan K. S. Time Series Analysis with Applications in R. – Second Edition Springer Science & Business Media. – 2008. –С. 492.

329. Ding F., Zhang N., Liu J., & Han X. (2016). Dynamics analysis and design methodology of roll-resistant hydraulically interconnected suspensions for tri-axle straight trucks. Journal of the Franklin Institute, 353(17), 4620–4651. Doi:10.1016/j.jfranklin.2016.08.016

330. Du Y., Gao J., Jiang L., & Zhang Y. (2017). Numerical analysis on tractive performance of off-road wheel steering on sand using discrete element method. Journal of Terramechanics, 71, 25–43. Doi:10.1016/j.jterra.2017.02.001

331. Du Y., Gao J., Jiang L., & Zhang Y. (2018). Development and numerical validation of an improved prediction model for wheel-soil interaction under multiple operating conditions. Journal of Terramechanics, *79, 1–21.* Doi:10.1016/j.jterra.2018.04.005

332. Gritsenko A., Glemba K., & Vozmilov A. (2018). Improving the car environmental qualities by studying the engine load characteristics in the modes of injection rate off. Transportation Research Procedia, 36, 237–244. Doi:10.1016/j.trpro.2018.12.073

333. Guercioni G. R., Vigliani A. Gearshift control strategies for hybrid electric vehicles: A comparison of powertrains equipped with automated manual transmissions and dual-clutch transmissions //Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2019. – Т. 233. – №. 11. – С. 2761-2779. https://doi.org/10.1177/0954407018804120

334. Hannan E.J. Group representations and applied probability / E.J.Hannan. – London

Methuen: Australian National University, 1965. – 117.

335. Härdle W., Simar L. Applied multivariate statistical analysis. – Berlin : Springer. – 2015. – C. 580.

336. Harrell Jr F. E. Regression modeling strategies: with applications to linear models, logistic and ordinal regression, and survival analysis. – Springer. – 2015. – C.582.

337. He P., Li J., Qin H., He Y., & Cao G. (2019). Using hybrid algorithm to reduce non-working distance in intra- and inter-field logistics simultaneously for heterogeneous harvesters. Computers and Electronics in Agriculture, 167, 105065. Doi:10.1016/j.compag.2019.105065

338. Himmelblau D. M. Process analysis by statistical methods. – 1970.

339. Janulevičius. A. Analysis of main dynamic parameters of split power transmission / A. Janulevičius, K. Giedra // Transport. – 2008. – №23 (2), – P. 112 – 118.

340. Johnson J. B., Kulchitsky A. V., Duvoy P., Iagnemma K., Senatore C., Arvidson R. E., & Moore J. (2015). Discrete element method simulations of Mars Exploration Rover wheel performance. Journal of Terramechanics*, 62, 31–40.* Doi:10.1016/j.jterra.2015.02.004

341. Kim J. (2016). Design of a compact 18-speed epicyclic transmission for a personal mobility vehicle. International Journal of Automotive Technology, 17(6), 977–982. Doi:10.1007/s12239-016-0095-9

342. Kirchner M., & Eberhard P. (2017). Simulation model of a gear 379ydropneumatics unit for application in a real-time HiL environment. Vehicle System Dynamics, 55(5), 668–680. Doi:10.1080/00423114.2016.1277025

343. Klenke A. et al. Probability theory: a comprehensive course. – Springer Science & Business Media, 2014.

344. Klenke A. Probability theory: a comprehensive course. – Springer Science & Business Media. – 2013. – C. 638.

345. Kravchenko V., [et al.]., (2023). Reducing the Dynamic Loading of the Links of the Machine-Tractor Unit Aggregated by the Mobile Power Vehicle of the 1.4 Drawbar Category./ Kravchenko, V., Kravchenko, L., **Senkevich, S.**, Zhurba, V., Duryagina, V. // Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles. NN 2022. Lecture Notes in Networks and Systems, In: Guda, A. (eds), vol 510. Pp. 2043–2052, Springer, Cham. Режим доступа URL: https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_210 ; Режим доступа Scopus:

https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85142720971&origin=resultslist&sort=plf-f ; Scopus EID: 2-s2.0-85142720971

346. Kuznetsov N. K., Iov I. A., Iov A. A. Reducing of dynamic loads of excavator actuators //Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2019. – Т. 1210. – №. 1. – С. 012075. Doi:10.1088/1742-6596/1210/1/012075

347. Li B., Sun D., Hu M., Zhou X., Liu J., & Wang D. (2019). Coordinated control of gear shifting process with multiple clutches for power-shift transmission. Mechanism and Machine Theory, 140, 274–291. Doi:10.1016/j.mechmachtheory.2019.06.009.

348. Liljedahl J. B., Turnquist P. K., Smith D. W., & Hoki M. Tractors and their power units / John B. Liljedahl, Paul K. Turnquist, David W. Smith, Makoto Hoki // Van Nostrand Reinhold, New York, 1996. – P. 364.

349. Lyashenko M. V., Pobedin A. V., & Potapov P. V. (2016). Analysis of Possible Dynamic Vibration Dampers Uses in Tractor Cabins Suspensions. Procedia Engineering, 150, 1245–1251. Doi:10.1016/j.proeng.2016.07.132.

350. Lyasko M. I. (2010). How to calculate the effect of soil conditions on tractive performance. Journal of Terramechanics, 47(6), 423–445. Doi:10.1016/j.jterra.2010.04.003.

351. Malthe-Sorenssen A. Elementary mechanics using Matlab: a modern course combining analytical and numerical techniques. – Springer Science & Business Media. – 2015. – С.590.

352. Md-Tahir H., Zhang J., Xia, J., Zhang C., Zhou H., & Zhu Y. (2019). Rigid lugged wheel for conventional agricultural wheeled tractors – Optimising traction performance and wheel–soil interaction in field operations. Biosystems Engineering, 188, 14–23. Doi:10.1016/j.biosystemseng.2019.10.001

353. Melikov I., Kravchenko V., **Senkevich S.**, Hasanova E. and Kravchenko L. (2019). Traction and energy efficiency tests of oligomeric tires for category 3 tractors. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 403 012126. DOI: https://doi.org/10.1088/1755-1315/403/1/012126

354. Mischinger M., Rudigier M., Wimmer P., & Kerschbaumer A. (2018). Towards comfort-optimal trajectory planning and control. Vehicle System Dynamics, 1–18. Doi:10.1080/00423114.2018.1551553.

355. Nocedal J., Wright S. Numerical optimization. – Springer Science & Business Media. –2006. – С. 664.

356. Olver P. J., Shakiban C. Applied Linear Algebra. – Springer, Cham. – 2018. – C. 679.

357. Park T., & Lee H. (2019). Optimal Supervisory Control Strategy for a Transmission-Mounted Electric Drive Hybrid Electric Vehicle. International Journal of Automotive Technology, 20(4), 663–677. Doi:10.1007/s12239-019-0063-2.

358. Pobedin A. V., Dolotov A. A., & Shekhovtsov V. V. (2016). Decrease of the Vibration Load Level on the Tractor Operator Working Place by Means of Using of Vibrations Dynamic Dampers in the Cabin Suspension. Procedia Engineering, 150, 1252–1257. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.136

359. Polifke G. (2016). *Hydrodamp – hydraulic torsional vibration damper for tractors.* Paper presented at Conference on Agricultural Engineering, Koln, Germany.

360. Polifke G. (2017). *Hydrodamp – hydraulic torsional vibration damper for tractors and construction machines design for a race-sensitive drive train.* Paper presented at VDI Conference on Couplings and Clutch Systems in Drives 2017 / 2nd VDI Conference on Vibration Reduction in Mobile Systems, Ettlingen, Germany.

361. Polivaev O. I., Gorban L. K., Vorohobin A. V., & Vedrinsky O. S. Decrease of dynamic loads in mobile energy means // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2018. – T. 327. – №. 4. – C. 042083. https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/4/042083

362. Reklaitis G.V. Engineering optimization: Methods an applications / G. V. Reklaitis, A. Ravindran, K. M. Ragsdell. – New York: Wiley, 1983. – 684p.

363. Sau J., Monteil J., & Bouroche M. (2017). State-space linear stability analysis of platoons of cooperative vehicles. Transportmetrica B: Transport Dynamics, 1–26. Doi: https://doi.org/10.1080/21680566.2017.1308846

364. Schmetterer L. Introduction to mathematical statistics / L. Schmetterer. – Springer Science & Business Media, 2012. – T. 202.

365. **Senkevich S.** Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers / **S. Senkevich**, V. Bolshev, E. Ilchenko, P. Chakrabarti, M. Jasiński, Z. Leonowicz, M. Chaplygin // IEEE Access, vol. 9, pp. 71784-71804, 2021, DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3078609.URL:https://ieeexplore.ieee.org/document/9426909?source=authoralert; WOS: 000652051000001 (Q1)

366. **Senkevich, S.** [et al.]., (2023). Evaluation of the Functional Characteristics of the

Elastic-Damping Mechanism of the Tractor Power Transmission Based on Statistical Analysis./ Godzaev, Z., Duryagina, V., **Senkevich, S.**, Kravchenko, V., Gamolina, I .// Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles. NN 2022. Lecture Notes in Networks and Systems, In: Guda, A. (eds) vol 510. pp. 2013–2022, Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-031-11051-1_207. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_207 . Режим доступа Scopus: https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85142700203&origin=resultslist&sort=plf-f . Scopus EID: 2-s2.0-85142700203.

367. **Senkevich S.** The Results of a Compromise Solution, Which Were Obtained on the Basis of the Method of Uncertain Lagrange Multipliers to Determine the Influence of Design Factors of the Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission / **S. Senkevich**, E. Ilchenko, A. Prilukov, M.Chaplygin // Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1324. (Springer, Cham). – 2021. – Vol. 1324. – P. 135-144. – DOI 10.1007/978-3-030-68154-8_14; URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-68154-8_14

368. **Senkevich S.** (2020) Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN) / **S. Senkevich**, V. Duryagina, V. Kravchenko, I. Gamolina, D. Pavkin // Advances in Intelligent Systems and Computing (Springer, Cham). – 2020. – Vol. 1072. – P. 204-213. – DOI 10.1007/978-3-030-33585-4_20; URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-33585-4_20; Scopus EID: 2-s2.0-85075684017

369. **Senkevich S.** Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1,4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations / **S. Senkevich,** V.Kravchenko, V. Duriagina, A. Senkevich, E. Vasilev // Advances in Intelligent Systems and Computing (Springer, Cham.). – 2019. – Vol. 866. – P. 168-177. – DOI 10.1007/978-3-030-00979-3_17; URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-00979-3_17; Scopus EID: 2-s2.0-85054745725; WOS ID: 000465010900017

370. **Senkevich S.** (2020). Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing. (Chapter 17). / **S. Senkevich**, V. Kravchenko, P. Lavrukhin, P. Ivanov & A. Senkevich. // *Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering*. – Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. – pp. 423-463. Doi:10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017. Режим доступа URL: https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-

85106755640&doi=10.4018%2f978-1-7998-1216-6.ch017&partnerID=40&md5=4a3ce6876aeb9e19be363b1d4d482e86 (Scopus EID: 2-s2.0-85106755640).

371. **Senkevich S.E.** (2019). Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation (Chapter 6). / **S.E. Senkevich**, N.V. Sergeev, E.K. Vasilev, Z.A. Godzhaev & V. Babayev // *Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development.* – Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. – P. 149-179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006.

372. **Senkevich S. E**. (2020). Improvement of Traction and Coupling Properties of the Small Class Tractor for Grain Crop Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping Device. / **S.E.Senkevich,** P. V. Lavrukhin, A. A. Senkevich, P. A. Ivanov & N. V. Sergeev // In V. Kharchenko, & P. Vasant (Eds.), *Handbook of Research on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development* (pp. 1-27). Hershey, PA: IGI Global. Doi:10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001.

373. Shekhovtsov, V. V. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness / V.V. Shekhovtsov, N.S.Sokolov-Dobrev, P.V. Potapov // Procedia Engineering, Volume 150, 2016. – P. 1239-1244. – DOI 10.1016/j.proeng.2016.07.129.

374. Shevtsov V., Lavrov A., Godzhaev Z., Kryazhkov V., Gurulev G. The development of the Russian agricultural tractor market from 2008 to 2014 // SAE Technical Papers, 2016, DOI: 10.4271/2016-01-8128.

375. Smith D. (2012). Tractors and their power units. Springer Science & Business Media.

376. Snedecor G. W. (1946) Statistical methods: Applied to experiments in agriculture and biology (4th ed.). Iowa State University Press. https://doi.org/10.1037/13268-000.

377. Subramanian B., Chen S.-S. & Reddy K. R. (Eds.). (2020). Emerging Technologies for Agriculture and Environment. Lecture Notes on Multidisciplinary Industrial Engineering. Doi:10.1007/978-981-13-7968-0

378. Tondl A. Domains of attraction for non-linear systems. – National Res. Inst, 1970.

379. Turner J. C. Modern applied mathematics: probability, statistics, operational research. – English University Press, 1970.

380. Wilde R. W., Westcott J. H. The characteristics of the human operator engaged in

a tracking task //Automatica. – 1963. – Т. 1. – №. 1. – С. 5-19.

381. Witelski T., Bowen M. Methods of mathematical modelling. – New York, NY: Springer. – 2015. – С. 305.

382. Yang L., Wang R., Meng X., Sun Z., Liu W., & Wang Y. (2020). Performance analysis of a new 384ydropneumatics inerter-based suspension system with semi-active control effect. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 095440701989418. Doi:10.1177/0954407019894189.

383. Zehsaz M., Sadeghi M. H., Ettefagh M. M., & Shams F. (2011). *Tractor cabin's passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods. Journal of Terramechanics, 48(6), 439–450.* Doi:10.1016/j.jterra.2011.09.005 .

384. Zhu S., Xu G., Tkachev A., Wang L., & Zhang N. (2016). Comparison of the road-holding abilities of a roll-plane hydraulically interconnected suspension system and an anti-roll bar system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 231(11), 1540–1557. Doi:10.1177/0954407016675995.

385. Ziyadi M., Ozer H., Kang S., & Al-Qadi I. L. (2018). Vehicle energy consumption and an environmental impact calculation model for the transportation infrastructure systems. Journal of Cleaner Production, 174, 424–436. Doi:10.1016/j.jclepro.2017.10.292.

386. Zoz Frank. Traction and Tractor Performance / Frank M. Zoz, Robert D. Grisso // Agricultural Equipment Technology Conference: conference materials. – Louisville, Kentucky USA, 2003. – P. 1 – 47.

387. Z.A. Godzhaev. Determination of the Dynamic Characteristics of Torsional Oscillations of a Multimass System of a Wheeled Agricultural Tractor of Traction Class 1.4 / Godzhaev Z.A., **Senkevich S.E.**, Ilchenkoa E.N., and Alekseev I.S. // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2024, Vol. 53, No. 6, pp. 529–538. DOI: 10.1134/S1052618824701279. URL: https://link.springer.com/article/10.1134/S1052618824701279 (Идентификатор Scopus EID: 2-s2.0-85210173672).

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Международные и всероссийские конференции

Международные и всероссийские конференции, где доложены основные положения и результаты исследований:

Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии (АЧГАА, 2003-2012 гг.)

Челябинского государственного аграрного университета (ЧГАУ, 2004)

Всероссийского Научно-Исследовательского и проектно-технологического института механизации и электрификации сельского хозяйства (ВНИПТИМЭСХ, 2005)

V Международная научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «ИННОВАЦИИ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ» (Россия, Москва, ГНУ ВИЭСХ, 2013 года)

IX Международная научно-техническая конференция (ГНУ ВИЭСХ, 2014 года)

VI Международная научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов ИННОВАЦИИ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ (ФГБНУ ВИЭСХ, 2015)

VII Международная научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «ИННОВАЦИИ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ (ФГБНУ ВИЭСХ, 2016)

IX Международная научно-практическая конференция «Научно-информационное обеспечение инновационного развития АПК» (ФБГНУ ФНАЦ ВИМ, 2017)

X Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «БУДУЩЕЕ МАШИНОСТРОЕНИЯ РОССИИ» (МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2017)

XV Международная Конференция и Выставка IAMFE по механизации полевых экспериментов (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 2017).

VIII Всероссийская научно-практическая конференция «Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы» (Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, 2018)

1nd International Conference on Intelligent Computing & Optimization, (THAILAND, 2018)

Постоянно действующий семинар «Чтения академика В.Н.БОЛТИНСКОГО» (РГАУ – МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА, 2019)

Международная научно-практическая конференция «ИННОВАЦИОННЫЕ ИДЕИ МОЛОДЫХ ИССЛЕДОВАТЕЛЕЙ ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА РОССИИ» (Пензенский ГАУ, 2019)

VII Международную научно-практическую конференцию «Инновационные технологии в науке и образовании» (ИТНО-2019)

XII Международной научно-практической конференции «СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА» (ДГТУ, 2019)

12-я Мультиконференция по проблемам управления (МКПУ-2019)

МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «Современные тенденции в научном обеспечении агропромышленного комплекса» (Владимирский государственный университет, 2019)

2nd International Conference on Intelligent Computing & Optimization, (THAILAND, 2019)

Постоянно действующий семинар «Чтения академика В.Н.БОЛТИНСКОГО» (РГАУ – МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА, 2020)

3nd International Conference on Intelligent Computing & Optimization, (THAILAND, 2020)

Постоянно действующий семинар «Чтения академика В.Н.БОЛТИНСКОГО» (РГАУ – МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА, 2021-2023)

Международная научно-практическая конференция «Научно-техническое обеспечение АПК Юга России» (Зерноград, 21 мая по 28 мая 2021 г.)

Семинар академика В.Н.БОЛТИНСКОГО «Основные направления развития тракторостроения в России» посвященный 300-летию Российской академии наук (Москва, 17 января 2024 года, РГАУ – МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА)

Постоянно действующий семинар «Чтения академика В.Н.БОЛТИНСКОГО» (РГАУ – МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА, 2026 г.)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Материалы для проведения теоретических исследований

Таблица Б.1.1 – Значения постоянных коэффициентов уравнений движения трактора

№	Коэффициенты	Обозначение		Единицы измерения	Значение
1	2	3		4	5
1.	**Момент инерции двигателя**	$\boldsymbol{J}_1$	$\boldsymbol{J}1$	кг·м^2	2,8
2.	Коэффициенты регрессии уравнений двигателя	$\boldsymbol{a}_0$ $\boldsymbol{a}_1$ $\boldsymbol{a}_2$ $\boldsymbol{a}_3$ $\boldsymbol{a}_4$ $\boldsymbol{a}_5$ $\boldsymbol{b}_0$ $\boldsymbol{b}_1$ $\boldsymbol{b}_2$ $\boldsymbol{b}_3$ $\boldsymbol{b}_4$ $\boldsymbol{b}_5$	$a0$ $a1$ $a2$ $a3$ $a4$ $a5$	Н·м Н·м·с Н·м·с^2 Н·м/мм Н·м·с/мм Н·м/мм^2 г/кДж г·с/кДж г·с^2/кДж г/(кДж·мм) г с/(кДж·мм) г/(кДж·мм^2)	187,235 1,07554 $-3{,}39733\cdot10^{-3}$ -28,1077 $-5{,}41269\cdot10^{-3}$ -2,47209 0,0926257 $3{,}00036\cdot10^{-4}$ $9{,}53763\cdot10^{-7}$ -0,0295186 $5{,}02435\cdot10^{-5}$ $7{,}13964\cdot10^{-3}$
3.	Отклонение рейки ТНВД	$\boldsymbol{h}$	**-**	мм	3,57·z
4.	Число пар поверхностей трения в муфте сцепления	$\boldsymbol{n}$	$\boldsymbol{n}$	-	2
5.	Средний радиус дисков сцепления	$\boldsymbol{R_{ср}}$	***rsr***	м	0,13
6.	Сила сжатия поверхности трения	$\boldsymbol{P_{пр}}$	***Ppr***	Н	$1{,}251\cdot10^4$
7.	Показатель экспоненты нарастания усилия в муфте сцепления	$\boldsymbol{k_1}$	***k1***	с$^{-1}$	0,18
8.	Максимальное значение коэффициента трения буксующих частей	$\boldsymbol{\mu_{max}}$	$\boldsymbol{\mu max}$	-	0,3
9.	Относительное изменение коэффициента трения	$\boldsymbol{\Delta\mu}$	$\boldsymbol{\Delta\mu}$	-	0,06

	Продолжение таблицы Б.1.1				
10.	Показатель экспоненты изменения коэффициента трения полученный экспериментальным путем	k_2	**k2**	с	0,002
11.	Коэффициент гидравлического трения в регуляторе	α_p	**αp**	Н·с/мм	2,5
12.	Коэффициент поддерживающей силы	$A(z)$	**-**	Н·с^2	0,0195+0,0011z
13.	Передаточное число привода вала регулятора;	i_p	**ip**	-	2
14.	Приведенная к муфте жесткость пружины регулятора	c_p	**cp**	Н/мм	28,2
15.	Приведенная к муфте жесткость пружины корректора	$c_к$	**cк**	Н/мм	287
16.	Усилие затяжки пружины регулятора	$F(\gamma)$	**Fγ**	Н	257,88 (25,875)
17.	Начальное усилие затяжки пружины корректора	$F_{к0}$	**Fко**	Н	257,88 (25,875)
18.	Объем масляного насоса	$V_н$	**Vh**	м^3	0,000032
19.	Коэффициент подачи масляного насоса	$K_{под}$		-	0,9
20.	Плотность масла	γ		кг/м^3	898
21.	Коэффициент истечения и сжатия струи масла	v		-	0,7
22.	Площадь сечения дросселя	$F_{др}$		м^2	0…0,000491
23.	Радиус сателлитов	r_c		м	0,0225
24.	Радиус центральной шестерни	$r_ц$		м	0,0375
25.	Количество зубьев коронной шестерни планетарного редуктора УДМ	Z_k			60
26.	Количество зубьев центральной (солнечной) шестерни планетарного редуктора УДМ	$Z_ц$			27
27.	Количество зубьев шестерни сателита планетарного редуктора УДМ	$Z_{сат}$			16
28.	Количество зубьев шестерни привода масляного насоса (соединенной с центральной) планетарного редуктора УДМ	$Z_ш^ц$			40
29.	Количество зубьев шестерни привода масляного насоса (соединенной с насосом) планетарного редуктора УДМ	$Z_ш^{нас}$			50
30.	Диаметр коронной шестерни планетарного редуктора УДМ	D_k		м	0,165
31.	Диаметр центральной (солнечной) шестерни планетарного редуктора УДМ	$D_ц$		м	0,075
32.	Диаметр шестерни сателитов планетарного редуктора УДМ	$d_{сат}$		м	0,045

	Продолжение таблицы Б.1.1				
33.	Диаметр шестерни привода масляного насоса (соединенной с центральной) планетарного редуктора УДМ	$D_{ш}^{ц}$		м	0,200
34.	Диаметр шестерни привода масляного насоса (соединенной с насосом) планетарного редуктора УДМ	$D_{ш}^{нас}$		м	0,250
35.	Передаточное число привода масляного насоса УДМ	$i_{пр}$	***inas***	-	1,25
36.	Момент инерции центральной шестерни вал коронной шестерни водило в сборе планетарный редуктор в сборе	J $J_{ц}$ J_{k} $J_{в}$ $J_{р}$	J	кг·м^2	 0,0164 0,0018 0,0020 0,0510
37.	Момент инерции вращающихся частей масляного насоса НШ-32	$J_{нас}^{вр\,част}$	J	кг·м^2	0,0027
38.	Момент инерции привода масляного насоса УДМ	$J_{допгр}$	J	кг·м^2	0,00178 0,00238 0,00328 0,00464
39.	Полный ход поршня пневмогидроаккумулятора (ПГА)	h_0		м	0,41
40.	Площадь поршня ПГА	F_0		м^2	0,0154
41.	Площадь поршня ПГА со стороны штока	F		м^2	0,0134
42.	Момент инерции силовой передачи при включенном понижающем редукторе: V передача VI передача VII передача VIII передача	$J_{кпп}$		кг·м^2	 0,23 0,29 0,39 0,44
43.	Передаточное число понижающего редуктора	$u_{дп}$	***udp***		1,35.
44.	Передаточное число главной передачи	$u_{г.п}$	***ugp***	-	3,42
45	Количество зубьев малой и большой шестерни главной передачи				12 41
46	Податливость деталей главной передачи	e_1	***e1***	м/(Н)	$1{,}522\cdot10^{-8}$
47	Податливость ведущей шестерни с валом	$e_{вщ}$	***egp1***	м/(Н)	$6{,}172\cdot10^{-9}$
48	Податливость зубчатого зацепления шестерен главной передачи	$e_{вд}$	***egp2***	м/(Н)	$2{,}645\cdot10^{-9}$
49	КПД главной передачи	$\eta_{г.п}$	***ηgp***		0,89
50	Момент инерции главной передачи	$J_{гп}$	J_3	кг×м^2	0,013
51	Передаточное отношение конечной передачи	$U_к$	***Uк***		5,308

	Продолжение таблицы Б.1.1				
51	Масса корпуса дифференциала	***m***	***md***	кг	42.3
52	Число зубьев ведущей шестерни главной передачи, диаметр и масса	Z_1 d_1 m_1	*Z1* d1 *m1*	- м кг	12 0,112 2,1
53	Число зубьев ведомой шестерни главной передачи, диаметр и масса	Z_2 d_2 m_2	*Z2* d2 *m2*	- м кг	41 0,330 7,3
54	Число зубьев сателлита дифференциала, диаметр и масса	$Z_{сат\ диф}$ $d_д$ $m_д$	*Z3* d3 m_3	- м кг	12 0.068 0,350
55	Число зубьев шестерни полуоси в зацеплении с сателлитом дифференциала, диаметр и масса	$Z_{сат\ диф}$ $d_{по}$ ***$m_{по}$***	*Z4* *d4* ***m4***	- М кг	12 0.068 1,030
56	Число зубьев малой шестерни конечной передачи большой шестерни конечной передачи	***zk1*** ***zk2***			13 69
57	Передаточное число силовой передачи при включенном понижающем редукторе: V передачи VI передачи VII передачи VIII передачи Передаточные числа КПП: I II III IV V VI VII VIII IX 3X1 3X2	***$i_{кпп}$***	***i2***		 75,93 64,88 52,81 44,59 13,342; 7,835; 4,607; 3,75; 3,165; 2,705; 2,202; 1,859; 1,0; 6,337; 3,772;
58	Крутильная податливость левой полуоси	$e_{2л}$	***e2l***	м/(Н)	$3{,}522\cdot10^{-9}$
59	Крутильная податливость правой полуоси	$e_{2п}$	***e2p***	м/(Н)	$3{,}522\cdot10^{-9}$
60	жесткости упругих элементов переднего и заднего мостов	C_1 C_2	C1 C2	Н/м	$C_1 = 51{,}45\times10^4$ Нм$^{-1}$; $C_2 = 58{,}8\times10^4$ Нм$^{-1}$

	Продолжение таблицы Б.1.1				
61	Жесткость силовой передачи	$c_{тр}$	***C2***	Нм/рад	512
62	Коэффициент вязкого трения в силовой передаче при равномерном вращении деталей трансмиссии	$\alpha_{тр}$	***a2***	Н·м·с/рад	3.5
63	Коэффициент вязкого трения силовой передачи	$\alpha'_{тр}$	***atr2***	Н·м·с/рад	0,02
64	Момент инерции обода колеса со ступицей	$J_к$	***J***	кг·м^2	66,8
65	Динамический радиус ведущего колеса	$r_д$	***rd***	м	0,766729
66	Момент инерции вала полуоси	$J_р$	***Jp***	кг·м^2	0,023
67	Податливость вала полуоси	$e_р$	***ep***	рад /(Нм)	$3{,}522\cdot10^{-5}$
68	Податливость вала полуоси	e_r	***er***	рад /(Нм)	$3{,}522\cdot10^{-5}$
69	Жесткость шины в продольном направлении	C_x	***Cx***		1014000
70	Момент инерции левого ведущего колеса	$J_{Зл}$	***J3l***	кг·м^2	66,8
71	Моменты инерции правого ведущего колеса	$J_{Зп}$	***J3p***	кг·м^2	66,8
72	Радиус колеса в свободном режиме	$r_о$		м	0,767
73	Масса трактора	m_c	***mc***	кг	3370
74	Масса агрегатируемой и машины культиватор плуг прицеп	$m_{агр}$	*магр*	кг	2554 940 460 1650
75	Экспериментальный коэффициент нарастания тягового сопротивления	K_4	***k4***	-	21
76	Математическое ожидание тягового сопротивления при скорости $v_0 = 0$ м/с	$P_{кр}^0$	***Pkr0***	Н	6200 9200 14000 4100
77	Темп нарастания тягового сопротивления амплитуда внешнего воздействия	$\Delta P_{кр}$ A_c		Н·с/м Н·с/м	1860 1860
78	Показатель изменения коэффициента буксования	K_6	***K6***	-	4,3
79	Коэффициенты деформации волокон шины	$k_ш$	***ksh***	-	1,0
80	Приведенная жесткость упругих элементов передней подвески	c_{z1}	***cz1***	Н/м	292000
81	Вертикальная жесткость шины	c_{z2}	***cz2***	Н/м	652000
82	Коэффициент демпфирования передней подвески и шин	α_{z1}	***az1***	Н·с/м	4190
83	Вертикальное демпфирование	α_{z2}	***az2***	Н·с/м	15382
84	Момент инерции трактора относительно центра масс	J_c	***Jc***	кг·м^2	2187
85	Координаты центра тяжести	a	***a***	м	1,556
86	Координаты центра тяжести	b	***b***	м	0,814

	Продолжение таблицы Б.1.1				
87	Координаты центра тяжести	Z_c	***Zc***	м	0,510
88	Продольная жесткость шины	c_{x2}	***cx2***	Н/м	1014000
89	Продольное демпфирование шины	α_{x2}	***αx2***	Н·с/м	3000
90	Коэффициент продольной жесткости в шине ведущего правого колеса	$C_{х.п}$	***Cxp***	Н/м	1014000
91	Коэффициент продольной жесткости в шине ведущего левого колеса	$C_{х.л}$	***Cxl***	Н/м	1014000
92	Коэффициент вязкого трения в шине	α_x	***αx***	Н·с/м	3000
93	Амплитуда внешнего воздействия	A_c	***Ac***	Н·с/м	1860
94	Вертикальная реакция	***R***	***R***	Н	24795
95	Частота колебаний нагрузки	***f***	***f***	Гц	0,1…5,0
96	Высота неровностей продольного профиля дороги и местности	H_1 H_2		м	0,020 0,200
97	Длина неровности профиля дороги и местности	S_1 S_2		м	0,5 1,3
98	Ускорение свободного падения	***g***	***g***	м×с$^{-2}$	9,81

Таблица Б.1.2 – Значения показателей пневматической шины [203]

№	Коэффициенты	Обозначение		Единицы измерения	Значение
					16,9R38
1.	**Крутильная жесткость**	$c_{к2}$		Нм/рад	388000
2.	Продольная жесткость	c_{x2}		Н/м	1014000
3.	Вертикальная жесткость	c_{z2}		Н/м	652000
4.	**Продольное демпфирование**	α_{x2}		Н·с/м	3000
5.	Вертикальное демпфирование	α_{z2}		Н·с/м	15382
6.	Крутильное демпфирование	$\alpha_{к2}$		Н·м·с/рад	1070
7.	Радиус качения в свободном режиме	r_c		м	0,7173
8.	Масса шины,			кг	105
9	Момент инерции	$J_к$		кг·м^2	54
10	коэффициент относительного сжатия волокон от нормальной нагрузки	ε_1			1,0
11	коэффициент относительного сжатия волокон от продольной нагрузки	ε_2			1,0
12	статический прогиб шины ведущего колеса	z_{20}		м	0.001

Таблица Б.2 – Матрица рототабельного плана второго порядка

№ опыта	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	-1	-1	-1	-1	1
2	1	-1	-1	-1	-1
3	-1	1	-1	-1	-1
4	1	1	-1	-1	1
5	-1	-1	1	-1	-1
6	1	-1	1	-1	1
7	-1	1	1	-1	1
8	1	1	1	-1	-1
9	-1	-1	-1	1	-1
10	1	-1	-1	1	1
11	-1	1	-1	1	1
12	1	1	-1	1	-1
13	-1	-1	1	1	1
14	1	-1	1	1	-1
15	-1	1	1	1	-1
16	1	1	1	1	1
17	2	0	0	0	0
18	-2	0	0	0	0
19	0	2	0	0	0
20	0	-2	0	0	0
21	0	0	2	0	0
22	0	0	-2	0	0
23	0	0	0	2	0
24	0	0	0	-2	0
25	0	0	0	0	2
26	0	0	0	0	-2
27	0	0	0	0	0
28	0	0	0	0	0
29	0	0	0	0	0
30	0	0	0	0	0
31	0	0	0	0	0
32	0	0	0	0	0

Таблица Б.3 – Матрица некомпозиционного плана второго порядка.

Факторы	x1	x2	x3	x4
№ рпыта	Sдр	$V_{ПГА}$	Рв	Jдг
1	1	1	0	0
2	1	-1	0	0
3	-1	1	0	0
4	-1	-1	0	0
5	0	0	1	1
6	0	0	1	-1
7	0	0	-1	1
8	0	0	-1	-1
9	0	0	0	0
10	1	0	0	1
11	1	0	0	-1
12	-1	0	0	1
13	-1	0	0	-1
14	0	1	1	0
15	0	1	-1	0
16	0	-1	1	0
17	0	-1	-1	0
18	0	0	0	0
19	1	0	1	0
20	1	0	-1	0
21	-1	0	1	0
22	-1	0	-1	0
23	0	1	0	1
24	0	1	0	-1
25	0	-1	0	1
26	0	-1	0	-1
27	0	0	0	0

X =

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
4	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
5	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
6	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
7	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
8	1	-1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
9	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
10	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
11	1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
12	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1
13	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
14	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
15	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
16	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0
17	1	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0
18	1	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0
19	1	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0
20	1	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0
21	1	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0
22	1	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0
23	1	0	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0
24	1	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
25	1	0	0	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
26	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
28	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
29	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
31	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Y =

	0
0	0.812
1	0.755
2	0.623
3	0.892
4	0.936
5	0.894
6	0.945
7	0.821
8	0.724
9	0.857
10	0.915
11	0.623
12	0.907
13	0.934
14	0.826
15	0.965
16	0.609
17	0.609
18	0.636
19	0.576
20	0.67
21	0.55
22	0.616
23	0.599
24	0.758
25	0.979
26	0.609
27	0.609
28	0.609
29	0.609
30	0.609
31	0.609

Рисунок Б.4 – Матрица рототабельного плана второго порядка и матрица откликов для трактора с культиватором

X =

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
4	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
5	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
6	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
7	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
8	1	-1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
9	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
10	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
11	1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	1
12	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1
13	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
14	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
15	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
16	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0
17	1	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0
18	1	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0
19	1	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0
20	1	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0
21	1	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0
22	1	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0
23	1	0	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0
24	1	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
25	1	0	0	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
26	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
28	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
29	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
31	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Y :=

0.799929599
0.761336493
0.748930857
0.686859823
0.816475882
0.787001163
0.787001163
0.815054976
0.759406415
0.687162165
0.686859823
0.748547918
0.787001163
0.815054976
0.815236057
0.787001163
0.711170206
0.730657951
0.713682232
0.724628251
0.744477106
0.617855669
0.71899875
0.727146898
0.909757985
0.811012461
0.726361883
0.726361883
0.726361883
0.726361883
0.726361883
0.726361883

Рисунок Б.5 – Матрица рототабельного плана второго порядка и матрица откликов для трактора с сеялкой

Для трактора тягового класса 1,4

Таблица Б.6 – Формы колебаний 6-ти массовой системы серийного трактора тягового класса 1,4

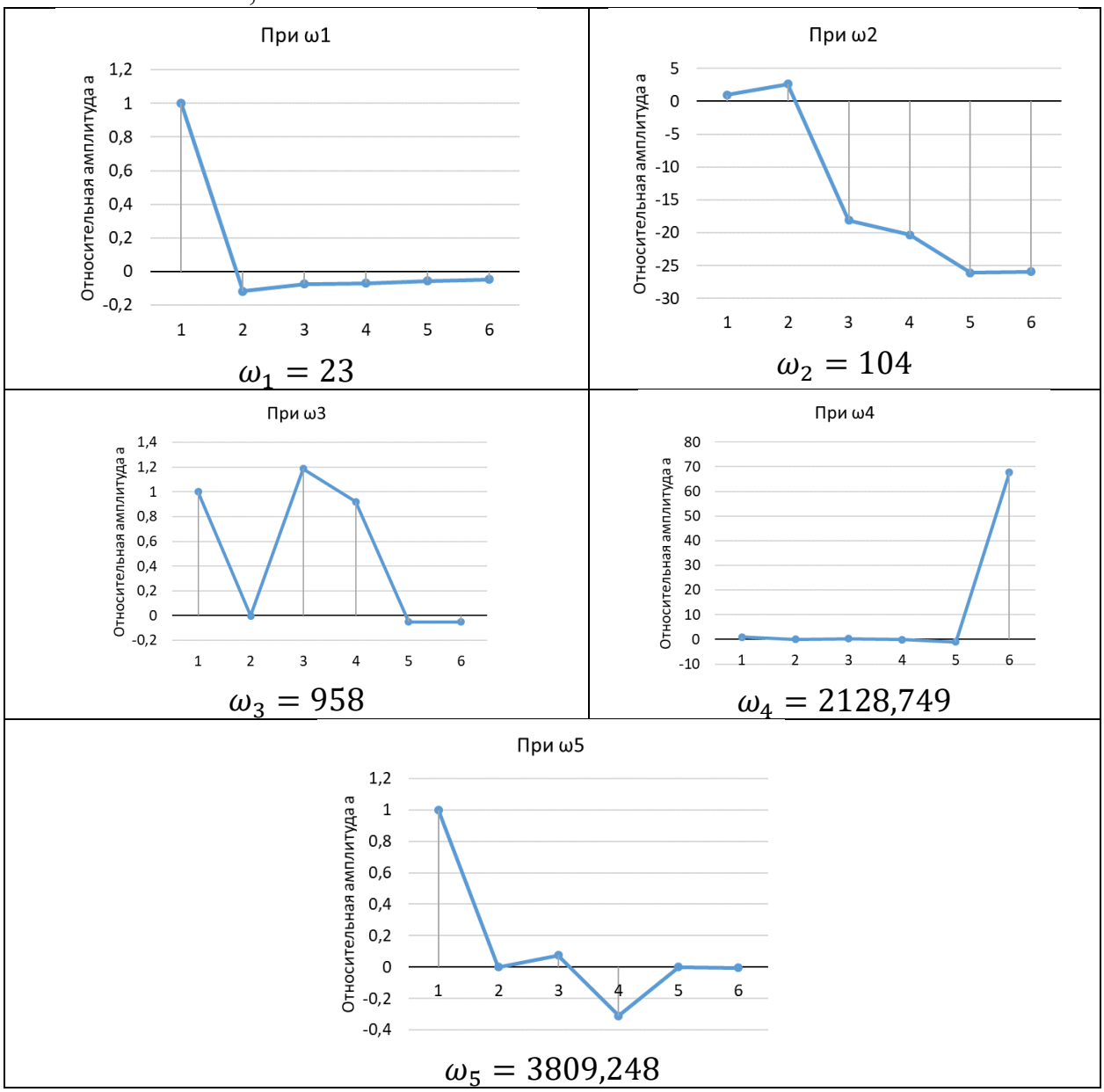
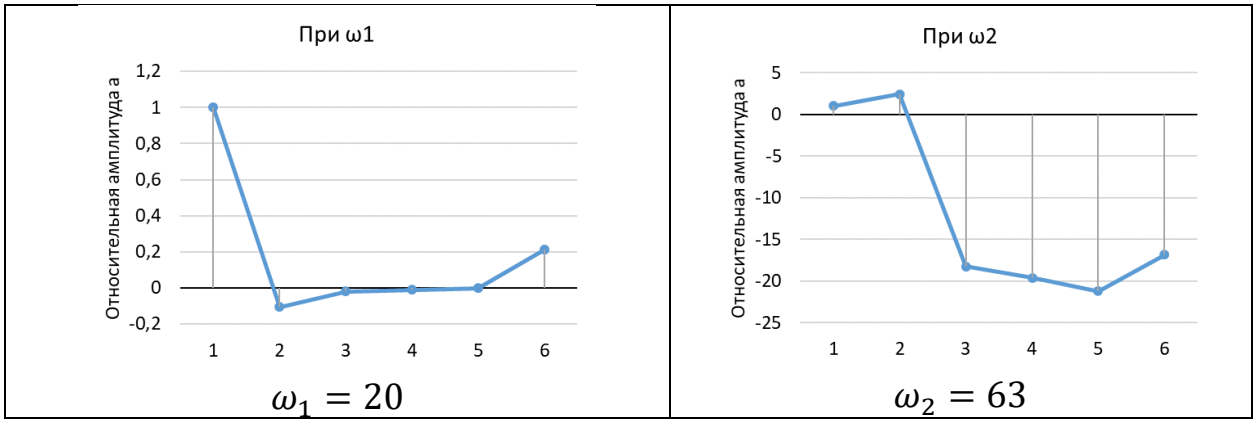


Таблица Б.7 – Формы колебаний 6-ти массовой системы трактора тягового класса 1,4 с УДМ



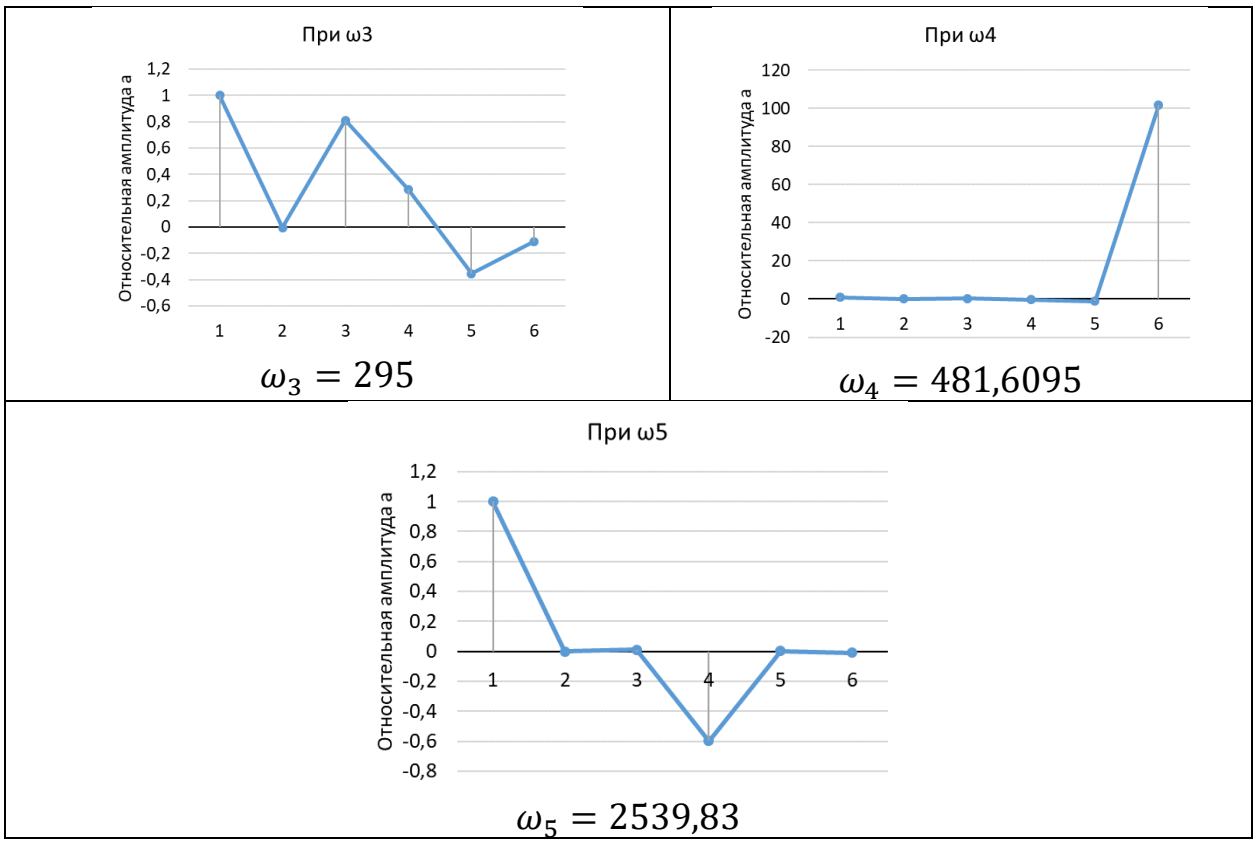
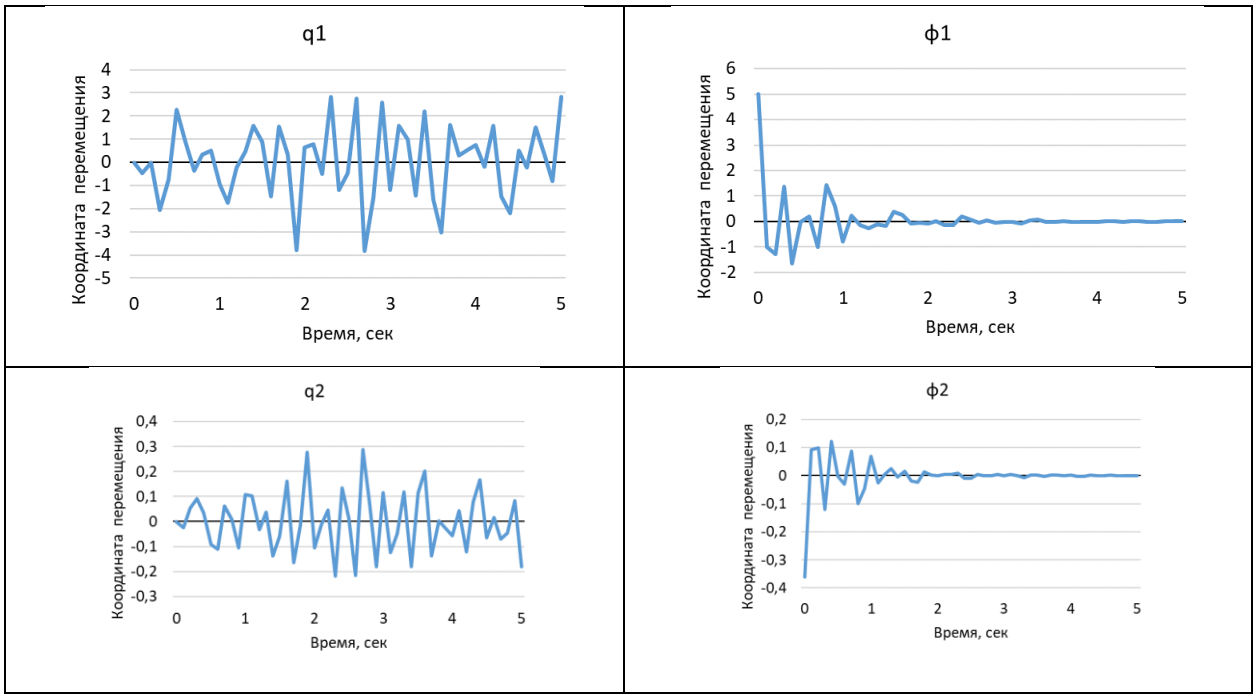


Таблица Б.8 – Координаты перемещений q и φ для серийного трактора тягового класса 1,4



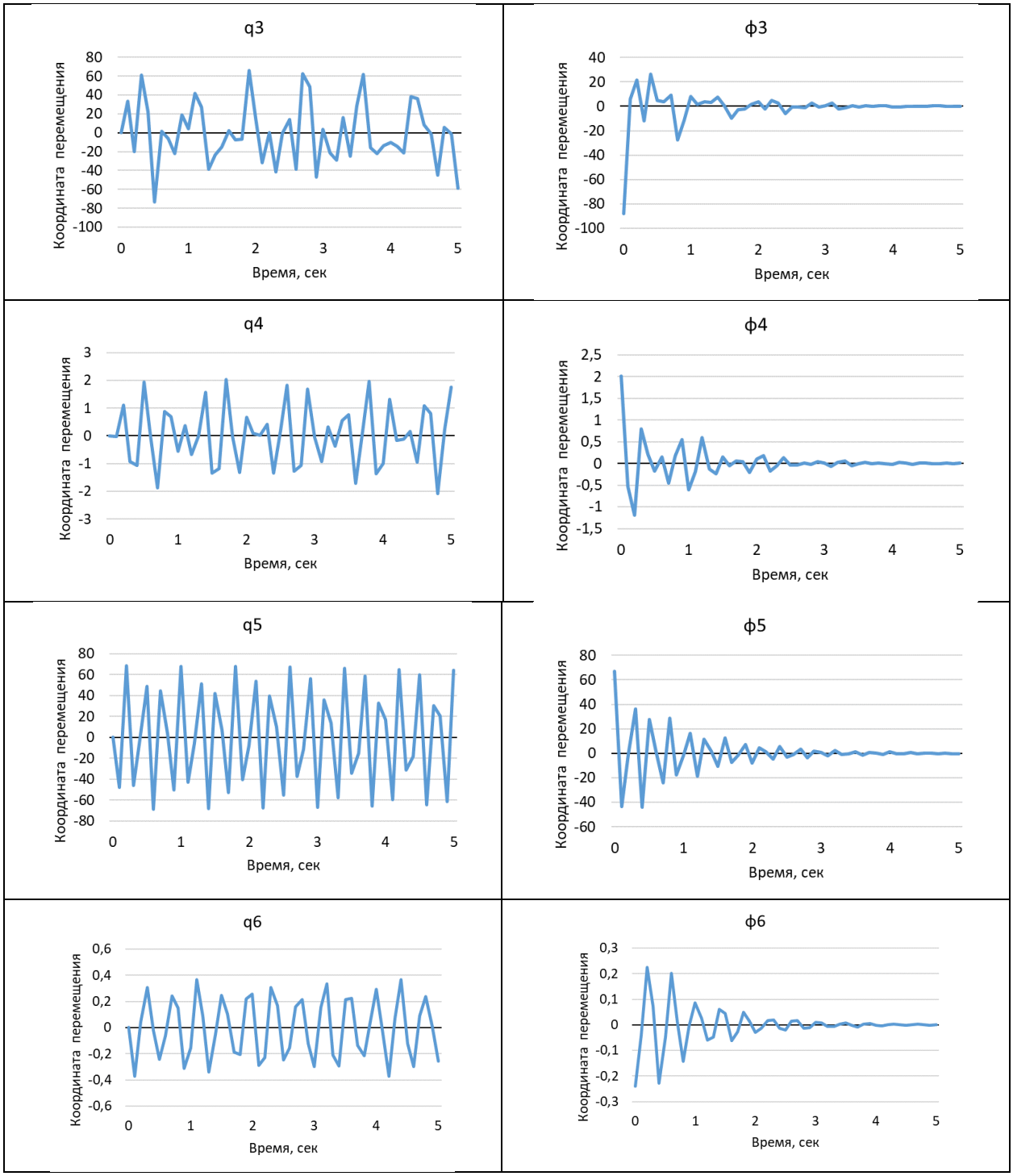
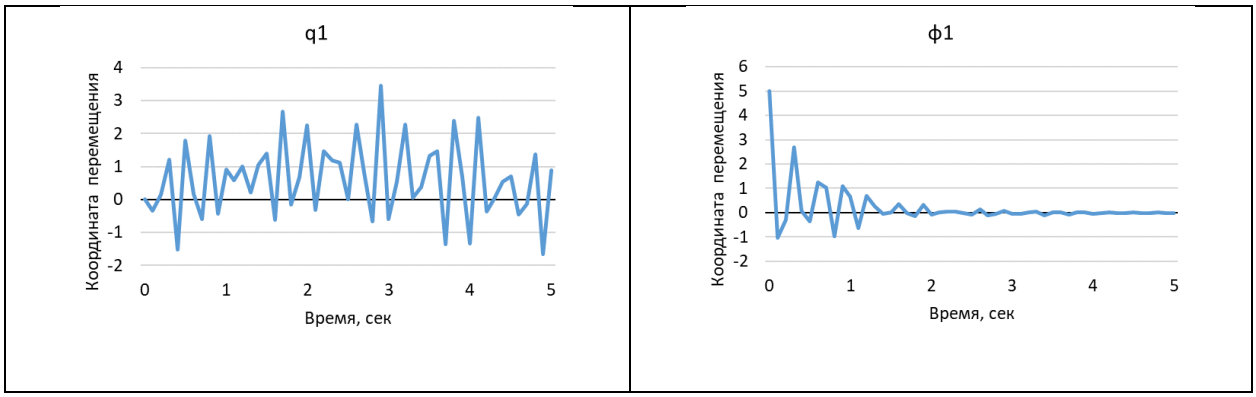
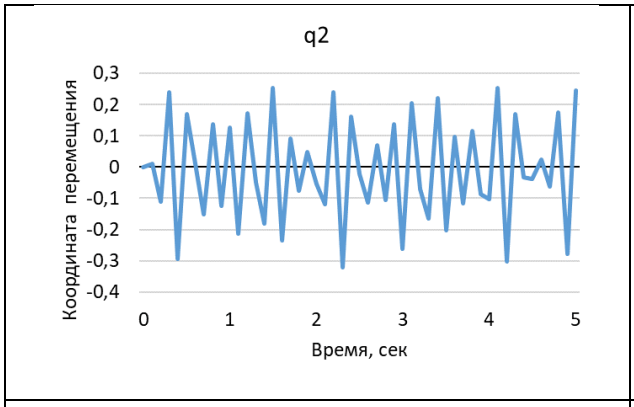
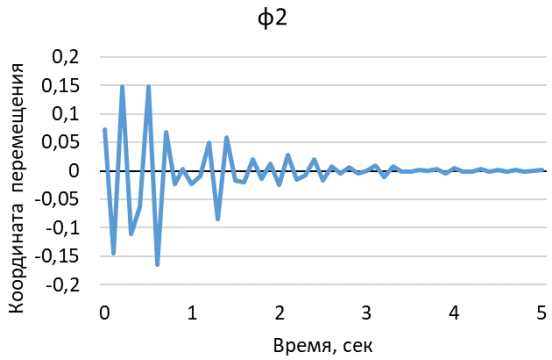


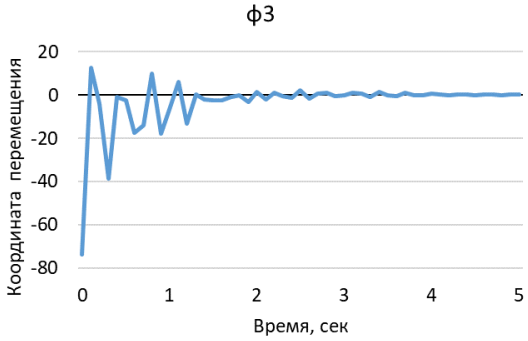
Таблица Б.9 – Координаты перемещений *q* и φ для трактора тягового класса 1,4 с УДМ

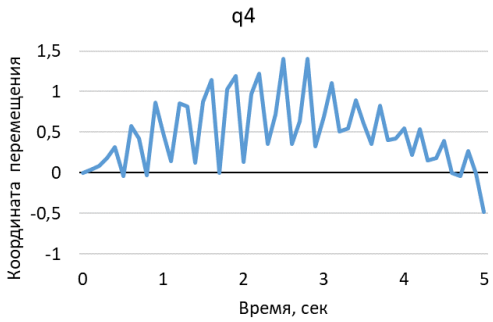


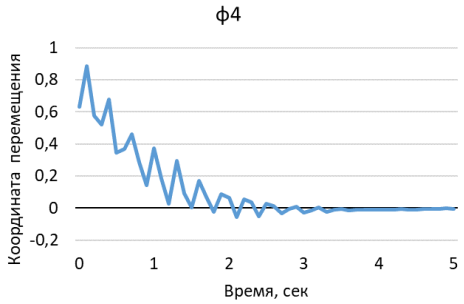

q2
Координата перемещения
0,3
0,2
0,1
0
-0,1
-0,2
-0,3
-0,4
0
1
2
3
4
5
Время, сек

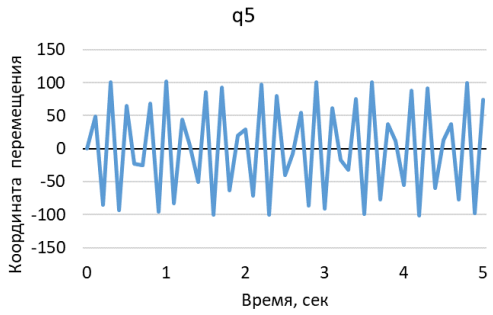

ϕ2
Координата перемещения
0,2
0,15
0,1
0,05
0
-0,05
-0,1
-0,15
-0,2
0
1
2
3
4
5
Время, сек

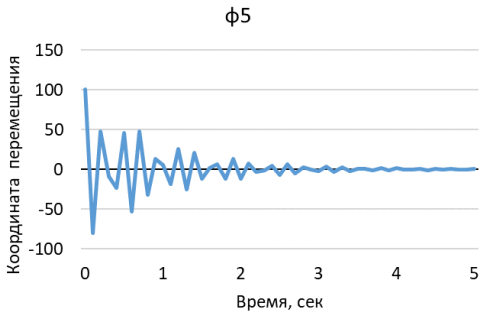

q3
Координата перемещения
60
40
20
0
-20
-40
-60
-80
0
1
2
3
4
5
Время, сек

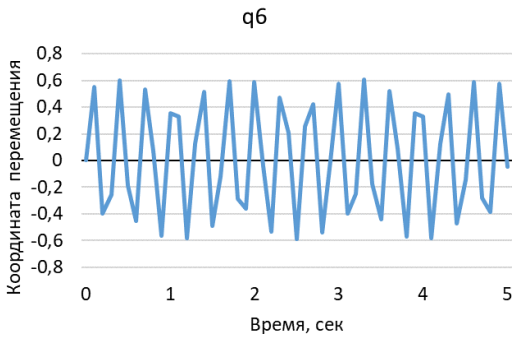

ϕ3
Координата перемещения
20
0
-20
-40
-60
-80
0
1
2
3
4
5
Время, сек

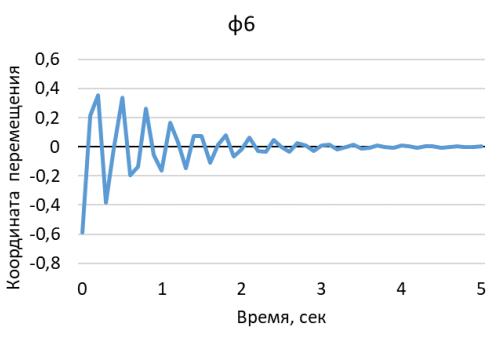

q4
Координата перемещения
1,5
1
0,5
0
-0,5
-1
0
1
2
3
4
5
Время, сек


ϕ4
Координата перемещения
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
-0,2
0
1
2
3
4
5
Время, сек


q5
Координата перемещения
150
100
50
0
-50
-100
-150
0
1
2
3
4
5
Время, сек


ϕ5
Координата перемещения
150
100
50
0
-50
-100
0
1
2
3
4
5
Время, сек


q6
Координата перемещения
0,8
0,6
0,4
0,2
0
-0,2
-0,4
-0,6
-0,8
0
1
2
3
4
5
Время, сек


ϕ6
Координата перемещения
0,6
0,4
0,2
0
-0,2
-0,4
-0,6
-0,8
0
1
2
3
4
5
Время, сек

Для трактора тягового класса 0,9

Таблица Б.10 – Формы колебаний 6-ти массовой системы серийного трактора тягового класса 0,9

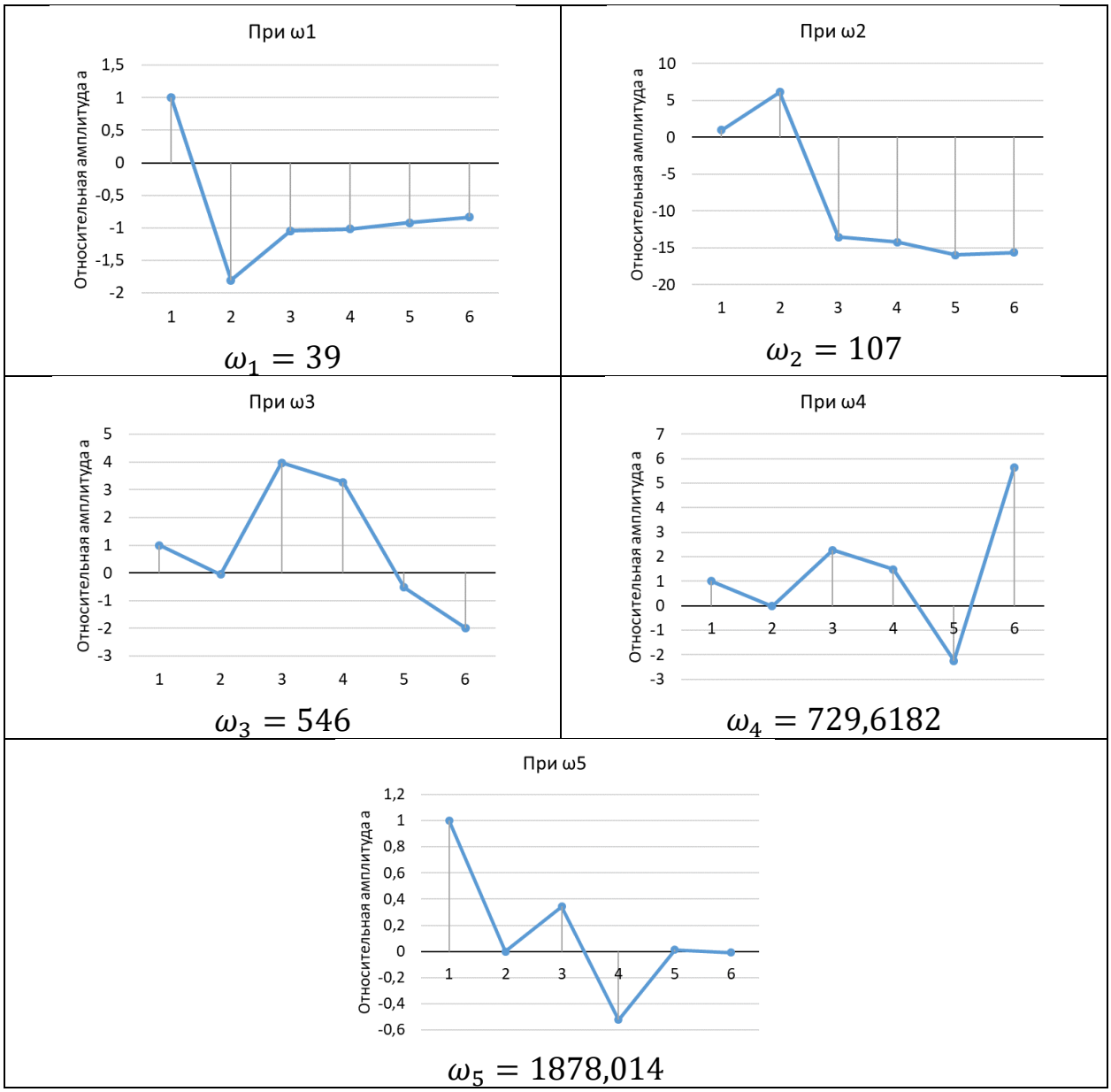
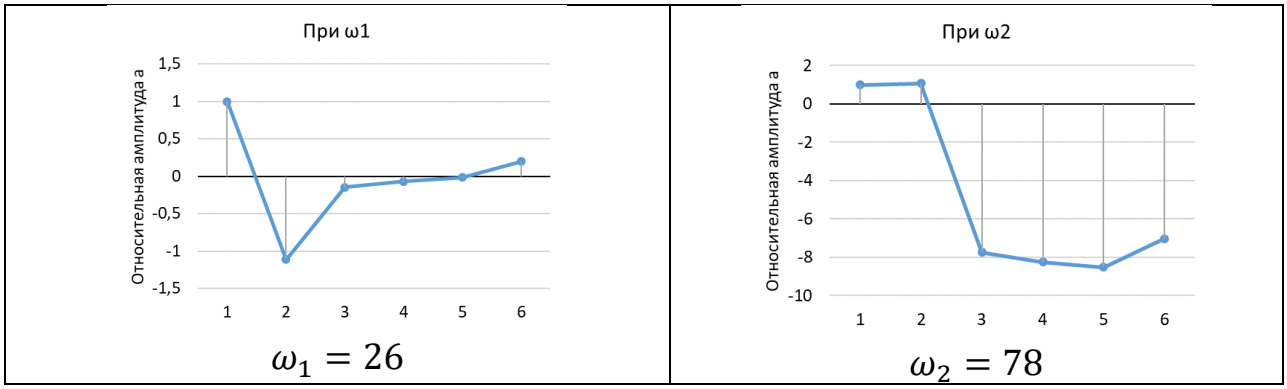


Таблица Б.11 – Формы колебаний 6-ти массовой системы трактора тягового класса 0,9 с УДМ



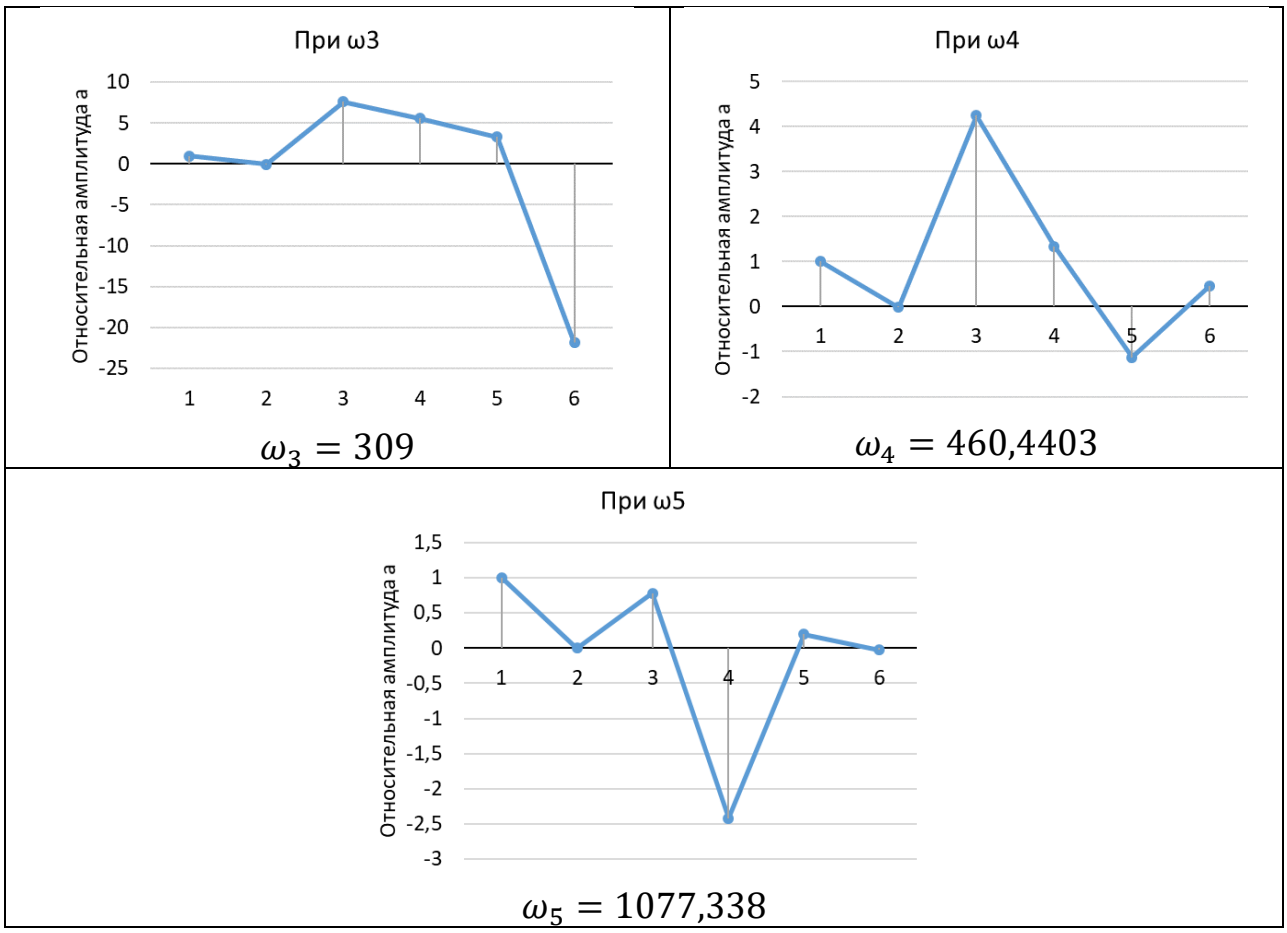
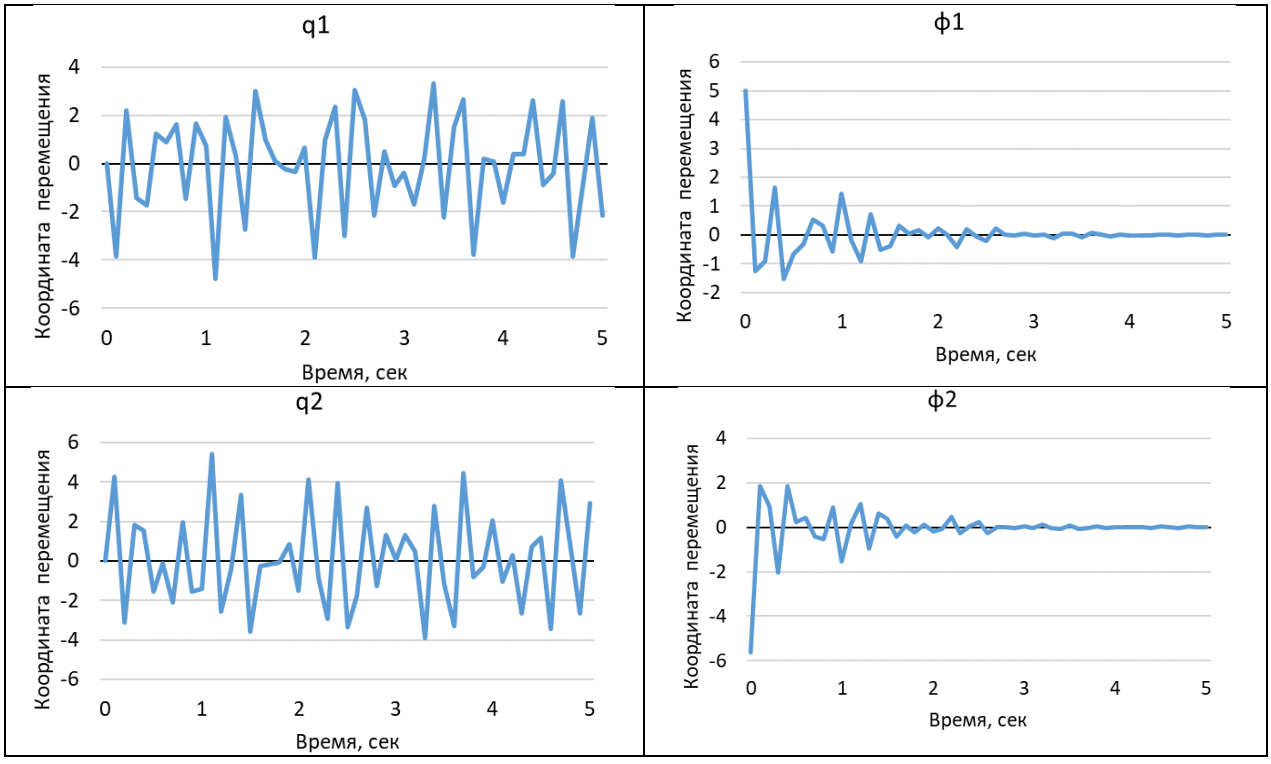


Таблица Б.12 – Координаты перемещений q и φ для системы серийного трактора тягового класса 0,9



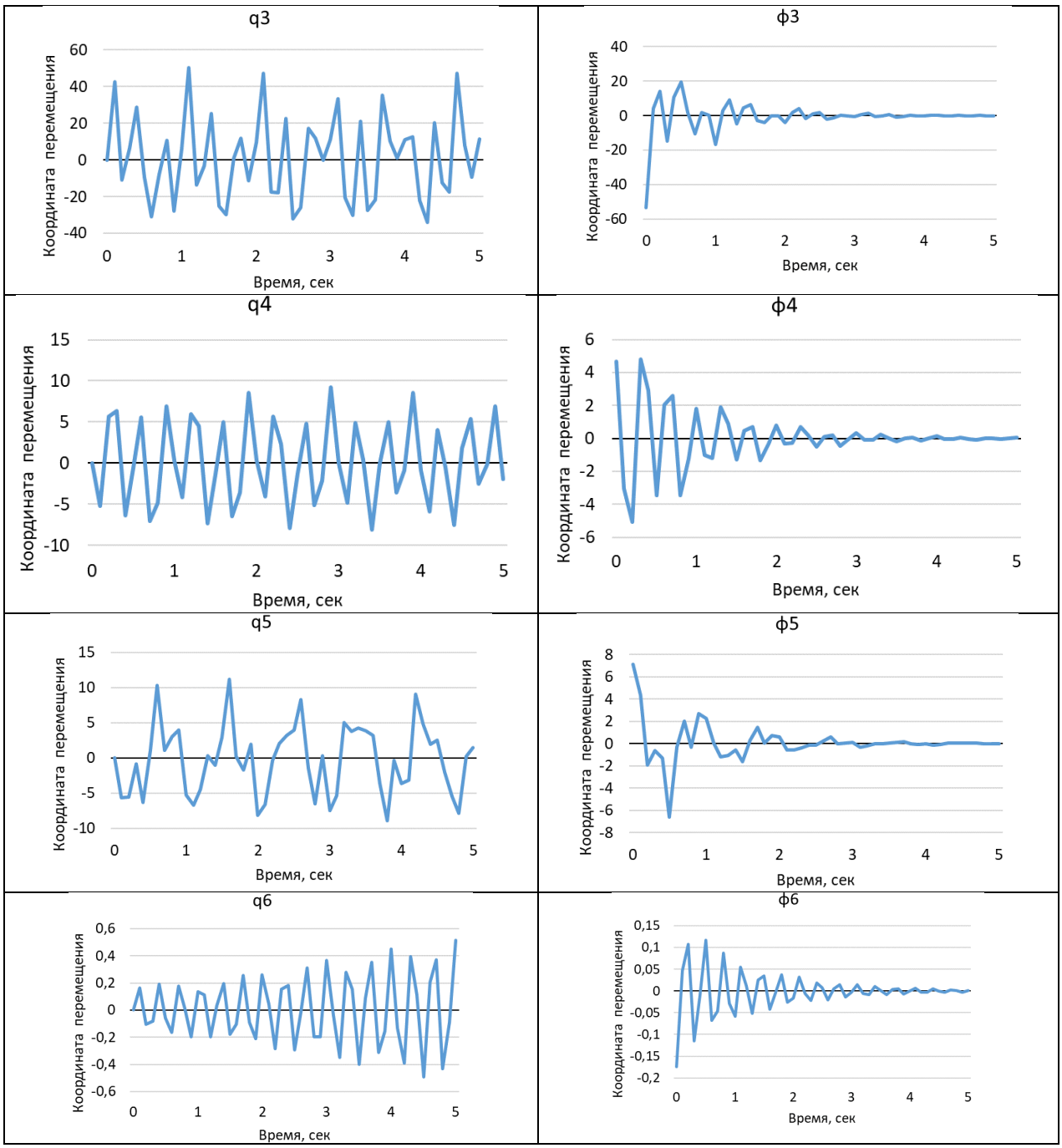
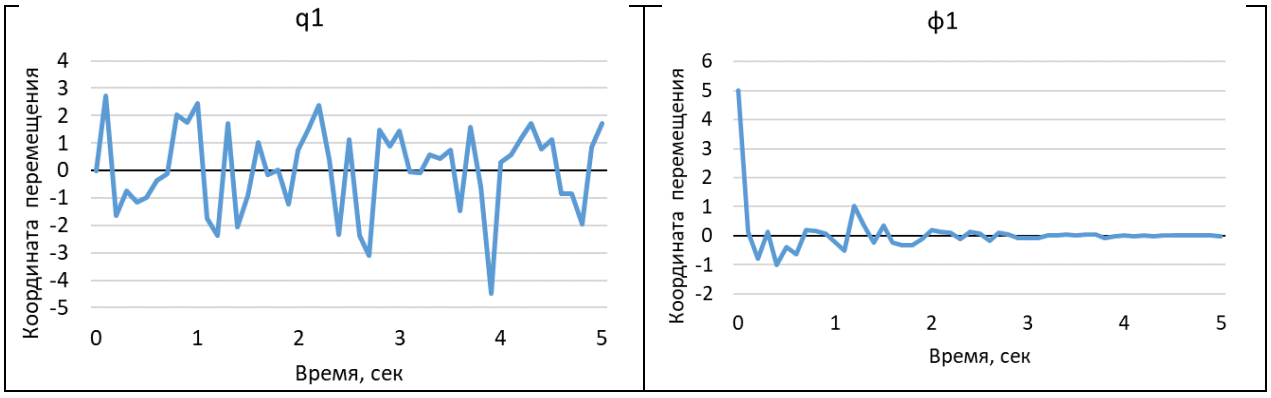
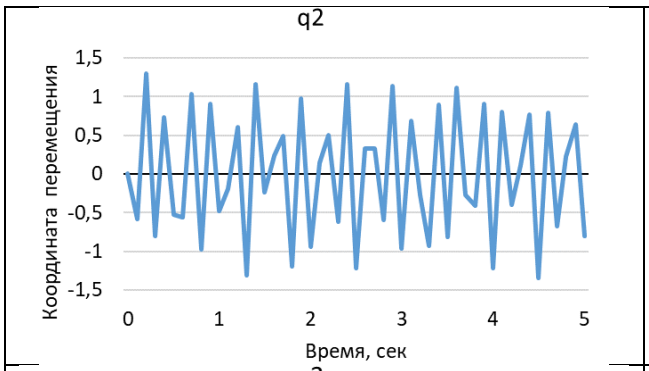
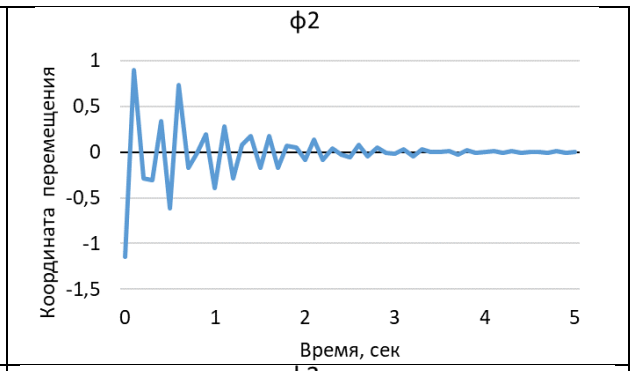


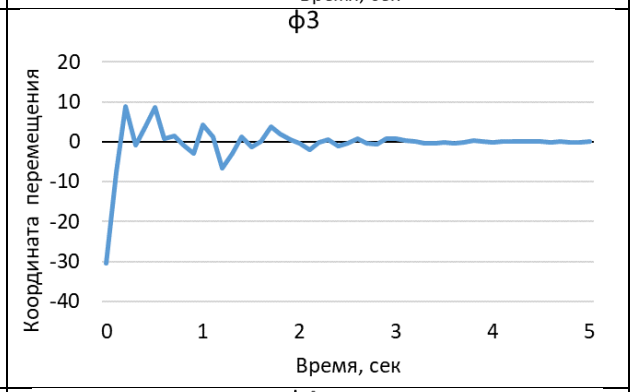
Таблица Б.13 – Координаты перемещений q и φ для системы трактора тягового класса 0,9 с УДМ

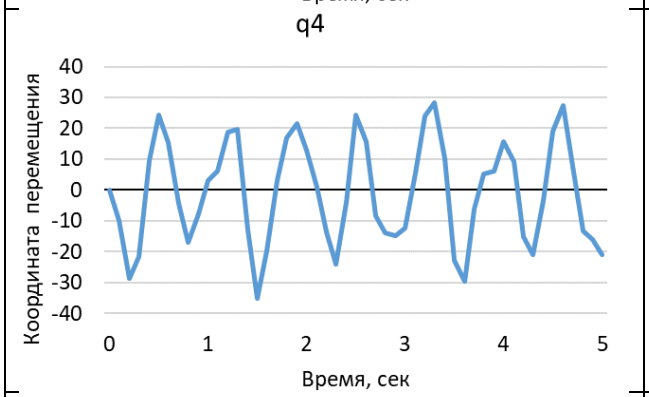


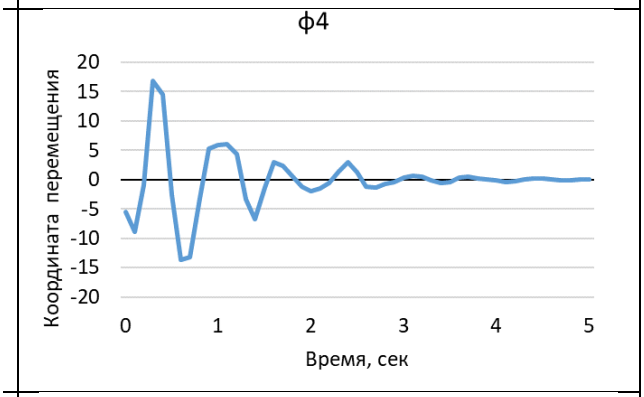

q2
Координата перемещения
1,5
1
0,5
0
-0,5
-1
-1,5
0 1 2 3 4 5
Время, сек

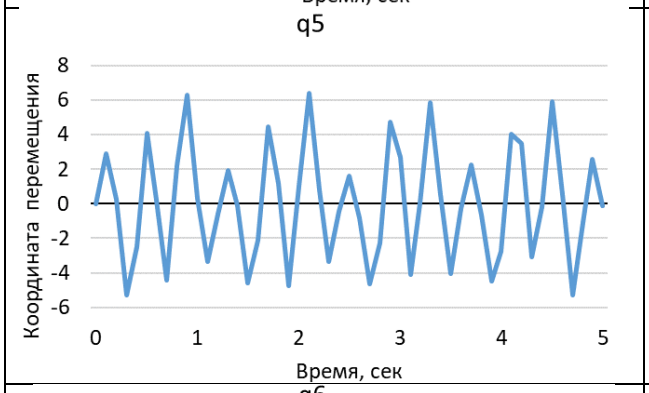

ϕ2
Координата перемещения
1
0,5
0
-0,5
-1
-1,5
0 1 2 3 4 5
Время, сек

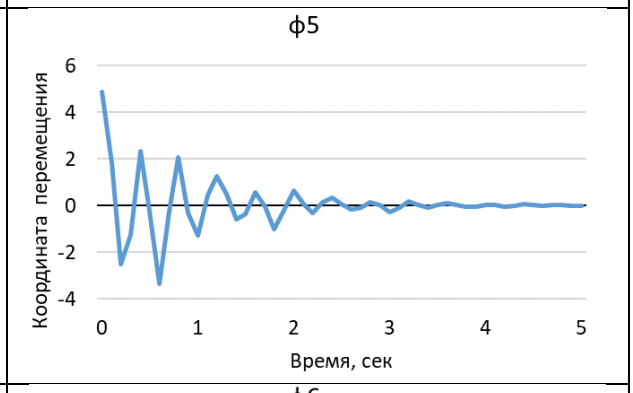

q3
Координата перемещения
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
0 1 2 3 4 5
Время, сек

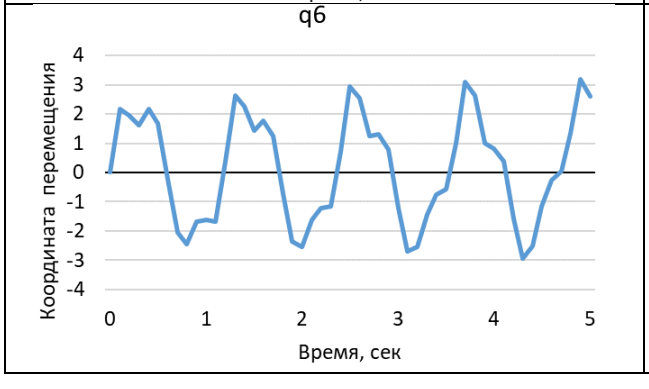

ϕ3
Координата перемещения
20
10
0
-10
-20
-30
-40
0 1 2 3 4 5
Время, сек

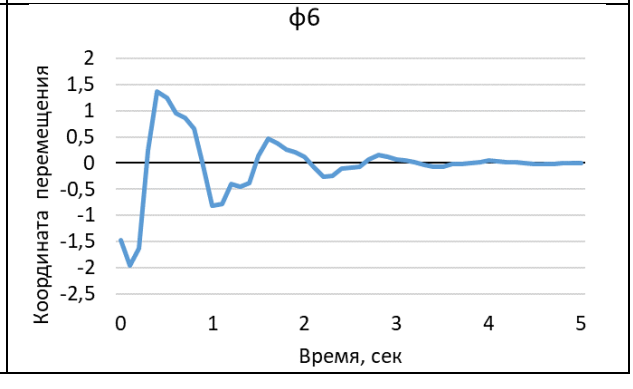

q4
Координата перемещения
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
0 1 2 3 4 5
Время, сек


ϕ4
Координата перемещения
20
15
10
5
0
-5
-10
-15
-20
0 1 2 3 4 5
Время, сек


q5
Координата перемещения
8
6
4
2
0
-2
-4
-6
0 1 2 3 4 5
Время, сек


ϕ5
Координата перемещения
6
4
2
0
-2
-4
0 1 2 3 4 5
Время, сек


q6
Координата перемещения
4
3
2
1
0
-1
-2
-3
-4
0 1 2 3 4 5
Время, сек


ϕ6
Координата перемещения
2
1,5
1
0,5
0
-0,5
-1
-1,5
-2
-2,5
0 1 2 3 4 5
Время, сек

Для трактора тягового класса 0,6

Таблица Б.14 – Формы колебаний 6-ти массовой системы серийного трактора тягового класса 0,6

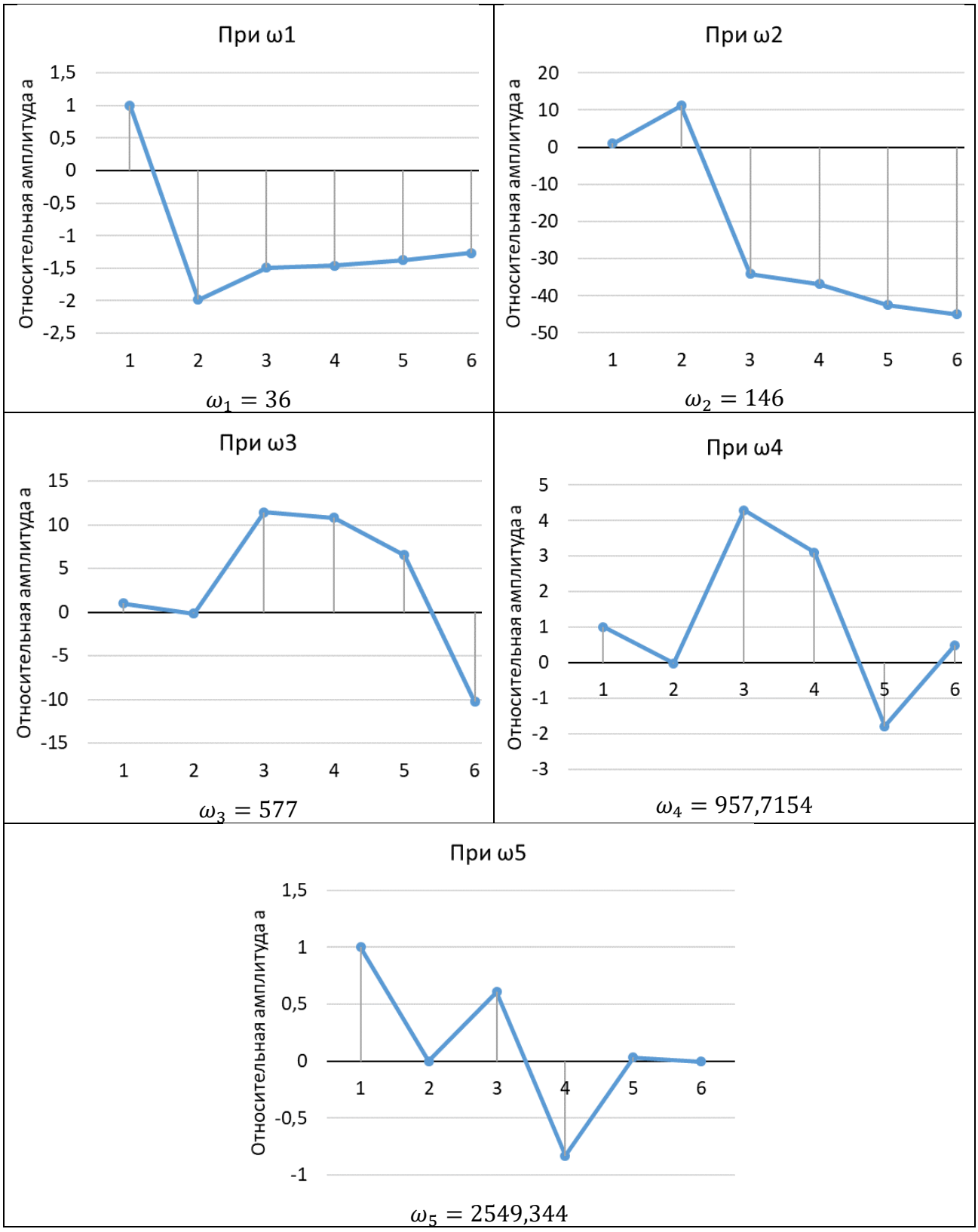


Таблица Б.15 – Формы колебаний 6-ти массовой системы трактора тягового класса 0,6 с УДМ

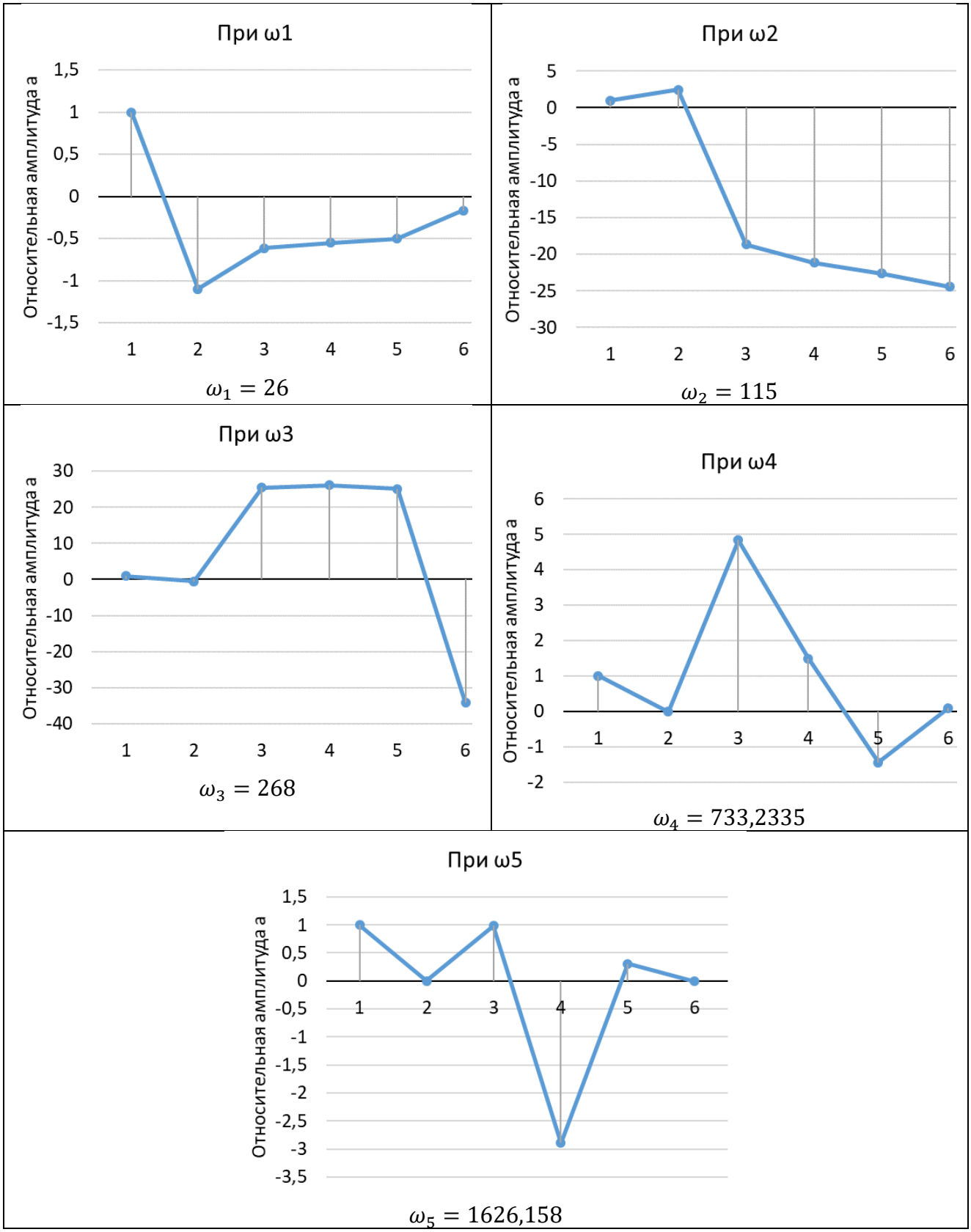
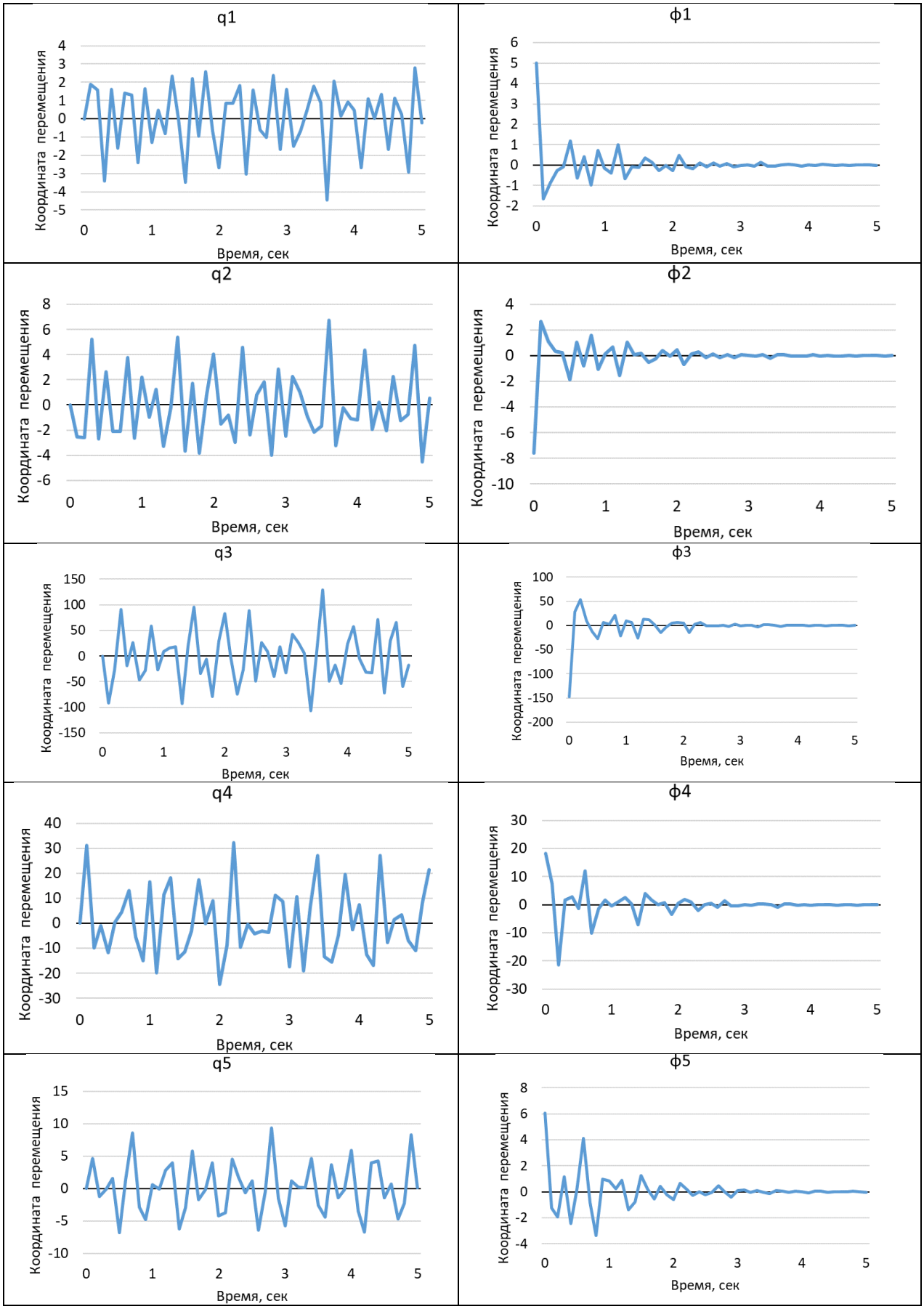


Таблица Б.16 – Координаты перемещений *q* и φ для серийного трактора тягового класса 0,6



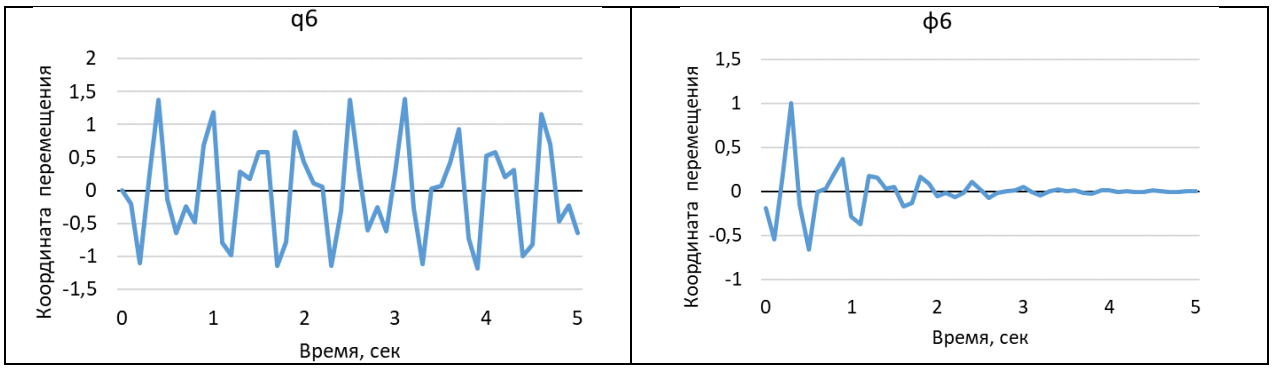
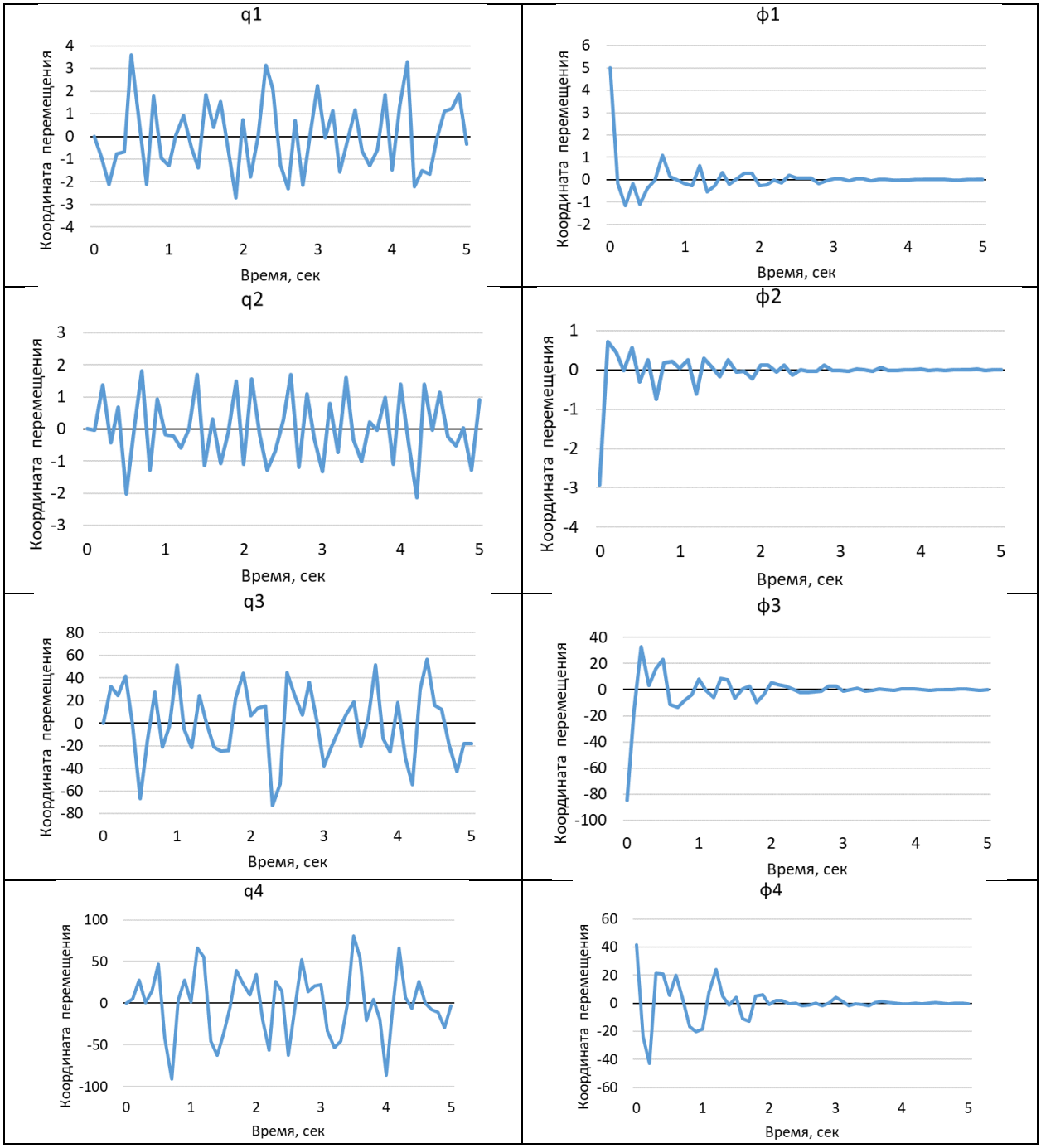
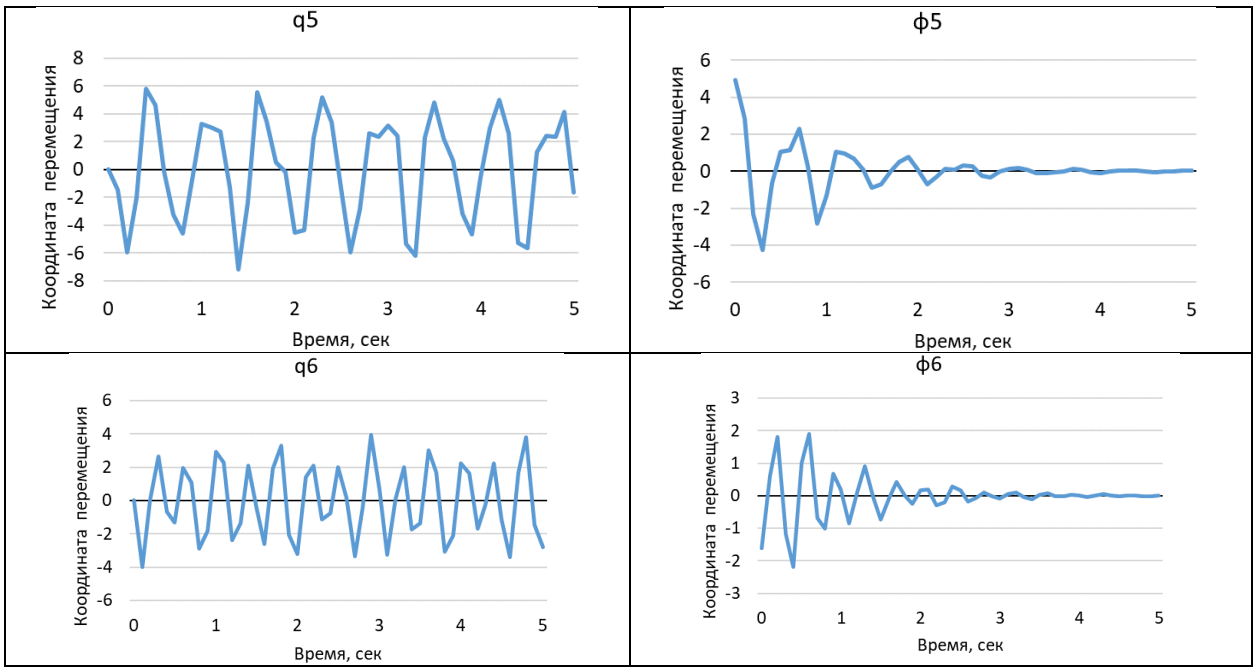


Таблица Б.17 – Координаты перемещений *q* и φ для трактора тягового класса 0,6 с УДМ




q5
Координата перемещения
Время, сек
ϕ5
Координата перемещения
Время, сек
q6
Координата перемещения
Время, сек
ϕ6
Координата перемещения
Время, сек

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Материалы для нахождения компромиссного решения

Приложение В.1 – Листинг программы для нахождения компромиссного решения в программной среде Maple

Листинг представлен в сокращенном виде для удобства отображения в этом документе

```
> restart;
> y1:=0.578+0.00229×x1-0.003716×x2+0.053×x3+0.004513×x4+0.021×x5-
0.001336×x1×x2-0.003136×x1×x3-0.002405×x1×x4+0.0003319×x1×x5-
0.001249×x2×x3+0.001373×x2×x4+0.044×x2×x5-0.00006037×x3×x4-
0.035×x3×x5+0.008085×x4×x5+0.03×x1^2+0.03×x2^2+0.031×x3^2+0.03×x4^2+0.095×x5^2;
> y2:=0.722-0.006325×x1-0.006657×x2+0.033×x3-0.005526×x4-
0.003072×x5+0.006981×x1×x2+0.006851×x1×x3+0.005709×x1×x4-
0.007045×x1×x5+0.008462×x2×x3+0.007245×x2×x4-
0.005554×x2×x5+0.007115×x3×x4+0.002725×x3×x4-
0.006826×x4×x5+0.002905×x1^2+0.002466×x2^2-0.007031×x3^2+0.003445×x4^2+0.038×x5^2;
>y3:=0.06538×x3+0.06613×x5+0.04968×x3^2-0.06994×x1×x2+0.04868×x2×x4-
0.03494×x2×x5-0.04581×x3×x5+0.6212;
>L:=y1+L2×y2+L3×y3;
>DLx1:=diff(L,x1);DLx2:=diff(L,x2);DLx3:=diff(L,x3);DLx4=diff(L,x4);DLx5=dif
f(L,x5);
>solve({.229e-2-.1336e-2×x2-.3136e-2×x3-.2405e-2×x4+.3319e-3×x5+.6e-
1×x1+L2×(-.6325e-2+.6981e-2×x2+.6851e-2×x3+.5709e-2×x4-.7045e-2×x5+.5810e-2×x1)-
.6994e-1×L3×x2=0,
  -.3716e-2-.1336e-2×x1-.1249e-2×x3+.1373e-2×x4+.44e-1×x5+.6e-1×x2+L2×(-
.6657e-2+.6981e-2×x1+.8462e-2×x3+.7245e-2×x4-.5554e-2×x5+.4932e-2×x2)+L3×(-.6994e-
1×x1+.4868e-1×x4-.3494e-1×x5)=0,
  .53e-1-.3136e-2×x1-.1249e-2×x2-.6037e-4×x4-.35e-1×x5+.62e-1×x3+L2×(.33e-
1+.6851e-2×x1+.8462e-2×x2+.9840e-2×x4-.14062e-1×x3)+L3×(.6538e-1+.9936e-1×x3-
.4581e-1×x5)=0,
  .4513e-2-.2405e-2×x1+.1373e-2×x2-.6037e-4×x3+.8085e-2×x5+.6e-1×x4+L2×(-
.5526e-2+.5709e-2×x1+.7245e-2×x2+.9840e-2×x3-.6826e-2×x5+.6890e-2×x4)+.4868e-
1×L3×x2=0,
  .21e-1+.3319e-3×x1+.44e-1×x2-.35e-1×x3+.8085e-2×x4+.190×x5+L2×(-.3072e-2-
.7045e-2×x1-.5554e-2×x2-.6826e-2×x4+.76e-1×x5)+L3×(.6613e-1-.3494e-1×x2-.4581e-
1×x3)=0},{x1,x2,x3,x4,x5});

For further execution of the program, the result of the previous line was
taken (see the Guide for using the program point 6 and 7)
>x11:=5.×(.9137140817e25×L2^5-.1050040534e26×L3×L2^4-.2482165048e27×L2^4-
.4443494010e28×L3^2×L2^3+.8035962645e27×L2^3+.1589977417e28×L3×L2^3+.3257470791e29
×L3×L2^2-.1119062829e29×L3^2×L2^2-
.2152917631e29×L3^3×L2^2+.1067406050e29×L2^2+.1800480126e29×L3^2×L2+.6656324493e28
×L2+.2416315410e28×L3^4×L2+.5066733332e29×L3×L2-
.4395952857e29×L3^3×L2+.1997314228e29×L3+.9112394309e29×L3^2-
.7930612585e28+.1339893406e29×L3^3-.8273774423e29×L3^4)/(.1406814108e26×L2^5-
.5166260797e27×L3×L2^4+.8609758008e27×L2^4-
.8376762228e28×L3×L2^3+.4276182355e29×L3^2×L2^3-.3040599692e29×L2^3-
.6201716822e29×L2^2+.1540923212e30×L3^2×L2^2+.1222291942e30×L3×L2^2-
.1685093692e30×L3^3×L2^2+.6855619635e30×L3×L2-.1195459774e31×L3^3×L2-
.4180928068e30×L3^2×L2+.4530047037e29×L3^4×L2+.2998739789e30×L2+.8266355123e30×L3-
.1782184366e31×L3^3-.1057387624e31×L3^2+.2199833745e30×L3^4+.4599129653e30);
 x21:=-
.2500000000×(.2716855646e25×L2^5+.2818418214e28×L2^4+.6319207946e28×L3×L2^4+.35627
63866e29×L3×L2^3-.2608179820e29×L2^3-.4526791195e28×L3^2×L2^3-
.1250472467e30×L3^2×L2^2-.2889392024e30×L3×L2^2+.1588919871e29×L3^3×L2^2-
.3264571804e30×L2^2-.7911911753e30×L2-
.9566371273e30×L3×L2+.4388931852e30×L3^3×L2+.2911009479e30×L3^2×L2-
.5817690042e30+.1445931083e31×L3^3-
```

```
.1283402450e31×L3+.2715136909e30×L3^2)/(.1406814108e26×L2^5-
.5166260797e27×L3×L2^4+.8609758008e27×L2^4-
.8376762228e28×L3×L2^3+.4276182355e29×L3^2×L2^3-.3040599692e29×L2^3-
.6201716822e29×L2^2+.1540923212e30×L3^2×L2^2+.1222291942e30×L3×L2^2-
.1685093692e30×L3^3×L2^2+.6855619635e30×L3×L2-.1195459774e31×L3^3×L2-
.4180928068e30×L3^2×L2+.4530047037e29×L3^4×L2+.2998739789e30×L2+.8266355123e30×L3-
.1782184366e31×L3^3-.1057387624e31×L3^2+.2199833745e30×L3^4+.4599129653e30);
        x31:=25.×(.7366815886e24×L2^5+.6230939792e26×L2^4-.2111779409e26×L3×L2^4-
.1636015948e28×L2^3+.2507014606e28×L3^2×L2^3-
.4361681915e27×L3×L2^3+.1989714327e29×L3^2×L2^2-.1224844815e29×L2^2-
.3656961937e28×L3×L2^2+.2911264453e28×L3^3×L2^2-
.2773713097e29×L2+.3633041605e29×L3^3×L2+.5184684922e29×L3^2×L2-
.2695203509e29×L3×L2+.2615778306e28×L3^4×L2+.3658948081e29×L3^2+.1270246720e29×L3^
4-.3374101883e29×L3-.1962103332e29+.6957067703e29×L3^3)/(.1406814108e26×L2^5-
.5166260797e27×L3×L2^4+.8609758008e27×L2^4-
.8376762228e28×L3×L2^3+.4276182355e29×L3^2×L2^3-.3040599692e29×L2^3-
.6201716822e29×L2^2+.1540923212e30×L3^2×L2^2+.1222291942e30×L3×L2^2-
.1685093692e30×L3^3×L2^2+.6855619635e30×L3×L2-.1195459774e31×L3^3×L2-
.4180928068e30×L3^2×L2+.4530047037e29×L3^4×L2+.2998739789e30×L2+.8266355123e30×L3-
.1782184366e31×L3^3-.1057387624e31×L3^2+.2199833745e30×L3^4+.4599129653e30);
        x41:=-25.×(.2083388186e25×L2^5-.8376610597e26×L3×L2^4-
.2525266158e26×L2^4+.4204671044e26×L3×L2^3+.1214832082e28×L3^2×L2^3-
.7981166979e27×L2^3-.3811596953e28×L2^2+.1092586956e29×L3^2×L2^2-
.1012793900e28×L3×L2^2+.7444812632e28×L3^3×L2^2+.2478340133e28×L3×L2+.7058700218e2
8×L3^3×L2+.1749062936e29×L3^2×L2-.6622653960e28×L3^4×L2-
.3292508026e28×L2+.4311874823e28×L3-.1738808362e28×L3^3+.5724354239e28×L3^2-
.5014204649e28×L3^4+.6617698108e27)/(.1406814108e26×L2^5-
.5166260797e27×L3×L2^4+.8609758008e27×L2^4-
.8376762228e28×L3×L2^3+.4276182355e29×L3^2×L2^3-.3040599692e29×L2^3-
.6201716822e29×L2^2+.1540923212e30×L3^2×L2^2+.1222291942e30×L3×L2^2-
.1685093692e30×L3^3×L2^2+.6855619635e30×L3×L2-.1195459774e31×L3^3×L2-
.4180928068e30×L3^2×L2+.4530047037e29×L3^4×L2+.2998739789e30×L2+.8266355123e30×L3-
.1782184366e31×L3^3-.1057387624e31×L3^2+.2199833745e30×L3^4+.4599129653e30);
        x51:=2.500000000×(.3037140364e23×L2^5-
.2595762915e26×L2^4+.1817442284e26×L3×L2^4-
.1428433433e28×L3^2×L2^3+.9599635464e27×L2^3-.1212450780e25×L3×L2^3-
.1308255178e29×L3^3×L2^2+.1397099081e29×L3×L2^2-
.2154271231e28×L2^2+.1625310575e28×L3^2×L2^2-
.9536077209e29×L3×L2+.1087896078e30×L3^3×L2+.8259627213e29×L3^4×L2-
.5239366870e29×L2+.2458324858e28×L3^2×L2-.6964024084e29+.4700826067e30×L3^3-
.5028081372e29×L3^2-.2272948473e30×L3+.4010953201e30×L3^4)/(.1406814108e26×L2^5-
.5166260797e27×L3×L2^4+.8609758008e27×L2^4-
.8376762228e28×L3×L2^3+.4276182355e29×L3^2×L2^3-.3040599692e29×L2^3-
.6201716822e29×L2^2+.1540923212e30×L3^2×L2^2+.1222291942e30×L3×L2^2-
.1685093692e30×L3^3×L2^2+.6855619635e30×L3×L2-.1195459774e31×L3^3×L2-
.4180928068e30×L3^2×L2+.4530047037e29×L3^4×L2+.2998739789e30×L2+.8266355123e30×L3-
.1782184366e31×L3^3-.1057387624e31×L3^2+.2199833745e30×L3^4+.4599129653e30);
     >y11:=0.578+0.00229×x11-0.003716×x21+0.053×x31+0.004513×x41+0.021×x51-
0.001336×x11×x21-0.003136×x11×x31-0.002405×x11×x41+0.0003319×x11×x51-
0.001249×x21×x31+0.001373×x21×x41+0.044×x21×x51-0.00006037×x31×x41-
0.035×x31×x51+0.008085×x41×x51+0.03×x11^2+0.03×x21^2+0.031×x31^2+0.03×x41^2+0.095×
x51^2;
       y21:=0.722-0.006325×x11-0.006657×x21+0.033×x31-0.005526×x41-
0.003072×x51+0.006981×x11×x21+0.006851×x11×x31+0.005709×x11×x41-
0.007045×x11×x51+0.008462×x21×x31+0.007245×x21×x41-
0.005554×x21×x51+0.007115×x31×x41+0.002725×x31×x41-
0.006826×x41×x51+0.002905×x11^2+0.002466×x21^2-
0.007031×x31^2+0.003445×x41^2+0.038×x51^2;
        y31:=0.06538×x31+0.06613×x51+0.04968×x31^2-
0.06994×x11×x21+0.04868×x21×x41-0.03494×x21×x51-0.04581×x31×x51+0.6212;
     >Lp:=y11+L2×y21+L3×y31;
```

The values of the variables L2 and L3 were selected based on Matlab calculations

```
      >restart;
      >x3:=0;x4:=0;x5:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx1x2:='Lplotx1x2':plot3d(Lplot, x1=-1..1, x2=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x2:=0;x4:=0;x5:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx1x3:='Lplotx1x3':plot3d(Lplot, x1=-1..1, x3=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x2:=0;x3:=0;x5:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx1x4:='Lplotx1x4':plot3d(Lplot, x1=-1..1, x4=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x2:=0;x3:=0;x4:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx1x3:='Lplotx1x3':plot3d(Lplot, x1=-1..1, x5=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x1:=0;x4:=0;x5:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx2x3:='Lplotx2x3':plot3d(Lplot, x2=-1..1, x3=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x1:=0;x3:=0;x5:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
```

```
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx2x4:='Lplotx2x4':plot3d(Lplot, x2=-1..1, x4=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x1:=0;x3:=0;x4:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx2x5:='Lplotx2x5':plot3d(Lplot, x2=-1..1, x5=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x1:=0;x2:=0;x5:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx3x4:='Lplotx3x4':plot3d(Lplot, x3=-1..1, x4=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x1:=0;x2:=0;x4:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx3x5:='Lplotx3x5':plot3d(Lplot, x3=-1..1, x5=-1..1, grid=[20,20]);
      >restart;
      >x1:=0;x2:=0;x3:=0;L2:=1;L3:=-1;
      >Lplot:=.578+.229e-2×x1-.3716e-2×x2+.53e-1×x3+.4513e-2×x4+.21e-1×x5-.1336e-
2×x1×x2-.3136e-2×x1×x3-.2405e-2×x1×x4+.3319e-3×x1×x5-.1249e-2×x2×x3+.1373e-
2×x2×x4+.44e-1×x2×x5-.6037e-4×x3×x4-.35e-1×x3×x5+.8085e-2×x4×x5+.3e-1×x1^2+.3e-
1×x2^2+.31e-1×x3^2+.3e-1×x4^2+.95e-1×x5^2+L2×(.722-.6325e-2×x1-.6657e-2×x2+.33e-
1×x3-.5526e-2×x4-.3072e-2×x5+.6981e-2×x1×x2+.6851e-2×x1×x3+.5709e-2×x1×x4-.7045e-
2×x1×x5+.8462e-2×x2×x3+.7245e-2×x2×x4-.5554e-2×x2×x5+.9840e-2×x3×x4-.6826e-
2×x4×x5+.2905e-2×x1^2+.2466e-2×x2^2-.7031e-2×x3^2+.3445e-2×x4^2+.38e-
1×x5^2)+L3×(.6538e-1×x3+.6613e-1×x5+.4968e-1×x3^2-.6994e-1×x1×x2+.4868e-1×x2×x4-
.3494e-1×x2×x5-.4581e-1×x3×x5+.6212);
      >Lplotx4x5:='Lplotx4x5':plot3d(Lplot, x4=-1..1, x5=-1..1, grid=[20,20]);
```

Приложение В.2 – Листинг программы для нахождения компромиссного решения в программной среде MATLAB

Листинг представлен в сокращенном виде для удобства отображения в этом документе

```
clc; clear;
i=1;
fprintf('       Lp                    X1                    X2                    X3
X4                X5               L2  L3\n');
for L2=-1:1:1
   for L3=-1:1:1
      Lp=.578+.1145e-1×(.2416315410e28×L2×L3^4-.8273774423e29×L3^4-.2152917631e29×L2^2×L3^3-
.4395952857e29×L3^3×L2+…+.8609758008e27×L2^4-.3040599692e29×L2^3-
.6201716822e29×L2^2+.2998739789e30×L2+.4599129653e30)^2)+.6212); % уравнение Лагранжа и уравне-
ния переменных представлена в сокращенном виде для удобства отображения в этом документе
            Lag(i)=Lp;
            LogL2(i)=L2;
            LogL3(i)=L3;
            x1= 5.×(.2416315410e28×L2×L3^4-.8273774423e29×L3^4-.2152917631e29×L2^2×L3^3-
.4395952857e29×L3^3×L2+.1339893406e29×L3^3-.4443494010e28×L2^3×L3^2-
.1119062829e29×L2^2×L3^2+.1800480126e29×L2×L3^2+…;
            x2= -
.2500000000×(.1588919871e29×L2^2×L3^3+.4388931852e30×L3^3×L2+.1445931083e31×L3^3-
.4526791195e28×L2^3×L3^2-.1250472467e30×L2^2×L3^2+.2911009479e30×L2×L3^2+.2715136909e30×L3^2+…;
            x3= 25.×(.7366815886e24×L2^5-
.2111779409e26×L2^4×L3+.6230939792e26×L2^4+.2507014606e28×L2^3×L3^2-.4361681915e27×L2^3×L3-
.1636015948e28×L2^3-.3656961937e28×L2^2×L3+.2911264453e28×L2^2×L3^3+…;
            x4= -25.×(.2083388186e25×L2^5-.8376610597e26×L2^4×L3-
.2525266158e26×L2^4+.4204671044e26×L2^3×L3+.1214832082e28×L2^3×L3^2-…;
            x5= 2.500000000×(.8259627213e29×L2×L3^4+.4010953201e30×L3^4-
.1308255178e29×L2^2×L3^3+.1087896078e30×L3^3×L2+.4700826067e30×L3^3-…;
fprintf('%15.15f     %15.15f      %15.15f        %15.15f     %15.15f     %15.15f    %i  %i
\n',Lp,x1,x2,x3,x4,x5,L2,L3);
            %Пересчитанные значения X
            X1(i)= 5.×(.2416315410e28×L2×L3^4-.8273774423e29×L3^4-.2152917631e29×L2^2×L3^3-
.4395952857e29×L3^3×L2+.1339893406e29×L3^3-.4443494010e28×L2^3×L3^2-
.1119062829e29×L2^2×L3^2+.1800480126e29×L2×L3^2+…;
            X2(i)= -
.2500000000×(.1588919871e29×L2^2×L3^3+.4388931852e30×L3^3×L2+.1445931083e31×L3^3-
.4526791195e28×L2^3×L3^2-.1250472467e30×L2^2×L3^2+.2911009479e30×L2×L3^2+.2715136909e30×L3^2+…;
            X3(i)= 25.×(.7366815886e24×L2^5-
.2111779409e26×L2^4×L3+.6230939792e26×L2^4+.2507014606e28×L2^3×L3^2-.4361681915e27×L2^3×L3-
.1636015948e28×L2^3-.3656961937e28×L2^2×L3+.2911264453e28×L2^2×L3^3+…;
            X4(i)= -25.×(.2083388186e25×L2^5-.8376610597e26×L2^4×L3-
.2525266158e26×L2^4+.4204671044e26×L2^3×L3+.1214832082e28×L2^3×L3^2-…;
            X5(i)= 2.500000000×(.8259627213e29×L2×L3^4+.4010953201e30×L3^4-
.1308255178e29×L2^2×L3^3+.1087896078e30×L3^3×L2+.4700826067e30×L3^3-…;
            i=i+1;
    end
end
%Вывод
% Лямбда
M=min(Lag(😊);
col_min = find(Lag(😊 == M);
Ma=max(Lag(😊);
col_max=find(Lag(😊 == Ma);
fprintf('Minimum = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',M,LogL2(col_min),LogL3(col_min));
fprintf('Maximum = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',Ma,LogL2(col_max),LogL3(col_max));
%X1
MX1=min(X1(😊);
col_minX1 = find(X1(😊 == MX1);
MaX1=max(X1(😊);
col_maxX1=find(X1(😊 == MaX1);
fprintf('Minimum X1 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MX1,LogL2(col_minX1),LogL3(col_minX1));
fprintf('Maximum X1 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MaX1,LogL2(col_maxX1),LogL3(col_maxX1));
%X2
MX2=min(X2(😊);
col_minX2 = find(X2(😊 == MX2);
MaX2=max(X2(😊);
col_maxX2=find(X2(😊 == MaX2);
fprintf('Minimum X2 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MX2,LogL2(col_minX2),LogL3(col_minX2));
fprintf('Maximum X2 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MaX2,LogL2(col_maxX2),LogL3(col_maxX2));
%X3
```

```
MX3=min(X3(😊));
col_minX3 = find(X3(😊) == MX3);
MaX3=max(X3(😊));
col_maxX3=find(X3(😊) == MaX3);
fprintf('Minimum X3 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MX3,LogL2(col_minX3),LogL3(col_minX3));
fprintf('Maximum X3 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MaX3,LogL2(col_maxX3),LogL3(col_maxX3));
%X4
MX4=min(X4(😊));
col_minX4 = find(X4(😊) == MX4);
MaX4=max(X4(😊));
col_maxX4=find(X4(😊) == MaX4);
fprintf('Minimum X4 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MX4,LogL2(col_minX4),LogL3(col_minX4));
fprintf('Maximum X4 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MaX4,LogL2(col_maxX4),LogL3(col_maxX4));
%X5
MX5=min(X5(😊));
col_minX5 = find(X5(😊) == MX5);
MaX5=max(X5(😊));
col_maxX5=find(X5(😊) == MaX5);
fprintf('Minimum X5 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MX5,LogL2(col_minX5),LogL3(col_minX5));
fprintf('Maximum X5 = %15.15f    L2 = %i  L3 = %i \n',MaX5,LogL2(col_maxX5),LogL3(col_maxX5));
% Для удобства переноса данных
disp('Для удобного переноса данных');
disp('Лагранж');
fprintf('%6.4f \n',Lag);
disp('X1');
fprintf('%6.4f \n',X1);
disp('X2');
fprintf('%6.4f \n',X2);
disp('X3');
fprintf('%6.4f \n',X3);
disp('X4');
fprintf('%6.4f \n',X4);
disp('X5');
fprintf('%6.4f \n',X5);
disp('L2');
fprintf('%i \n',LogL2);
disp('L3');
fprintf('%i \n',LogL3);
```

Приложение В.3 – Руководство по применению программы для нахождения компромиссного решения

1. Откройте файл « Kompromisnoe reshenie « в программе Maple.
   Примечание: В окне программы красным цветом обозначены строки команд (могут быть изменены), а синим цветом – результат выполнения команд (не могут быть изменены, без изменения команд)
2. Для удаления старых данных выполнения программы, перед началом работы выберите строку с командой restart; и нажмите Enter.
3. Вставьте или впишите ваши заранее составленные модели в строки команд после y1:=… ; y2:=… ; y3:=… ; и нажмите Enter после внесения каждой из них. В строке y1:=… ; должна быть основная функция. В примере на рис.1 показаны 3 вставленные модели и результат внесения их в программу кнопкой Enter.
   Примечание: Знак «;» должен завершать каждую командную строку.

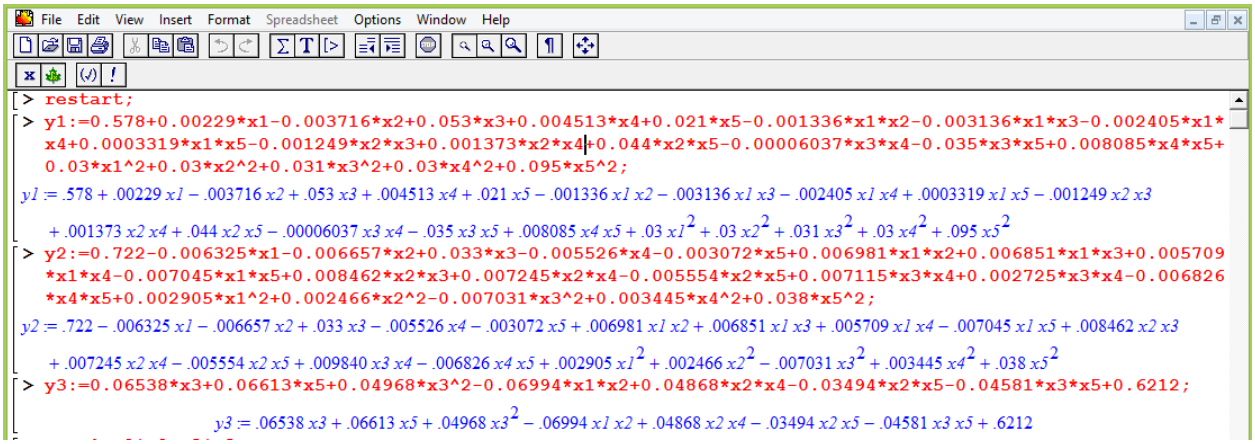


Рис. 1 – Окно программы Maple с формой записи модели для расчета

4. Выберите строку с функцией Лагранжа и нажмите Enter. Для 3 уравнений эта функция в программе выглядит так: L:=y1+L2×y2+L3×y3; Пример представлен на рис.2.

   Примечание: При необходимости, измените функцию под нужное количество уравнений.

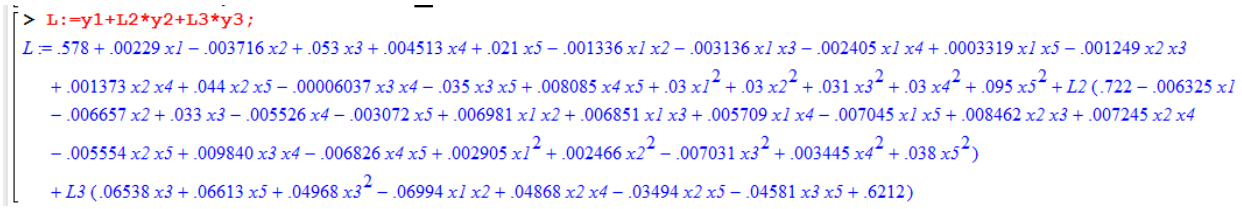


Рис. 2 – Результат применения функции Лагранжа

5. Далее для нахождения экстремумов функции Лагранжа берутся частные производные по переменным x1, x2, … xn. Командная строка с производными для 5 переменных выглядит так: DLx1:=diff(L,x1); DLx2:=diff(L,x2); DLx3:=diff(L,x3); DLx4=diff(L,x4); DLx5=diff(L,x5); Выберите эту строку и нажмите Enter. На рис. 3 показан результат применения этой командной строки.

   Примечание: При необходимости, измените командную строку под нужное количество переменных.

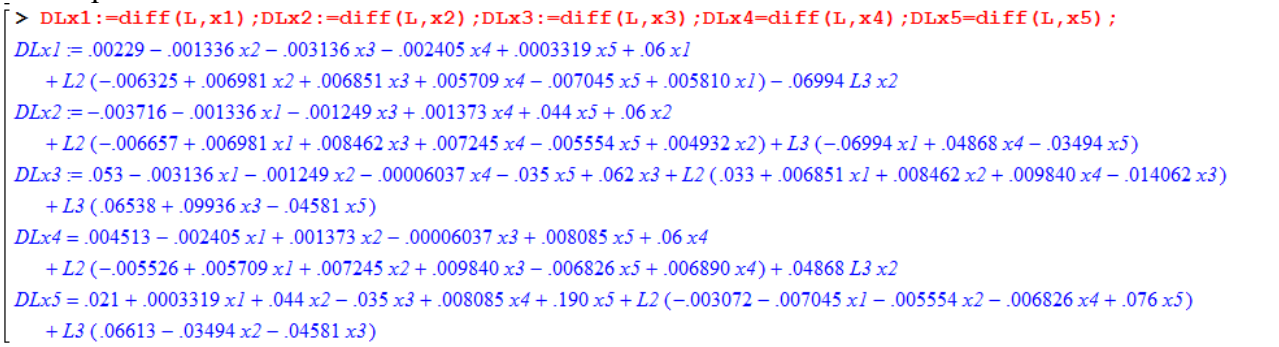


Рис. 3 – Частные производные по переменным x1, x2, … x5.

6. Эти частные производные составляют систему уравнений, для решения которой записывается командная строка общего вида:

   solve({DLx1 =0, DLx2 =0, DLx3 =0, DLx4 =0, DLx5 =0},{x1,x2,x3,x4,x5});

   (Если требуется – измените количество переменных)

   Скопируйте, полученное в предыдущей команде, решение частных производных (только часть с цифрами) и вставьте в данную командную строку вместо переменных DLx1,

DLx2… DLxn соответственно. Нажмите Enter. На рис. 4 представлена пример записи этой командной строки и начало вывода результата.

Примечание: Для удобства восприятия, при записи командной строки можно переносить начало уравнений на новую стоку. Для этого следует нажать сочетание клавиш Shift + Enter.

```
> solve({.229e-2-.1336e-2*x2-.3136e-2*x3-.2405e-2*x4+.3319e-3*x5+.6e-1*x1+L2*(-.6325e-2+.6981e-2*x2+.6851e-
2*x3+.5709e-2*x4-.7045e-2*x5+.5810e-2*x1)-.6994e-1*L3*x2=0,
-.3716e-2-.1336e-2*x1-.1249e-2*x3+.1373e-2*x4+.44e-1*x5+.6e-1*x2+L2*(-.6657e-2+.6981e-2*x1+.8462e-2*x3+.7
245e-2*x4-.5554e-2*x5+.4932e-2*x2)+L3*(-.6994e-1*x1+.4868e-1*x4-.3494e-1*x5)=0,
.53e-1-.3136e-2*x1-.1249e-2*x2-.6037e-4*x4-.35e-1*x5+.62e-1*x3+L2*(.33e-1+.6851e-2*x1+.8462e-2*x2+.9840e-
2*x4-.14062e-1*x3)+L3*(.6538e-1+.9936e-1*x3-.4581e-1*x5)=0,
.4513e-2-.2405e-2*x1+.1373e-2*x2-.6037e-4*x3+.8085e-2*x5+.6e-1*x4+L2*(-.5526e-2+.5709e-2*x1+.7245e-2*x2+.
9840e-2*x3-.6826e-2*x5+.6890e-2*x4)+.4868e-1*L3*x2=0,
.21e-1+.3319e-3*x1+.44e-1*x2-.35e-1*x3+.8085e-2*x4+.190*x5+L2*(-.3072e-2-.7045e-2*x1-.5554e-2*x2-.6826e-2
*x4+.76e-1*x5)+L3*(.6613e-1-.3494e-1*x2-.4581e-1*x3)=0},{x1,x2,x3,x4,x5});

{x4 = 25. (.6622653960 10^28 L2 L3^4 + .5014204649 10^28 L3^4 - .7444812632 10^28 L2^2 L3^3 - .7058700218 10^28 L3^3 L2 + .1738808362 10^28 L3^3. . .
```

Рис. 4 – Решение системы уравнений.

7. Для дальнейшей работы, запишите получившиеся в предыдущем пункте выражения в новые переменные и нажмите Enter. В примере это переменные x11:=…; x21:=…; x31:=…; x41:=…; x51:=…;

```
> x11:=5.*(.9137140817e25*L2^5-.1050040534e26*L3*L2^4-.2482165048e27*L2^4-...

  x21:=-.2500000000*(.2716855646e25*L2^5+.2818418214e28*L2^4+...

  x31:=25.*(.7366815886e24*L2^5+.6230939792e26*L2^4-.2111779409e26*L3*L2^4-...

  x41:=-25.*(.2083388186e25*L2^5-.8376610597e26*L3*L2^4-.2525266158e26*L2^4+...

  x51:=2.500000000*(.3037140364e23*L2^5-.2595762915e26*L2^4+...
```

Рис. 5 – Запись новых переменных.

8. Скопируйте уравнения моделей из начала программы и запишите их в новые переменные, заменив старые переменные факторов (x1, x2… xn) на новые (x11, x21, … xn). Это нужно для выражения моделей через лямбда 2 и лямбда 3 (L2 и L3).

   Примечание: Преимущество Maple в том, что выражения одних переменных через другие, могут быть весьма громоздкими, и не все программы способны обрабатывать подобный объем информации, не говоря уж о человеке.

```
> y11:=0.578+0.00229*x11-0.003716*x21+0.053*x31+0.004513*x41+0.021*x51-0.001336*x11*x21-0.003136*x11*x31-0.
002405*x11*x41+0.0003319*x11*x51-0.001249*x21*x31+0.001373*x21*x41+0.044*x21*x51-0.00006037*x31*x41-0.035
*x31*x51+0.008085*x41*x51+0.03*x11^2+0.03*x21^2+0.031*x31^2+0.03*x41^2+0.095*x51^2;

  y21:=0.722-0.006325*x11-0.006657*x21+0.033*x31-0.005526*x41-0.003072*x51+0.006981*x11*x21+0.006851*x11*x3
1+0.005709*x11*x41-0.007045*x11*x51+0.008462*x21*x31+0.007245*x21*x41-0.005554*x21*x51+0.007115*x31*x41+0
.002725*x31*x41-0.006826*x41*x51+0.002905*x11^2+0.002466*x21^2-0.007031*x31^2+0.003445*x41^2+0.038*x51^2;

  y31:=0.06538*x31+0.06613*x51+0.04968*x31^2-0.06994*x11*x21+0.04868*x21*x41-0.03494*x21*x51-0.04581*x31*x5
1+0.6212;
```

Рис. 6 – Выражение моделей через L2 и L3.

9. Выберите обновленную функцию Лагранжа (рис. 7) и нажмите Enter.

```
> Lp:=y11+L2*y21+L3*y31;

Lp := .578 + .01145 (.2416315410 10^28 L2 L3^4 - .8273774423 10^29 L3^4 - .2152917631 10^29 L2^2 L3^3 - . . .
```

Рис. 7 – Обновленная функция Лагранжа

10. Для дальнейшей обработки данных временно сверните программу в Maple и откройте программу «KompromisObrabotka» в Matlab.

    Примечание: Если программа не запускается перенесите файл в директорию, путь до которой не содержит русских букв.

11. Убедитесь что количество переменных X1, X2… Xn в программе (изначально их 5) совпадает с вашим количеством переменных X. **Если количество совпадает переходите к следующему пункту.**

Если необходимы изменения – допишите или удалите X с учетом нумерации в следующие строки программы:

3 строка: fprintf(' Lp X1 X2 X3 X4 X5 L2 L3\n');

10 – 14 строки: x1= 5.×(.2416315410e28×L2×L3^4-.8273774423e29×L3^4-…;
x2= -.2500000000×(.1588919871e29×L2^2×L3^3+.4388931852e30×L3^3×L2+…;
x3= 25.×(.7366815886e24×L2^5 .2111779409e26×L2^4×L3+…;
x4= -25.×(.2083388186e25×L2^5-.8376610597e26×L2^4×L3-…;
x5= 2.500000000×(.8259627213e29×L2×L3^4+.4010953201e30×L3^4-…;

16 строка: fprintf('%15.15f %15.15f %15.15f %15.15f %15.15f %i %i \n',x1,x2,x3,x4,x5,L2,L3); (удалите или добавьте символы «%15.15f « по количеству X и удалите или добавьте x1,x2,…xn в конце строки).

19 – 23 строки: X1(i) = 5.×(.2416315410e28×L2×L3^4-.8273774423e29×L3^4-…;
X2(i) = -.2500000000×(.1588919871e29×L2^2×L3^3+.4388931852e30×L3^3×L2+…;
X3(i) = 25.×(.7366815886e24×L2^5 .2111779409e26×L2^4×L3+…;
X4(i) = -25.×(.2083388186e25×L2^5-.8376610597e26×L2^4×L3-…;
X5(i) = 2.500000000×(.8259627213e29×L2×L3^4+.4010953201e30×L3^4-…;

Добавить или удалить блоки строк подобный **строкам 38 – 44 и строкам 77-78** с соблюдением нумерации.

12. Скопируйте полученную в 9 пункте функцию Лагранжа и вставьте в переменную «Lp=« в строке 6.

```
Строка 6: Lp=.578+.1145e-1×(.2416315410e28×L2×L3^4-…
```

13. Скопируйте полученные в пункте 7 выражения x11:=…; x21:=…; x31:=…; x41:=…; x51:=…; и вставьте сначала в переменные x1=…; x2=…; x3=…; x4=…; x5=…; (**строки 10 – 14**), а потом в переменные X1(i) =…; X2(i) =…; X3(i) =…; X4(i) =…; X5(i) =…; (**строки 19 – 23**).

```
10: x1= 5.×(.2416315410e28×L2×L3^4-.8273774423e29×L3^4-…;
11: x2= -.2500000000×(.1588919871e29×L2^2×L3^3+.4388931852e30×L3^3×L2+…;
12: x3= 25.×(.7366815886e24×L2^5 .2111779409e26×L2^4×L3+…;
13: x4= -25.×(.2083388186e25×L2^5-.8376610597e26×L2^4×L3-…;
14: x5= 2.500000000×(.8259627213e29×L2×L3^4+.4010953201e30×L3^4-…;
...
19: X1(i) = 5.×(.2416315410e28×L2×L3^4-.8273774423e29×L3^4-…;
20: X2(i) = -.2500000000×(.1588919871e29×L2^2×L3^3+…;
21: X3(i) = 25.×(.7366815886e24×L2^5 .2111779409e26×L2^4×L3+…;
22: X4(i) = -25.×(.2083388186e25×L2^5-.8376610597e26×L2^4×L3-…;
23: X5(i) = 2.500000000×(.8259627213e29×L2×L3^4+.4010953201e30×L3^4-…;
```

14. Запустите программу. Все данные будут выведены в «Командное окно». Для удобства анализа, а так же копирования и переноса информации в текстовые редакторы данные представлены в двух вариантах.

```
Командное окно
        Lp                  X1                  X2                  X3                  X4                  X5                L2  L3
-0.737882801931535     -1.150968882857595      0.582701234453059     -1.570374829028550     -0.108092574398144      0.174573198304111   -1  -1
-0.154918448153666     -0.192374285627428      0.170446139547066     -0.470850330151943     -0.176651226247808     -0.394253309594137   -1   0
0.346523858526757      -0.087232273280770      0.052843389453310     -1.267703871949179     -0.006746955677070     -1.690116626914259   -1   1
-0.045886079456567     -0.284716365650844      0.204470960699010     -0.266355110414310      0.051947553478062      0.166015065649962    0  -1
0.544993847554580      -0.086218623776206      0.316238640837465     -1.066562306370361     -0.035972556805847     -0.378551193890424    0   0
1.083754875539050      -0.126881635643358      -0.027704844756723     -1.228405863929688      0.073984753902735     -0.982644877005395    0   1
0.680000360697272      -0.125763459777935      0.149576567093865      0.446061230582283      0.043495783890506      0.118436948218355    1  -1
1.193815905808682      0.074556348460534       0.644484413256512     -2.288836722837311      0.271744954403583     -0.461115623036764    1   0
1.780045727471398      -0.203251870354635      -0.251371055347660     -1.460347508634874      0.468392089775305     -0.763689966038639    1   1
Minimum = -0.737882801931535    L2 = -1  L3 = -1
Maximum = 1.780045727471398    L2 = 1  L3 = 1
Minimum X1 = -1.150968882857595    L2 = -1  L3 = -1
Maximum X1 = 0.074556348460534    L2 = 1  L3 = 0
Minimum X2 = -0.251371055347660    L2 = 1  L3 = 1
Maximum X2 = 0.644484413256512    L2 = 1  L3 = 0
Minimum X3 = -2.288836722837311    L2 = 1  L3 = 0
Maximum X3 = 0.446061230582283    L2 = 1  L3 = -1
Minimum X4 = -0.176651226247808    L2 = -1  L3 = 0
Maximum X4 = 0.468392089775305    L2 = 1  L3 = 1
Minimum X5 = -1.690116626914259    L2 = -1  L3 = 1
Maximum X5 = 0.174573198304111    L2 = -1  L3 = -1
X1
0.5827
0.1704
0.0528
0.2045
0.3162
-0.0277
0.1496
0.6445
-0.2514
X2
-1.5704
```

Рис. 8 – Вывод данных

15. Проанализировав и перенеся данные в требуемые программы можно закрыть Matlab и вернуться в Maple.
16. После командной строки, в которой была получена функция Лагранжа (пункт 9), с команды «restart;» начинается новый блок команд. Выберите эту строку и нажмите Enter.
17. После анализа выводов предыдущей программы, выбираются значения лямбда (L2 и L3), при которых функция Лагранжа оптимальна. Эти значения, а также любые интересующие значения еще трех переменных (например x3, x4, x5) водятся в следующую строку (рис. 9).

```
> restart;
> x3:=0;x4:=0;x5:=0;L2:=1;L3:=-1;
```

$$x3 := 0$$
$$x4 := 0$$
$$x5 := 0$$
$$L2 := 1$$
$$L3 := -1$$

Рис. 9 – Ввод переменных

18. Далее вставьте в переменную «Lplot:=« скопированное значение переменной «L:=« (пункт 4) и нажмите Enter.

```
> Lplot:=.578+.229e-2*x1-.3716e-2*x2+.53e-1*x3+.4513e-2*x4+.21e-1*x5-.1336e-2*x1*x2-.3136e-2*x1*x3-.2405e-2
*x1*x4+.3319e-3*x1*x5-.1249e-2*x2*x3+.1373e-2*x2*x4+.44e-1*x2*x5-.6037e-4*x3*x4-.35e-1*x3*x5+.8085e-2*x4*
x5+.3e-1*x1^2+.3e-1*x2^2+.31e-1*x3^2+.3e-1*x4^2+.95e-1*x5^2+L2*(.722-.6325e-2*x1-.6657e-2*x2+.33e-1*x3-.5
526e-2*x4-.3072e-2*x5+.6981e-2*x1*x2+.6851e-2*x1*x3+.5709e-2*x1*x4-.7045e-2*x1*x5+.8462e-2*x2*x3+.7245e-2
*x2*x4-.5554e-2*x2*x5+.9840e-2*x3*x4-.6826e-2*x4*x5+.2905e-2*x1^2+.2466e-2*x2^2-.7031e-2*x3^2+.3445e-2*x4
^2+.38e-1*x5^2)+L3*(.6538e-1*x3+.6613e-1*x5+.4968e-1*x3^2-.6994e-1*x1*x2+.4868e-1*x2*x4-.3494e-1*x2*x5-.4
581e-1*x3*x5+.6212);
```

$$Lplot := -.004035\,x1 - .010373\,x2 + .6788 + .032905\,x1^2 + .032466\,x2^2 + .075585\,x1\,x2$$

Рис. 10 – Функция с заданными данными

19. В следующей командной строке можно (по необходимости) изменить имя переменной «Lplotx1x2:=« заменив номера иксов (в данном случае выбраны значения x1 и x2 , так как именно они изменяются в процессе выполнения команды). При изменении цифр в названии убедитесь что аналогичные части командной строки были изменены соответственно. Нажмите Enter и будет выведен график функции.
    Примечание: График можно вращать, копировать и менять его стиль. Изменения доступны по нажатию правой клавиши мыши.

```
> Lplotx1x2:='Lplotx1x2':plot3d(Lplot, x1=-1..1, x2=-1..1, grid=[20,20]);
```

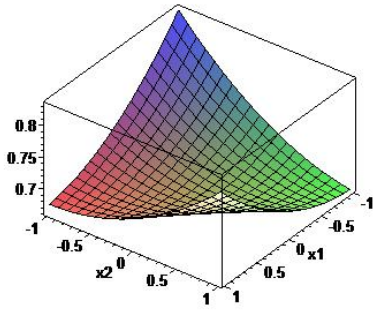


Рис. 11 – Вывод графика

20. В примере присутствует еще несколько вариантов комбинаций переменных, которыми можно воспользоваться, удалить или изменить. В конце выведена функция при оптимальных значениях лямбда. Для ее использования внесите оптимальные значения лямбда в переменные «L2:=« и «L3:= и нажмите Enter.
21. Скопируйте и вставьте в переменную «Lplot:=« выражение «L» из пункта 4 и нажмите Enter. Программа завершена.

```
> restart;
> L2:=1; L3:=-1;
```

$$L2 := 1$$

$$L3 := -1$$

```
> Lplot:=.578+.229e-2*x1-.3716e-2*x2+.53e-1*x3+.4513e-2*x4+.21e-1*x5-.1336e-2*x1*x2-.3136e-2*x1*x3-.2405e-2
  *x1*x4+.3319e-3*x1*x5-.1249e-2*x2*x3+.1373e-2*x2*x4+.44e-1*x2*x5-.6037e-4*x3*x4-.35e-1*x3*x5+.8085e-2*x4*
  x5+.3e-1*x1^2+.3e-1*x2^2+.31e-1*x3^2+.3e-1*x4^2+.95e-1*x5^2+L2*(.722-.6325e-2*x1-.6657e-2*x2+.33e-1*x3-.5
  526e-2*x4-.3072e-2*x5+.6981e-2*x1*x2+.6851e-2*x1*x3+.5709e-2*x1*x4-.7045e-2*x1*x5+.8462e-2*x2*x3+.7245e-2
  *x2*x4-.5554e-2*x2*x5+.9840e-2*x3*x4-.6826e-2*x4*x5+.2905e-2*x1^2+.2466e-2*x2^2-.7031e-2*x3^2+.3445e-2*x4
  ^2+.38e-1*x5^2)+L3*(.6538e-1*x3+.6613e-1*x5+.4968e-1*x3^2-.6994e-1*x1*x2+.4868e-1*x2*x4-.3494e-1*x2*x5-.4
  581e-1*x3*x5+.6212);
```

$$Lplot := .032905\,x1^2 + .032466\,x2^2 - .025711\,x3^2 + .033445\,x4^2 + .133\,x5^2 - .004035\,x1 + .075585\,x1\,x2 + .003715\,x1\,x3 + .003304\,x1\,x4 - .0067131\,x1\,x5 + .007213\,x2\,x3 - .040062\,x2\,x4 + .073386\,x2\,x5 + .00977963\,x3\,x4 + .01081\,x3\,x5 + .001259\,x4\,x5 + .6788 - .010373\,x2 + .02062\,x3 - .001013\,x4 - .048202\,x5$$

Рис. 12 – Функция при оптимальных значениях лямбда

Приложение В.4 –Промежуточные вычисления нахождения экстремумов векторно-целевой функции

Далее, для нахождения экстремумов векторно-целевой функции из уравнения были взяты частные производные по переменным x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 и приравнены к нулю (В.1-В.5). λ_2 и λ_3 в программном коде обозначены как L_2 и L_3.

$$\frac{\partial L}{\partial x1} = 0.00229 - 0.001336 \cdot x2 - 0.003136 \cdot x3 - 0.002405 \cdot x4 + 0.0003319 \cdot x5 + 0.06 \cdot x1 + L2 \cdot (-0.006325 + 0.006981 \cdot x2 + 0.006851 \cdot x3 + 0.005709 \cdot x4 - 0.007045 \cdot x5 + 0.005810 \cdot x1) - 0.06994 \cdot L3 \cdot x2 = 0; \quad \text{(В.1)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial x2} = -0.003716 - 0.001336 \cdot x1 - 0.001249 \cdot x3 + 0.001373 \cdot x4 + 0.044 \cdot x5 + 0.06 \cdot x2 + L2 \cdot (-0.006657 + 0.006981 \cdot x1 + 0.008462 \cdot x3 + 0.007245 \cdot x4 - 0.005554 \cdot x5 + 0.004932 \cdot x2) + L3 \cdot (-0.06994 \cdot x1 + 0.04868 \cdot x4 - 0.03494 \cdot x5) = 0; \quad \text{(В.2)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial x3} = 0.053 - 0.003136 \cdot x1 - 0.001249 \cdot x2 - 0.6037 \cdot 10^{-4} \cdot x4 - 0.035 \cdot x5 + 0.062 \cdot x3 + L2 \cdot (0.033 + 0.006851 \cdot x1 + 0.008462 \cdot x2 + 0.007115 \cdot x4 + 0.002725 \cdot x5 - 0.014062 \cdot x3) + L3 \cdot (0.06538 + 0.09936 \cdot x3 - 0.04581 \cdot x5) = 0; \quad \text{(В.3)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial x4} = 0.004513 - 0.002405 \cdot x1 + 0.001373 \cdot x2 - 0.6037 \cdot 10^{-4} \cdot x3 + 0.008085 \cdot x5 + 0.06 \cdot x4 + \\ + L2 \cdot (-0.005526 + 0.005709 \cdot x1 + 0.007245 \cdot x2 + 0.007115 \cdot x3 - 0.006826 \cdot x5 + 0.006890 \cdot x4) + \\ + 0.04868 \cdot L3 \cdot x2 \; = \; 0 \; ; \tag{B.4}$$

$$\frac{\partial L}{\partial x5} = 0.021 + 0.3319 \cdot 10^{-3} \cdot x1 + 0.044 \cdot x2 - 0.035 \cdot x3 + 0.008085 \cdot x4 + 0.19 \cdot x5 + \\ + L2 \cdot (-0.003072 - 0.007045 \cdot x1 - 0.005554 \cdot x2 + 0.002725 \cdot x3 - 0.006826 \cdot x4 + 0.076 \cdot x5) + \\ + L3 \cdot (0.06613 - 0.03494 \cdot x2 - 0.04581 \cdot x3) = \; 0 \; ; \tag{B.5}$$

Полученные уравнения, а также уравнения ограничений приравненные к нулю, составляют систему уравнений (В.6)-(В.10), при решении которой, были выражены все переменные x (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), через λ_2 и λ_3 (которые в программном коде обозначены L_2 и L_3).

Были получены значения $\boldsymbol{x_1 \ldots x_5}$ – уравнения (В.6–В.10), которые были подставлены в основное уравнение (4.11).

$$x1 \; = \; -5 \cdot (0.5274836395 \cdot 10^{24} \cdot L2^5 - 0.4392276508 \cdot 10^{26} \cdot L2^4 \cdot L3 + 0.1471252765 \cdot 10^{27} \\ \cdot L2^4 + 0.3279871365 \cdot 10^{28} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.1427384955 \cdot 10^{28} \cdot L2^3 \\ - 0.2022095099 \cdot 10^{28} \cdot L2^3 \cdot L3 + 0.1976092263 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 \cdot L3^3 \\ - 0.1138120308 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 - 0.3359541326 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 \cdot L3 + 0.5025618948 \\ \cdot 10^{28} \cdot L3^2 \cdot L2^2 + 0.3476757233 \cdot 10^{29} \cdot L2 \cdot L3^3 - 0.3821623425 \cdot 10^{28} \cdot L3^4 \cdot L2 \\ - 0.2331865139 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2 - 0.6368126974 \cdot 10^{28} \cdot L2 - 0.4932952985 \\ \cdot 10^{29} \cdot L2 \cdot L3 - 0.1997314228 \cdot 10^{29} \cdot L3 - 0.1339893406 \cdot 10^{29} \cdot L3^3 \\ + 0.7930612585 \cdot 10^{28} - 0.9112394309 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 + 0.8273774423 \cdot 10^{29} \cdot L3^4) \\ /(0.1113073539 \cdot 10^{26} \cdot L2^5 + 0.8045046162 \cdot 10^{27} \cdot L2^4 - 0.3736600905 \cdot 10^{27} \\ \cdot L2^4 \cdot L3 + 0.3669809926 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.2811220363 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \\ - 0.1061278970 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \cdot L3 - 0.5174051843 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 + 0.1383485992 \\ \cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2^2 + 0.1200566497 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \cdot L3 - 0.1688299831 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \\ \cdot L3^3 + 0.3109207680 \cdot 10^{30} \cdot L2 + 0.6944251035 \cdot 10^{30} \cdot L2 \cdot L3 - 0.4404121070 \\ \cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2 + 0.4530047037 \cdot 10^{29} \cdot L3^4 \cdot L2 - 0.1218167212 \cdot 10^{31} \cdot L2 \cdot L3^3 \\ - 0.1057387624 \cdot 10^{31} \cdot L3^2 + 0.4599129653 \cdot 10^{30} + 0.8266355123 \cdot 10^{30} \cdot L3 \\ + 0.2199833745 \cdot 10^{30} \cdot L3^4 - 0.1782184366 \cdot 10^{31} \cdot L3^3); \tag{B.6}$$

$$x2 \; = \; 0.25 \cdot (0.6949693842 \cdot 10^{25} \cdot L2^5 + 0.8527822768 \cdot 10^{27} \cdot L2^4 - 0.5593124178 \cdot 10^{27} \cdot L2^4 \\ \cdot L3 + 0.1068982321 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2^3 + 0.4176305692 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \\ + 0.1250642443 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \cdot L3 + 0.3368620895 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 - 0.1025820559 \\ \cdot 10^{29} \cdot L2^2 \cdot L3^3 + 0.4359214405 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \cdot L3 + 0.1971526988 \cdot 10^{30} \cdot L3^2 \\ \cdot L2^2 + 0.7717120556 \cdot 10^{30} \cdot L2 + 0.1038913783 \cdot 10^{31} \cdot L2 \cdot L3 - 0.1416309879 \\ \cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2 - 0.4161700879 \cdot 10^{30} \cdot L2 \cdot L3^3 - 0.2715136909 \cdot 10^{30} \cdot L3^2 \\ + 0.5817690042 \cdot 10^{30} + 0.1283402450 \cdot 10^{31} \cdot L3 - 0.1445931083 \cdot 10^{31} \cdot L3^3) \\ /(0.1113073539 \cdot 10^{26} \cdot L2^5 + 0.8045046162 \cdot 10^{27} \cdot L2^4 - 0.3736600905 \cdot 10^{27} \\ \cdot L2^4 \cdot L3 + 0.3669809926 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.2811220363 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \\ - 0.1061278970 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \cdot L3 - 0.5174051843 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 + 0.1383485992 \\ \cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2^2 + 0.0200566497 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \cdot L3 - 0.1688299831 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \\ \cdot L3^3 + 0.3109207680 \cdot 10^{30} \cdot L2 + 0.6944251035 \cdot 10^{30} \cdot L2 \cdot L3 - 0.4404121070 \\ \cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2 + 0.4530047037 \cdot 10^{29} \cdot L3^4 \cdot L2 - 0.1218167212 \cdot 10^{31} \cdot L2 \cdot L3^3 \\ - 0.1057387624 \cdot 10^{31} \cdot L3^2 + 0.4599129653 \cdot 10^{30} + 0.8266355123 \cdot 10^{30} \cdot L3 \\ + 0.2199833745 \cdot 10^{30} \cdot L3^4 - 0.1782184366 \cdot 10^{31} \cdot L3^3); \tag{B.7}$$

$$
\begin{aligned}
x3 \;=\; 25 \cdot (&0.7767372443 \cdot 10^{24} \cdot L2^5 + 0.6000370044 \cdot 10^{26} \cdot L2^4 - 0.2125730620 \cdot 10^{26} \cdot L2^4 \\
&\cdot L3 + 0.2415539916 \cdot 10^{28} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.1624095723 \cdot 10^{28} \cdot L2^3 \\
&- 0.4964116167 \cdot 10^{27} \cdot L2^3 \cdot L3 + 0.2902007872 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 \cdot L3^3 \\
&- 0.1218176475 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 + 0.1973801635 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2^2 - 0.3739039396 \\
&\cdot 10^{28} \cdot L2^2 \cdot L3 - 0.2765730405 \cdot 10^{29} \cdot L2 + 0.3567481995 \cdot 10^{29} \cdot L2 \cdot L3^3 \\
&+ 0.2615778306 \cdot 10^{28} \cdot L3^4 \cdot L2 - 0.2668055540 \cdot 10^{29} \cdot L2 \cdot L3 + 0.5155800065 \\
&\cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2 - 0.3374101883 \cdot 10^{29} \cdot L3 \; + 0.1270246720 \cdot 10^{29} \cdot L3^4 \\
&+ 0.3658948081 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 + 0.6957067703 \cdot 10^{29} \cdot L3^3 - 0.1962103332 \cdot 10^{29}) \\
&/(0.1113073539 \cdot 10^{26} \cdot L2^5 + 0.8045046162 \cdot 10^{27} \cdot L2^4 - 0.3736600905 \cdot 10^{27} \\
&\cdot L2^4 \cdot L3 + 0.3669809926 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.2811220363 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \\
&- 0.1061278970 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \cdot L3 - 0.5174051843 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 + 0.1383485992 \\
&\cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2^2 + 0.1200566497 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \cdot L3 - 0.1688299831 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \\
&\cdot L3^3 + 0.3109207680 \cdot 10^{30} \cdot L2 + 0.6944251035 \cdot 10^{30} \cdot L2 \cdot L3 - 0.4404121070 \\
&\cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2 + 0.4530047037 \cdot 10^{29} \cdot L3^4 \cdot L2 - 0.1218167212 \cdot 10^{31} \cdot L2 \cdot L3^3 \\
&- 0.1057387624 \cdot 10^{31} \cdot L3^2 + 0.4599129653 \cdot 10^{30} + 0.8266355123 \cdot 10^{30} \cdot L3 \\
&+ 0.2199833745 \cdot 10^{30} \cdot L3^4 - 0.1782184366 \cdot 10^{31} \cdot L3^3);
\end{aligned}
\tag{B.8}
$$

$$
\begin{aligned}
x4 \;=\; -\,25 \cdot (&0.4885706663 \cdot L2^5 + 0.2117426382 \cdot 10^{26} \cdot L2^4 - 0.9599714734 \cdot 10^{25} \cdot L2^4 \cdot L3 \\
&- 0.3873425669 \cdot 10^{27} \cdot L2^3 + 0.1019007845 \cdot 10^{28} \cdot L3^2 \cdot L2^3 + 0.4113863169 \\
&\cdot 10^{27} \cdot L2^3 \cdot L3 + 0.6919588137 \cdot 10^{28} \cdot L2^2 \cdot L3^3 + 0.1021117990 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \\
&\cdot L2^2 - 0.2704255637 \cdot 10^{28} \cdot L2^2 + 0.1807684909 \cdot 10^{27} \cdot L2^2 \cdot L3 \\
&- 0.7026463502 \cdot 10^{28} \cdot L3^4 \cdot L2 + 0.3935100244 \cdot 10^{28} \cdot L2 \cdot L3 \\
&- 0.2325419971 \cdot 10^{28} \cdot L2 + 0.1631550244 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2 + 0.4887939551 \\
&\cdot 10^{28} \cdot L2 \cdot L3^3 - 0.1738808362 \cdot 10^{28} \cdot L3^3 + 0.4311874823 \cdot 10^{28} \cdot L3 \\
&+ 0.6617698108 \cdot 10^{27} - 0.5014204649 \cdot 10^{28} \cdot L3^4 + 0.5724354239 \cdot 10^{28} \\
&\cdot L3^2)/(0.1113073539 \cdot 10^{26} \cdot L2^5 + 0.8045046162 \cdot 10^{27} \cdot L2^4 - 0.3736600905 \\
&\cdot 10^{27} \cdot L2^4 \cdot L3 + 0.3669809926 \;\cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.2811220363 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \\
&- 0.1061278970 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 - 0.5174051843 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 + 0.1383485992 \cdot 10^{29} \\
&\cdot L3^2 \cdot L2^2 + 0.1200566497 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \cdot L3 - 0.1688299831 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \cdot L3^3 \\
&+ 0.3109207680 \cdot 10^{30} \cdot L2 + 0.6944251035 \cdot 10^{30} \cdot L2 \cdot L3 - 0.4404121070 \\
&\cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2 + 0.4530047037 \cdot 10^{29} \cdot L3^4 \cdot L2 - 0.1218167212 \cdot 10^{31} \cdot L2 \cdot L3^3 \\
&- 0.1057387624 \cdot 10^{31} \cdot L3^2 + 0.4599129653 \cdot 10^{30} + 0.8266355123 \cdot 10^{30} \cdot L3 \\
&+ 0.2199833745 \cdot 10^{30} \cdot L3^4 - 0.1782184366 \cdot 10^{31} \cdot L3^3)
\end{aligned}
\tag{B.9}
$$

$$
\begin{aligned}
x5 \;=\; -2.5 \cdot (&0.5843534270 \cdot 10^{24} \cdot L2^5 + 0.4463922690 \cdot 10^{26} \cdot L2^4 - 0.1538538941 \cdot 10^{26} \cdot L2^4 \\
&\cdot L3 + 0.1741720084 \cdot 10^{28} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.1318969218 \cdot 10^{28} \cdot L2^3 \\
&- 0.1507905837 \cdot 10^{27} \cdot L2^3 \cdot L3 + 0.1144509125 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 \cdot L3^3 \\
&- 0.1979535373 \cdot 10^{26} \cdot L2^2 + 0.3096631115 \cdot 10^{27} \cdot L3^2 \cdot L2^2 - 0.1265440007 \\
&\cdot 10^{29} \cdot L2^2 \cdot L3 - 0.8259627213 \cdot 10^{29} \cdot L3^4 \cdot L2 + 0.9339782956 \cdot 10^{29} \cdot L2 \cdot L3 \\
&+ 0.4905731054 \cdot 10^{29} \cdot L2 + 0.5381099846 \cdot 10^{28} \cdot L3^2 \cdot L2 - 0.1022854514 \\
&\cdot 10^{30} \cdot L2 \cdot L3^3 + 0.6964024084 \cdot 10^{29} - 0.4010953201 \cdot 10^{30} \cdot L3^4 \\
&+ 0.2272948473 \cdot 10^{30} \cdot L3 \; - 0.4700826067 \cdot 10^{30} \cdot L3^3 + 0.5028081372 \cdot 10^{29} \\
&\cdot L3^2) \\
&/(0.1113073539 \cdot 10^{26} \cdot L2^5 + 0.804504616210^{27} \cdot L2^4 - 0.3736600905 \cdot 10^{27} \\
&\cdot L2^4 \cdot L3 + 0.3669809926 \cdot 10^{29} \cdot L3^2 \cdot L2^3 - 0.2811220363 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \\
&- 0.1061278970 \cdot 10^{29} \cdot L2^3 \cdot L3 - 0.5174051843 \cdot 10^{29} \cdot L2^2 + 0.1383485992 \\
&\cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2^2 + 0.120056649710^{30} \cdot L2^2 \cdot L3 \; - 0.1688299831 \cdot 10^{30} \cdot L2^2 \\
&\cdot L3^3 + .3109207680 \cdot 10^{30} \cdot L2 + 0.6944251035 \cdot 10^{30} \cdot L2 \cdot L3 - 0.4404121070 \\
&\cdot 10^{30} \cdot L3^2 \cdot L2 + 0.4530047037 \cdot 10^{29} \cdot L3^4 \cdot L2 - 0.1218167212 \cdot 10^{31} \cdot L2 \cdot L3^3 \\
&- 0.1057387624 \cdot 10^{31} \cdot L3^2 + 0.4599129653 \cdot 10^{30} + 0.8266355123 \cdot 10^{30} \cdot L3 \\
&+ 0.2199833745 \cdot 10^{30} \cdot L3^4 - 0.1782184366 \cdot 10^{31} \cdot L3^3);
\end{aligned}
\tag{B.10}
$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Материалы проведения экспериментальных исследований

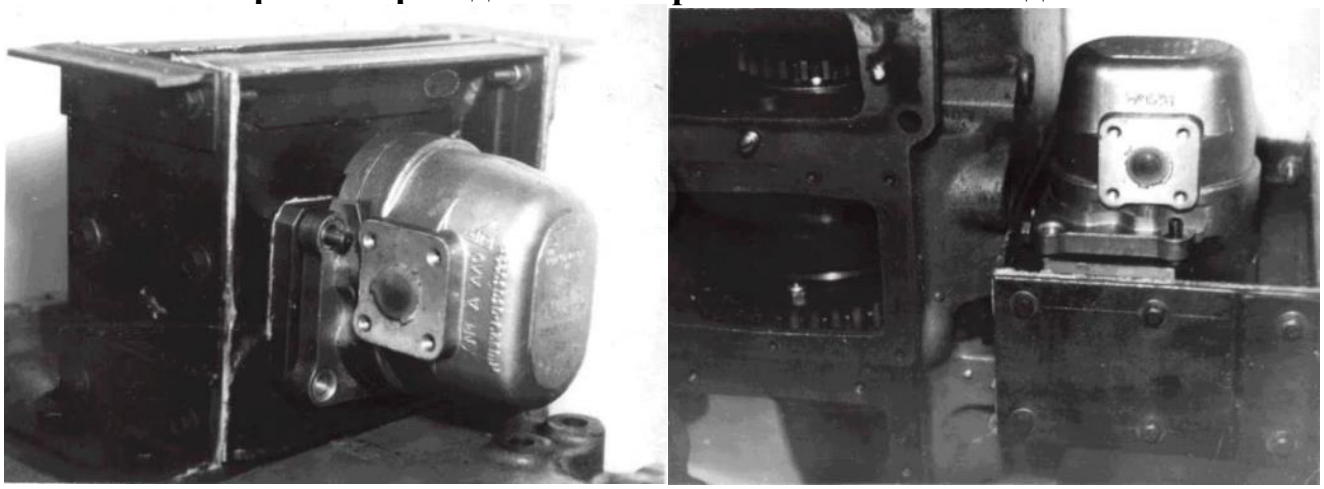


Рисунок Г.1 – Общий вид редуктора привода масляного насоса [251].

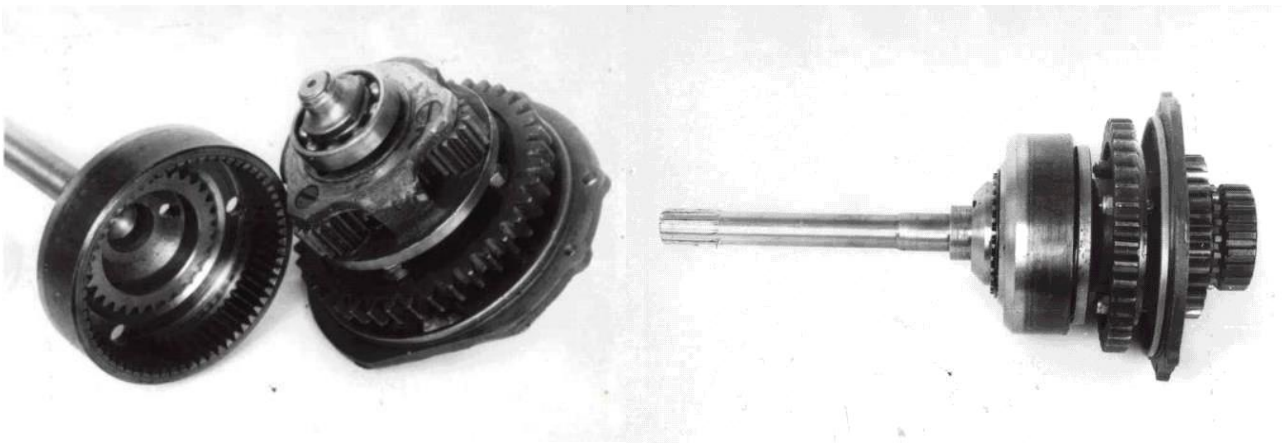


Рисунок Г.2 – Общий вид планетарного редуктора [251].

Результаты проведения экспериментальных исследований на бетонном основании

Для получения модели процесса в виде полинома второй степени реализован некомпозиционный план второго порядка. Матрица X и результаты опытов Y этого плана показаны на рисунке Г.3 [251]. Уравнение регрессии в общем виде имеет вид [274, 294, 303, 321-324, 338, 134, 251, 289, 368-372]:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + \\ + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 \quad (Г.1)$$

X =

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	1	0	0
1	1	1	-1	0	0	-1	0	0	0	0	0	1	1	0	0
2	1	-1	1	0	0	-1	0	0	0	0	0	1	1	0	0
3	1	-1	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	1	0	0
4	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1
5	1	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	-1	0	0	1	1
6	1	0	0	-1	1	0	0	0	0	0	-1	0	0	1	1
7	1	0	0	-1	-1	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1
8	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	1	1	0	0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1
10	1	1	0	0	-1	0	0	-1	0	0	0	1	0	0	1
11	1	-1	0	0	1	0	0	-1	0	0	0	1	0	0	1
12	1	-1	0	0	-1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1
13	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0
14	1	0	1	-1	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	1	0
15	1	0	-1	1	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	1	0
16	1	0	-1	-1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0
17	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
18	1	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0
19	1	1	0	-1	0	0	-1	0	0	0	0	1	0	1	0
20	1	-1	0	1	0	0	-1	0	0	0	0	1	0	1	0
21	1	-1	0	-1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0
22	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	1	0	1
23	1	0	1	0	-1	0	0	0	0	-1	0	0	1	0	1
24	1	0	-1	0	1	0	0	0	0	-1	0	0	1	0	1
25	1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	1	0	0	1	0	1
26	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Y =

	0
0	0.873
1	0.988
2	0.79
3	0.785
4	0.651
5	0.671
6	0.589
7	0.728
8	0.544
9	0.82
10	0.996
11	0.745
12	0.844
13	0.692
14	0.435
15	0.636
16	0.533
17	0.575
18	0.506
19	0.546
20	0.675
21	0.707
22	0.606
23	0.826
24	0.584
25	0.835
26	0.637

Рисунок Г.3 – Матрица плана эксперимента и матрица откликов [251].

Коэффициенты уравнения регрессии (модели) определялись по формуле [274, 294, 303, 321-324, 338, 134, 251, 289, 368-372]:

$$B = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot Y \qquad (Г.2)$$

Зная значения коэффициентов уравнения регрессии, определяем расчетные значения откликов по формуле:

$$Y_r = X \times B. \qquad (Г.3)$$

Для нахождения дисперсий необходимо определить матрицу разностей откликов (опытных и расчетных) по формуле:

$$MD = Y - Yr. \qquad (Г.4)$$

Для оценки адекватности уравнения необходимо рассчитать по формулам дисперсию адекватности *Da* и дисперсию по повторности *y* (дисперсия воспроиз-

водимости эксперимента) *Dy* по формулам:

$$Da = \frac{\sum (y - y_r)^2}{f} \qquad (Г.5)$$

$$Dy = \frac{\sum (y_0 - y_{cp})^2}{f_1} \qquad (Г.6)$$

В системе MathCAD эти уравнения имеют вид:

$$Da := \frac{(|MD|)^2}{27 - 15 - (3 - 1)} \qquad Dy := \frac{\left[(Y8 - Ysr)^2 + (Y17 - Ysr)^2 + (Y26 - Ysr)^2\right]}{3 - 1}$$

Численные значения дисперсий равны *Da=0,015*, *Dy=0,00127*.

Матрицы коэффициентов *B*, расчетных значений *Yr* и разностей откликов *MD* представлены на рисунке Г.4.

B =

	0
0	0.578
1	0.026
2	-0.011
3	0.024
4	-0.081
5	-0.028
6	$-1.825 \cdot 10^{-3}$
7	$-2.95 \cdot 10^{-3}$
8	0.038
9	$7.65 \cdot 10^{-3}$
10	0.03
11	0.148
12	0.078
13	-0.073
14	0.101

Yr =

	0
0	0.791
1	0.868
2	0.795
3	0.761
4	0.579
5	0.682
6	0.471
7	0.692
8	0.578
9	0.769
10	0.936
11	0.723
12	0.879
13	0.635
14	0.509
15	0.58
16	0.608
17	0.578
18	0.701
19	0.656
20	0.653
21	0.601
22	0.673
23	0.819
24	0.679
25	0.856
26	0.578

MD =

	0
0	0.083
1	0.112
2	$-4.921 \cdot 10^{-3}$
3	0.024
4	0.071
5	-0.011
6	0.118
7	0.036
8	-0.034
9	0.051
10	0.059
11	-0.078
12	-0.07
13	0.057
14	-0.075
15	0.056
16	-0.075
17	$-2.767 \cdot 10^{-3}$
18	-0.195
19	-0.11
20	0.022
21	0.106
22	-0.067
23	$7.054 \cdot 10^{-3}$
24	-0.095
25	-0.022
26	0.037

Рисунок Г.4 – Матрицы коэффициентов *B*, расчетных значений Y_r и разностей откликов *MD* [251].

Для проверки уравнения регрессии на адекватность используют критерий Фишера, который определяется по формуле:

$$F_p = \frac{Da}{Dy} \qquad (Г.7)$$

Так как $F_p=12,075<F_T=19,35$ для принятого уровня значимости и соответствующих чисел степеней свободы, то модель считают адекватной, а гипотеза адекватности принимается.

Для нахождения доверительных интервалов коэффициентов необходимо определить матрицу дисперсий-ковариаций по формуле:

$$DK = Dy \cdot (X^T \cdot X)^{-1} \qquad (Г.8)$$

Матрица дисперсий-ковариаций, вычисленная по формуле (Г.6) представлена на рисунке Г.5 [251].

DK =

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	4.232·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-2.116·10⁻⁴	-2.116·10⁻⁴	-2.116·10⁻⁴	-2.116·10⁻⁴
1	0	1.058·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	1.058·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	1.058·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	1.058·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	3.174·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	3.174·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	3.174·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	3.174·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3.174·10⁻⁴	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3.174·10⁻⁴	0	0	0	0
11	-2.116·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2.38·10⁻⁴	7.935·10⁻⁵	7.935·10⁻⁵	7.935·10⁻⁵
12	-2.116·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7.935·10⁻⁵	2.38·10⁻⁴	7.935·10⁻⁵	7.935·10⁻⁵
13	-2.116·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7.935·10⁻⁵	7.935·10⁻⁵	2.38·10⁻⁴	7.935·10⁻⁵
14	-2.116·10⁻⁴	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7.935·10⁻⁵	7.935·10⁻⁵	7.935·10⁻⁵	2.38·10⁻⁴

Рисунок Г.5 – Матрица дисперсий ковариаций [251].

Доверительный интервал коэффициентов уравнения регрессии определяется по формуле:

$$|\Delta b_i| = t_\alpha \cdot \sqrt{DK_i} \qquad (Г.9)$$

где t_α – коэффициент Стьдента, (для 2 степеней свободы t_α =4,3) [274];

DK_i – элемент матрицы дисперсий-ковариаций, соответствующий коэффициенту в уравнении регрессии.

Вычисленные значения доверительных интервалов:

$$\Delta b_0 = 0,088;\ \Delta b_{1-4} = 0,044;\ \Delta b_{5-10} = 0,077;\ \Delta b_{11-14} = 0,066$$

В связи с тем, что коэффициенты b_1, b_2 , b_3 , b_5 , b_6 , b_7 , b_8 , b_9 и b_{10} по абсолютной величине меньше соответствующих доверительных интервалов, их можно признать статистически не значимыми и исключить из уравнения регрессии.

Так как среди незначимых оказались и коэффициенты при квадратичных членах уравнения регрессии, значимые коэффициенты были пересчитаны с использованием метода матричного вычисления в системе MathCAD. Пересчитанные значения коэффициентов оказались следующими:

$$B2^T = (0.578 \quad -0.081 \quad 0.148 \quad 0.078 \quad -0.073 \quad 0.101)$$

Таким образом, математическая модель, полученная в результате применения некомпозиционного плана второго порядка, приняла вид [251]:

$$y = 0.578 - 0.081x_4 + 0.148x_1^2 + 0.078x_2^2 + 0.073x_3^2 + 0.101x_4^2 \qquad (Г.10)$$

Рассчитанная дисперсия адекватности нового уравнения равна Da=0.009604. Коэффициент Фишера для новой модели равен F_p=7,565. Это меньше табличного значения (F_T=19,4). Можно принять что новая модель адекватна. Пересчитанные доверительные интервалы коэффициентов новой модели оказались меньше абсолютных величин:

$$\Delta b_0 = 0,088; \quad \Delta b_1 = 0,044; \quad \Delta b_{2-5} = 0,066$$

Анализируя полученное уравнение регрессии (Г.10), для наглядности, строим графики поверхности отклика и графики линий уровня (рисунок Г.4 – Г.6) [251].

Абсолютная ошибка проведенного натурного опыта вычислялась по формуле:

$$m = \frac{t_\alpha \cdot \sqrt{D_y}}{\sqrt{n_0}}, \qquad (Г.11)$$

где n_0 – количество повторностей в центре плана (n_0=3), и составила m=*0,088*.

Чтобы найти оптимальные значения факторов, необходимо взять частные производные от уравнения (Г.10).

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
Методика расчета случайного процесса

Алгоритм программы (МРСП-24)

Заданы две последовательности чисел – две реализации процесса: $X_1(t)$ и $X_2(t)$ (Значение ординат 2-х осциллограмм).

V. Производится масштабирование входных данных:

$X_1(t_i)=Mx_1 \cdot X_1(t_1)$ i=1÷№1

$X_2(t_2)=Mx_2 \cdot X_2(t_2)$ i=1÷№2

Mx – масштаб записи осциллограмм.

Если $X_1(t)$ и $X_2(t)$ искомых параметров то $M_i=1$.

2. Вычисляются и печатаются оценки математического ожидания.

$$\overline{m_{x1}} = \frac{1}{N_1}\sum_{i=1}^{N_1} X_1(t_i) \qquad \overline{m_{x1}} = \frac{1}{N_2}\sum_{i=1}^{N_2} X_2(t_i)$$

3. Производится центрирование функций:

$$X_1^0(t_i) = x_1(t_i) - \overline{mx_1}$$

$$X_1^0(t_i) = x_1(t_i) - \overline{mx_1}$$

4. Вычисляются оценки автокорреляционной функции (АКФ)

$$R_{X1}(m) = \frac{1}{N_1 - m}\sum_{j=1}^{N(1-m)} X_1^0(t_j)\cdot X_1^0(t_j + m)$$

$$R_{X2}(m) = \frac{1}{N_2 - m}\sum_{j=1}^{N(2-m)} X_2^0(t_j)\cdot X_2^0(t_j + m)$$

где m=0,1,2….. максимальное значение m=100

5. Оценки АКФ нормируются и выводятся на печать.

$$\overline{\rho_{X1}}(m) = \frac{\overline{R_{X1}}(m)}{\overline{R_{X1}}(0)}; \quad \overline{\rho_{X2}}(m) = \frac{\overline{R_{X2}}(m)}{\overline{R_{X2}}(0)}$$

6. Вычисляются и печатаются оценки дисперсий и среднее квадратическое отклонение (с.к.о.):

$$\overline{Д_{X1}} = R_{X1}(0); \qquad \overline{Д_{X2}} = R_{X2}(0);$$

$$\overline{\delta_{X1}} = \sqrt{R_{X1}(0)} \qquad \overline{\delta_{X2}} = \sqrt{R_{X2}(0)}$$

7. Вычисляются оценки взаимнокорреляционных функций (ВКФ)

$$\overline{R_{X1X2}}(m) = \frac{1}{N_{1-m}}\sum_{j=1}^{N_{1-m}} X_1^0(t_j)\cdot X_2^0(t_{j+m})$$

$$\overline{R_{X2X1}}(m) = \frac{1}{N_{2-m}}\sum_{j=1}^{N_{2-m}} X_2^0(t_j)\cdot X_1^0(t_{j+m})$$

8. Вычисляются и печатаются оценки нормированных ВКФ и приведенная дисперсия

$$\overline{\rho_{X1X2}}(m) = \frac{\overline{R_{X1X2}}(m)}{\sqrt{R_{X1}(0)\cdot R_{X2}(0)}}$$

$$\overline{\rho_{X2X2}}(m) = \frac{\overline{R_{X2X1}}(m)}{\sqrt{R_{X1}(0)\cdot R_{X2}(0)}}$$

$$\overline{Д_{X2X1}} = \sqrt{R_{X1}(0)\cdot R_{X2}(0)}$$

9. Вычисляются и печатаются оценки спектральных плотностей:

$$S_{X1}(W)=\frac{\Delta\tau}{2\pi}\left[R_{X1}(0)+2\sum_{j=1}^{N_{K1-1}}R_{X1}(\tau_j)\cdot\cos(W\tau_j)+R_{X1}(\tau_{NK})\cdot\cos(W\tau_{NK}\right]$$

$$S_{X2}(W)=\frac{\Delta\tau}{2\pi}\left[R_{X2}(0)+2\sum_{j=1}^{N_{K2-1}}R_{X2}(\tau_j)\cdot\cos(W\tau_j)+R_{X2}(\tau_{NK})\cdot\cos(W\tau_{NK}\right]$$

где Δτ- шаг по переменной интегрирования задается для каждого конкретного случая. Обычно Δτ-= Δ - шагу фиксации значений в реализации процесса τj=Δτj;

N_k- количество заполненных значений АКФ, в программе N_k=m (30 или 50);

W- частота спектральной плотности, размерность (1/сек.) или (1/мин);

ΔW – шаг по частоте.

Обе величины задаются в каждом конкретном случае.

Обе расчетные формулы получены из интегральных выражений для оценки спектральных плотностей заменой интегралов приближенными формулами по методу трапеций.

10. Вычисляется взаимно-спектральная плотность (действительная и мнимая части):

$$R_{Hb}\left[S_{X1X2}(W)\right]=\frac{\Delta\tau}{2\pi}\left\{\frac{R_{X1X2}(0)+R_{X2X1}(0)}{2}+\sum_{i=1}^{N_{k-1}}\left[R_{X2X1}(\tau_i)+R_{X1X2}(\tau_i)\right]\cdot\cos(W\tau_i)+\frac{R_{X2X1}(\tau_{Nk)}+R_{X2X1}(\tau_{Nk)}}{2}\cdot\cos(W\tau_{NK})\right\}$$

$$I_m\left[S_{X1X2}(W)\right]=\frac{\Delta\tau}{2\pi}\left\{\sum_{i=1}^{N_{K-1}}\left[R_{X2X1}(\tau_i)-R_{X1X2}(\tau_i)\right]\cdot\sin(W\tau_i)+\frac{R_{X2X1}(\tau_{NK})-R_{X1X2}(\tau_{NK})}{2}\cdot\sin(W\tau_{NK})\right\}$$

12. Вычисляются и печатаются нормированные действительные и мнимые части взаимно-спектральной плотности:

$$r_e\left[S_{X1X2}(W)\right]=\frac{R_e\left[S_{X1X2}(W)\right]}{\sqrt{R_{X1}(0)\cdot R_{X2}(0)}}$$

$$i_m\left[S_{X1X2}(W)\right]=\frac{I_m\left[S_{X1X2}(W)\right]}{\sqrt{R_{X1}(0)}\cdot R_{X2}(0)}$$

13. Вычисляются и печатаются динамические характеристики элементов систем:

а) действительная и мнимая части амплитудно-фазовой характеристики:

$$U(iW)=\frac{R_e\left[S_{X1X2}(W)\right]}{S_{X1}(W)}$$

$$V(iW)=\frac{I_m\left[S_{X1X2}(W)\right]}{S_{X1}(W)}$$

б) амплитуда и фаза системы:

$$A=\sqrt{\left[U(iW)\right]^2+\left[V(iW)\right]^2}$$

$$Y=arcbg\frac{V(iW)}{U(iW)}$$

14. Квадрат модуля взаимно-спектральной плотности

$$\left|S_{X1X2}(K\cdot\Delta W)\right|^2=\left[\mathrm{Re}S_{X1X2}(\Delta W\cdot K)\right]^2+\left[\mathrm{Im}S_{X1X2}(K\cdot\Delta W)\right]^2$$

15. Функция когерентности

$$\gamma^2_{X1X2}(K\cdot\Delta W)=\frac{\left|S_{X1X2}(K\cdot\Delta W\right|^2}{D_{X1};D_{X2}\cdot G_{X1X1}(K\cdot\Delta W)\cdot G_{X2X2}(K\cdot\Delta W)}$$

Распределение относительной ошибки модели по спектру частот:

$$\frac{d_{Xy}}{d_W}(K\cdot\Delta W)=\delta_{YY}(K\cdot\Delta W)\cdot\left[1-\Upsilon^2_{XY}(K\cdot\Delta W)\right]$$

Относительная ошибка модели:

$$E_{XY}=\frac{\Delta W}{2}G_{YY}(0)\left[1-\gamma^2_{XY}(0)\right]+\Delta W\sum_{K=1}^{N}\left\{G_{YY}(K\cdot\Delta W)\cdot\left[1-\Upsilon^2_{XY}(L\cdot\Delta W)\right]\right\},$$

где $\delta_{XX}(K\Delta W)$- спектральная плотность для 1 реализации;

$\delta_{YY}(K\Delta W)$- спектральная плотность для 2 реализации;

$\delta_{XX}(0)$ и $\delta_{YY}(0)$ – спектр плотности при нулевой частоте.

Замечание. Единица измерения частоты (W), используемой при вычислении спектральной плотности – это рад/сек=ГЦ.

Ограничения.

1. N- количество чисел в реализации ≤ 2000.
2. K- количество в корреляционной функции для печати ≤ 100.
3. NK- количество чисел корреляционной функции, используемое для вычисления спектральной плотности, 50 или 30.
4. ML- количество чисел спектральной плотности для печати ≤ 200, то есть если – 0.1 ГЦ, то считать можно до 20 ГЦ.
5. K>NK всегда .
6. Если масштаб 1 и масштаб 2 не задаются, то набивать 1.

Количество чисел в обеих реализациях должно быть одинаковым, среди элементов не должно быть числа 99999, так как это число служит признаком конца реализации.

Признак конца набивается сразу за последним элементом реализации.

Расчет ΔW и Δt для конкретной диаграммы

T- время в течение которого записывалась диаграмма, сек.;

N- количество значений ординат (точек), снятых на диаграмму в течение времени $T_{сек.}$;

ΔW – частота колебаний =π /T

Δτ- промежуток времени между снятием 2-х соседних значений ординат на диаграмме $\Delta\tau=\frac{T}{N}$.

Расчет:

Пусть = 450 мм;

$$V=\frac{5400мм/\div ас}{3600с\ \ ек}=1.5\text{мм/сек. (скорость)}$$

$$T=\frac{450мм}{1.5мм/с\ \ ек}=300\text{ сек.}\qquad\text{N= 450 ординат (точек)}$$

$$\Delta\tau=\frac{T}{N}=\frac{300с\ \ ек}{450}\approx 0.667\text{ сек.}$$

Δτ - шаг, с которым обрабатывается диаграмма в мм;

V- скорость записи диаграммы на приборе.

Приложение Д.1 – Методика расчета на долговечность

На практике способность материала сопротивляться переменным напряжениям характеризуется величиной разрушающего напряжения σ при определенном числе *N* циклов нагружения. Зависимость между σ и *N* обычно описывается следующим выражением

$$\sigma^m\cdot N=C\quad,\qquad(Д.1.1)$$

где *C*– постоянная величина, *m* – показатель степени. Это постоянные, зависящие от свойств материала, температуры испытания, окружающей среды.

Ресурс силовой передачи трактора в существенной степени определяется усталостной долговечностью ее элементов. В соответствии с ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости», а также справочником И. А. Биргера [24, 268] был проведен расчет характеристик сопротивления усталости вала.

В нашем случае параметры снимались с полуоси заднего моста трактора. Вал сделан из стали 40Х с улучшением. Основные силы, воздействующие на него, вызываются кручением.

По ГОСТу постоянная величина $\boldsymbol{C}$ рассчитывается как $\sigma_{-1Д}^{m} \cdot N_G$, где $\sigma_{-1Д}$ – предел выносливости неупрочненных деталей, а N_G – абсцисса точки перелома кривой усталости.

Следовательно

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_{-1Д}^{m} \cdot N_G \qquad (Д.1.2)$$

Когда отсутствуют данные натурных усталостных испытаний, N_G принимают в среднем равной $2{\times}10^6$ циклов

$$\sigma_{-1Д} = \frac{\sigma_{-1}}{K} \quad , \qquad (Д.1.3)$$

где σ_{-1} – табличное значение предела выносливости при определенном виде воздействия [24, 268].

В нашем случае требуется брать предел выносливости при кручении τ_{-1} в МПа. Формула примет вид

$$\tau_{-1Д} = \frac{\tau_{-1}}{K} \quad , \qquad (Д.1.4)$$

где K – коэффициент снижения предела выносливости.

Следовательно, $\tau_{-1Д}^{m} \cdot N_G$.

Коэффициент снижения предела выносливости рассчитывается по формуле

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_\nu \cdot K_A} \quad . \qquad (Д.1.5)$$

Коэффициента анизотропии K_A при кручении не учитывается. Следовательно, *K* рассчитывается

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_\nu} \quad . \qquad (Д.1.6)$$

Отношение эффективных коэффициентов концентрации напряжений $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ считается по формуле

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = \alpha_\tau \cdot F(\Theta; \nu_\tau) \quad , \qquad (Д.1.7)$$

где α_τ – теоретический коэффициент концентрации напряжений при кручении, который находится в источнике [24, 268], при известном концентраторе напряжений, соотношении $\frac{\rho}{d}$ (диаметр скругления к малому диаметру), и соотношении большого и малого диаметров $\frac{D}{d}$.

В нашем случае концентратором напряжений является выточка на валу.

$F(\Theta; \nu_\tau)$ – функция от относительного критерия подобия усталостного разрушения Θ, и коэффициентов чувствительности металла к масштабному фактору ν_τ.

$$\Theta = \frac{1}{88{,}3} \cdot \frac{L}{\bar{G}} \quad . \qquad (Д.1.8)$$

При круговом изгибе или растяжении-сжатии, а также при кручении круглых стержней с кольцевыми канавками, с переходом от одного сечения к другому по галтели, с резьбой или гладки $L{=}\pi{\times}d$.

Относительный градиент напряжения $\bar{G}$ [24, 268] в случае вала с выточкой при $\frac{D}{d} < 1{,}5$ определяется по формуле

$$\bar{G} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{2}{d} \quad . \qquad (Д.1.9)$$

Значение ν_τ при кручении в отсутствии опытных данных для конструкционных сталей принимают равной $\nu_\tau = 1{,}5 \cdot \nu_\sigma$.

Значение коэффициента чувствительности металла к концентрации напряжений ν_σ приближенно вычисляют по формуле

$$\nu_\sigma = 0{,}211 - 0{,}000143 \cdot \sigma_\text{В} \text{ , при } \sigma_\text{В} < 1300 \quad , \qquad \text{(Д.1.10)}$$

где $\sigma_\text{В}$ – временное сопротивление. Определяется из таблицы для материалов [24, 268].

Значения функции $F(\Theta; \nu_\tau)$ выбираются из таблицы справочника Биргера на основании полученных значений Θ и ν_τ [24, 268].

Коэффициентов влияния шероховатости поверхности $K_{F\tau}$ вычисляют по формулам

$$K_{F\sigma} = 1 - 0{,}22 \cdot \left(\lg\left(\frac{\sigma_\text{В}}{20}\right) - 1\right); \qquad \text{(Д.1.11)}$$

$$K_{F\tau} = 0{,}575 \cdot K_{F\sigma} + 0{,}425 \quad . \qquad \text{(Д.1.12)}$$

Коэффициента влияния поверхностного упрочнения K_V определяется по таблице или по формуле $K_V = \frac{\tau_{-1\text{Дупр}}}{\tau_{-1\text{Д}}}$, с учетом диаметра, концентратора напряжений и упрочнения. В нашем случае было принято решение принять $K_V = 1$.

Величины *m* для деталей изменяются в пределах от 3 до 20, при этом с ростом коэффициента снижения предела выносливости *K* уменьшается *m*. Зависимость между *K* и *m* принимают приближенно в виде:

$$m = \frac{C}{K}; \qquad \text{(Д.1.13)}$$

$$\text{где } C = 5 + \frac{\sigma_\text{В}}{80} \quad . \qquad \text{(Д.1.14)}$$

Требуется определить значение $\sigma^m \cdot N$, по экспериментальным данным При кручении эта формула выглядит как ${\tau_{-1}}^m \cdot N$. При условии кручения $\tau_{-1} = 230$ МПа, с учетом ступенчатой циклограммы нагружения

$$N = \sum_i \left(\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^9 \cdot N_i\right) \cdot \frac{1}{K} \quad , \qquad \text{(Д.1.15)}$$

где T_i – крутящий момент, соответствующий *i*-ой ступени циклограмма нагружения, Н·м;

T_{max} – крутящий момент, соответствующий наибольшей ступени циклограммы нагружения, Н·м;

N_i – число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки T_i.

Пример расчета на долговечность

Приводятся результаты описанной в параграфе 4.9 методики расчета на долговечность элементов силовой передачи. После получения экспериментальных данных, используя вышеприведенную методику переходят непосредственно к самому расчету. Расчеты проведены для условий работы трактора с культиватором.

В нашем случае расчетное значение $\sigma^m_{-1\text{Д}} \cdot N_G$ для вала с выточкой, сделанном из стали 40Х с улучшением будет вычисляться [24, 268]:

$\tau_{-1} = 230$ МПа;

$\rho = 8$ мм; $d = 70$ мм; $D = 80$ мм; $\frac{\rho}{d} = \frac{8}{70} = 0{,}114$; $\frac{D}{d} = \frac{80}{70} = 1{,}143$.

где ρ – это радиус скругления выточки вала, d – малый диаметр выточки вала, D – большой диаметр вала.

По полученным значениям исходя из табличных данных [24, 268] :

$\alpha_\tau = 1{,}42$; $L = \pi \cdot d = 3{,}14 \cdot 70 = 219{,}911$ мм;

$\bar{G} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{2}{d} = \frac{1}{8} \cdot \frac{2}{70} = 0{,}154$ мм$^{-1}$;

$\Theta = \frac{1}{88{,}3} \cdot \frac{L}{\bar{G}} = \frac{1}{88{,}3} \cdot \frac{219{,}911}{0{,}154} = 16{,}217$ мм^2;

$\sigma_\text{В} = 800$ МПа;

$\nu_\sigma = 0{,}211 - 0{,}000143 \cdot \sigma_\text{В} = 0{,}211 - 0{,}000143 \cdot 800 = 0{,}097$ МПа;

$\nu_\tau = 1{,}5 \cdot \nu_\sigma = 1{,}5 \cdot 0{,}097 = 0{,}145$ МПа;

Отсюда $F(\Theta; \nu_\tau) = 1{,}269$;

$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = \alpha_\tau \cdot F(\Theta; \nu_\tau) = 1{,}42 \cdot 1{,}269 = 1{,}802$;

$K_{F\sigma} = 1 - 0{,}22 \cdot (\lg\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1) = 1 - 0{,}22 \cdot (\lg\left(\frac{800}{20}\right) - 1) = 0{,}868$;

$K_{F\tau} = 0{,}575 \cdot K_{F\sigma} + 0{,}425 = 0{,}575 \cdot 0{,}868 + 0{,}425 = 0{,}92$;

$K_V = 1$; $K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(1{,}678 + \frac{1}{0{,}92} - 1\right) \cdot \frac{1}{1} = 1{,}89$;

$\tau_{-1Д} = \frac{\tau_{-1}}{K} = \frac{230}{1{,}766} = 121{,}724$ МПа;

$C = 5 + \frac{\sigma_B}{80} = 5 + \frac{800}{80} = 15$;

$m = \frac{C}{K} = \frac{15}{1{,}766} = 7{,}939$;

$N_G = 2 \cdot 10^6$;

$\tau_{-1Д}^m \cdot N_G = 121{,}724^{\,8{,}494} \cdot 2 \cdot 10^6 = 7{,}174 \cdot 10^{22}$.

По экспериментальным данным был произведен расчет значения $\sigma^m \times N$. При кручении эта формула выглядит как ${\tau_{-1}}^m \cdot N$, где $\tau_{-1} = 230$ МПа, и при ступенчатой циклограмме нагружения с учетом формулы (Д.1.14) будем иметь что все значения были получены из экспериментальных данных по крутящему моменту для трактора с УДМ (рисунок 6.36) и серийной модели трактора без УДМ (рисунок 6.37). Для этого графики реализации крутящего момента полуоси ведущего моста трактора были разделены на три участка по времени (следовательно, *i*=3).

Для трактора с УДМ это участки: от 0 до 1,218 сек.; от 1,218 до 6,688 сек.; от 6,688 до 54,876 сек.

Для серийного трактора: от 0 до 5,314 сек.; от 5,314 до 21,676 сек.; от 21,676 до 49,74 сек.

На каждом из этих участков был найден максимальный крутящий момент. Для трактора с УДМ:

$T_1 = 5520{,}858$ Н · м; $T_2 = 7162{,}017$ Н · м; $T_3 = 5734{,}5$ Н · м;

$T_{max} = T_2 = 7162{,}017$ Н · м.

Для серийного трактора:

$T_1 = 8531{,}117$ Н · м; $T_2 = 5326{,}487$ Н · м; $T_3 = 5433{,}308$ Н · м;

$T_{max} = T_1 = 8531{,}117$ Н · м.

Число циклов перемены нагружений N_i было посчитано по формуле:

$$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i \qquad (Д.1.16)$$

где n_i – средняя частота вращения на участке действия крутящего момента;

t_i - время действия крутящего момента.

Частота вращения была взята из экспериментальных данных и для каждого участка составляет:

Для трактора с УДМ: $n_1 = 0{,}333265$ об/мин; $n_2 = 16{,}30196$ об/мин; $n_3 = 28{,}7145$ об/мин;

Для серийного трактора: $n_1 = 17{,}06627$ об/мин; $n_2 = 29{,}15145$ об/мин; $n_3 = 27{,}80238$ об/мин;

Время каждого участка составляет:

Для трактора с УДМ

$t_1 = 0{,}02$ мин; $t_2 = 0{,}091$ мин; $t_3 = 0{,}803$ мин.

Для серийного образца

$t_1 = 0{,}089$ мин; $t_2 = 0{,}273$ мин; $t_3 = 0{,}468$ мин.

Отсюда число циклов перемены напряжений равно:

Для трактора с УДМ

$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot t_1 = 60 \cdot 0{,}333265 \cdot 0{,}02 = 0{,}406$;

$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot t_2 = 60 \cdot 16{,}30196 \cdot 0{,}091 = 89{,}172$;

$N_3 = 60 \cdot n_3 \cdot t_3 = 60 \cdot 28{,}7145 \cdot 0{,}803 = 1384$.

Для серийного трактора

$N_1 = 60 \cdot 17{,}06627 \cdot 0{,}089 = 90{,}69$;

$N_2 = 60 \cdot 29{,}15145 \cdot 0{,}273 = 476{,}976$;

$N_3 = 60 \cdot 27{,}80238 \cdot 0{,}468 = 780{,}246$.

Таким образом число циклов нагружения N будет равно:

Для трактора с УДМ

$$N_I = \sum_i \left(\left(\frac{T_i}{7162{,}017} \right)^9 \cdot N_i \right) \cdot \frac{1}{1{,}766} = 146{,}258$$

Для серийного трактора

$$N_{II} = \sum_i \left(\left(\frac{T_i}{8531{,}117} \right)^9 \cdot N_i \right) \cdot \frac{1}{1{,}766} = 58{,}755;$$

Экспериментальные значения ${\tau_{-1}}^m \cdot N$:

Для трактора с УДМ

$${\tau_{-1}}^m \cdot N_I = 230^{\,7{,}939} \cdot 146{,}258 = 8{,}198 \cdot 10^{20}$$

Для серийного трактора

$${\tau_{-1}}^m \cdot N_{II} = 230^{\,7{,}939} \cdot 58{,}755 = 3{,}293 \cdot 10^{20}$$

На основе приведенных расчетов можно определить, насколько увеличилась долговечность полуоси заднего моста трактора, а следовательно, и всех элементов силовой передачи, при установке в силовую передачу трактора УДМ.

Экспериментальные значения $\sigma^m \times N$ оказались ниже постоянной величины $\sigma_{-1Д}^m \times N_G$ для исследуемого материала, следовательно нагрузка на деталь во время эксплуатации меньше и материал может сохранять работоспособность дольше.

Расчеты для других условий проводят аналогичным образом опираясь на экспериментальные исследования. Результаты расчетов занесены в таблицу 6.20.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Осциллограммы исследуемых процессов

Применены следующие сокращения:

F_{P1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе пахотного агрегата;

F_{P2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе пахотного агрегата;

F_{K1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе культиваторного агрегата;

F_{K2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе культиваторного агрегата;

F_{S1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе посевного агрегата;

F_{S2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе посевного агрегата;

F_{T1} – параметры трактора с включенным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе транспортного агрегата.

F_{T2} – параметры трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче при исследовании в составе транспортного агрегата.

Осциллограммы процессов при работе трактора с плугом

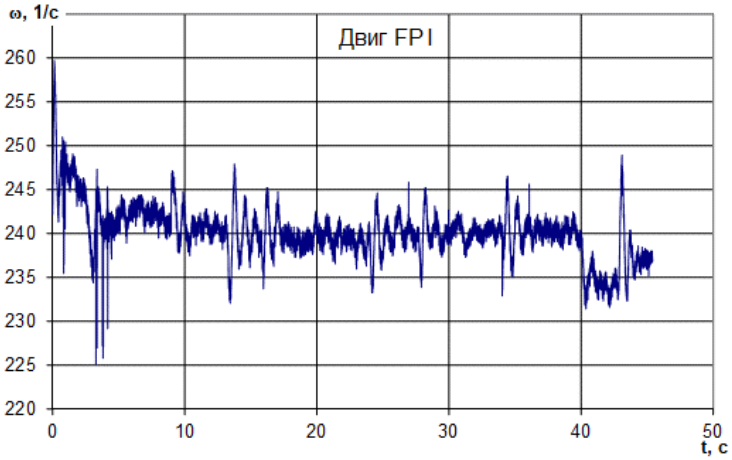


Рисунок Е.1 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя трактора с УДМ для процесса FP1

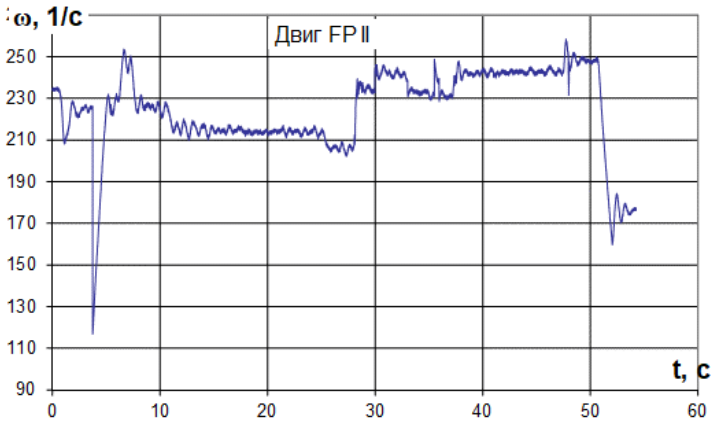


Рисунок Е.2 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателятрактора без УДМ для процесса FP2

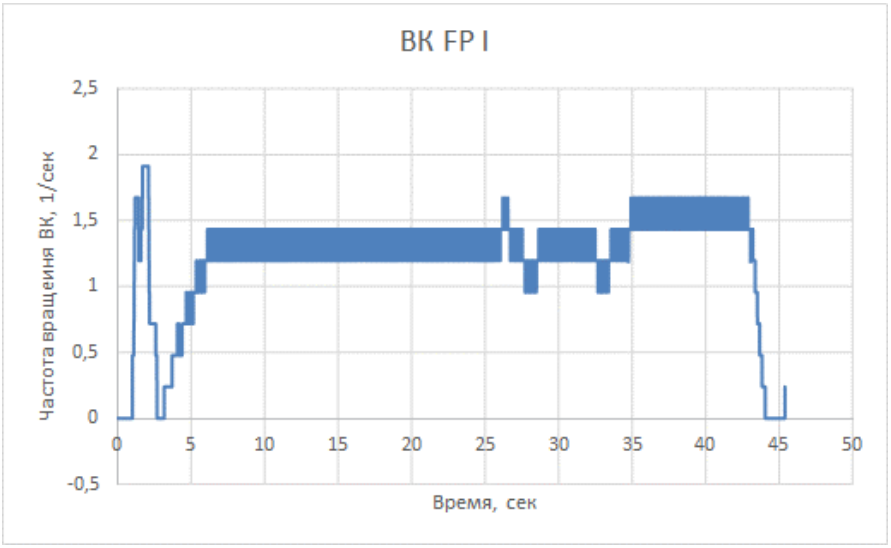


Рисунок Е.3 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора с УДМ для процесса FP1

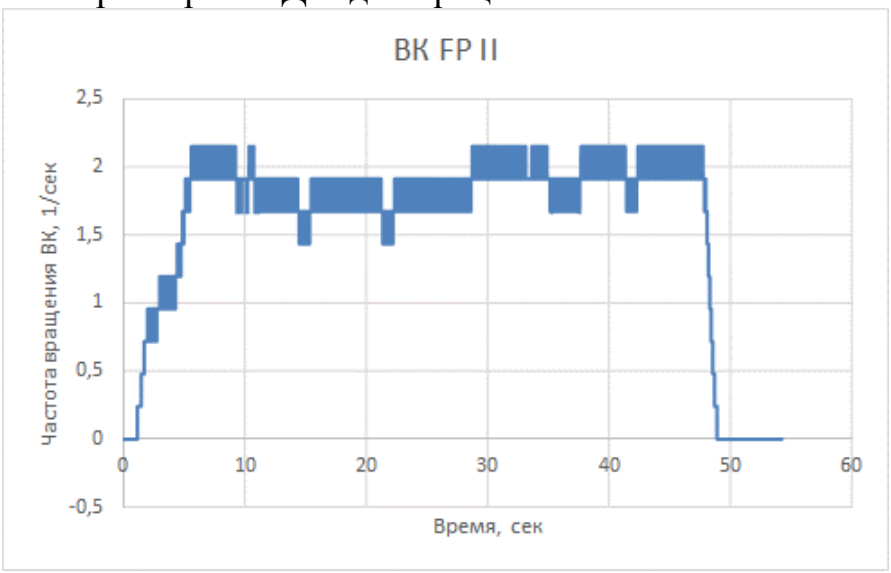


Рисунок Е.4 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора без УДМ для процесса FP2

Осциллограммы процессов при работе трактора с культиватором

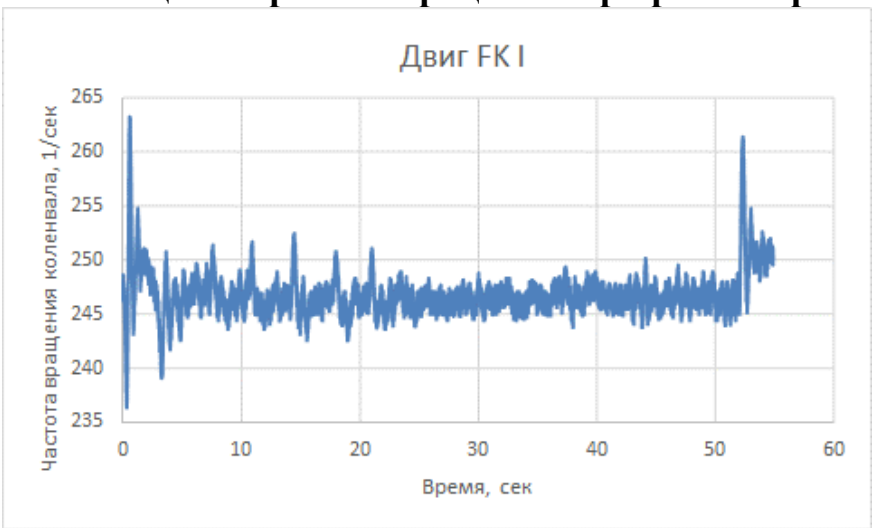


Рисунок Е.5 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя трактора с УДМ для процесса FK1

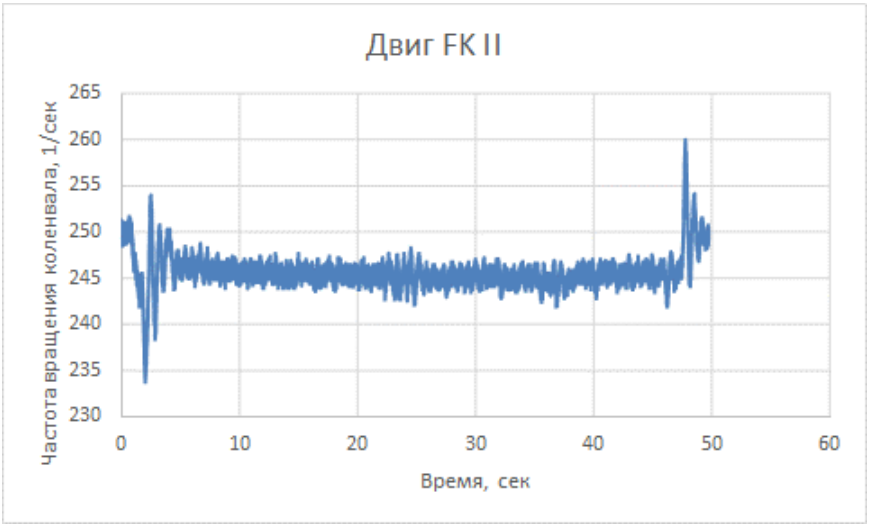


Рисунок Е.6 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя трактора без УДМ для процесса FK2

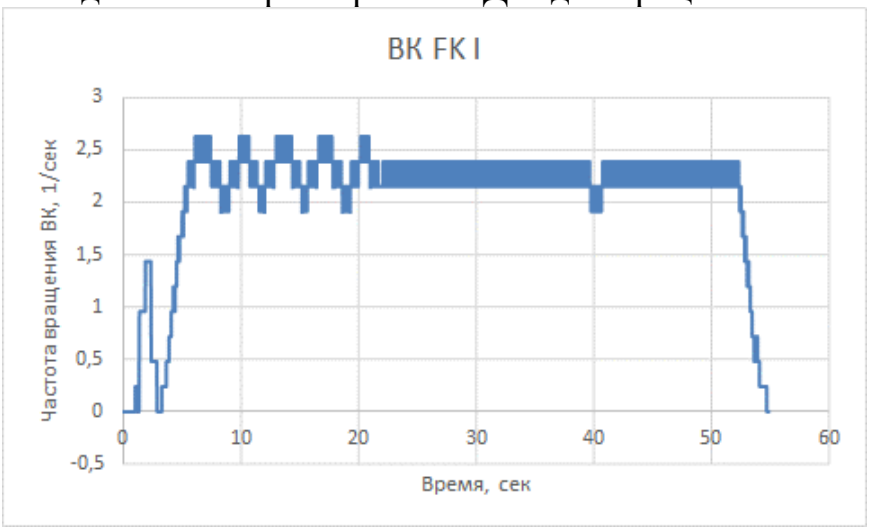


Рисунок Е.7 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора с УДМ для процесса FK1

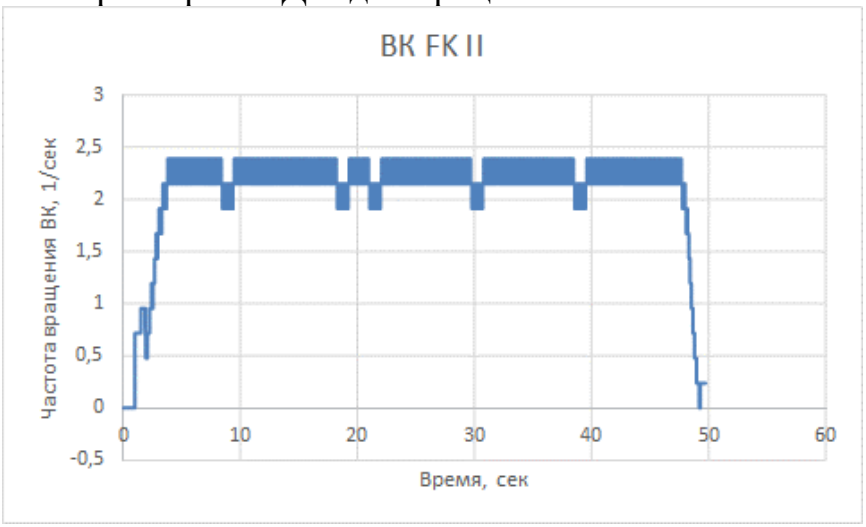


Рисунок Е.8 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора без УДМ для процесса FK2

Осциллограммы процессов при работе трактора с сеялкой

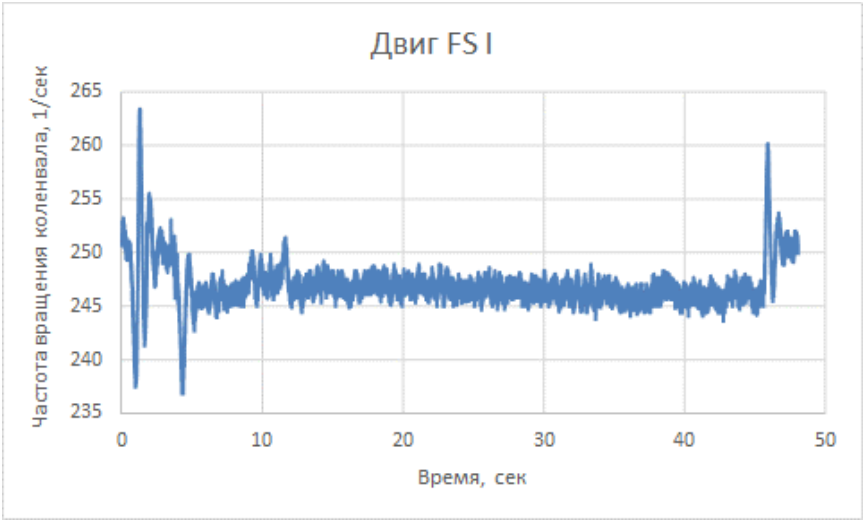


Рисунок Е.9 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя трактора с УДМ для процесса FS1

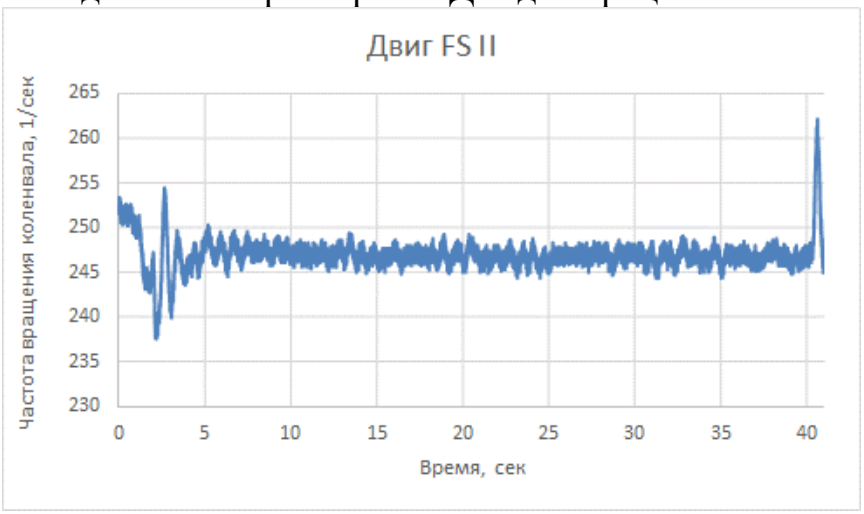


Рисунок Е.10 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя трактора без УДМ для процесса FS2

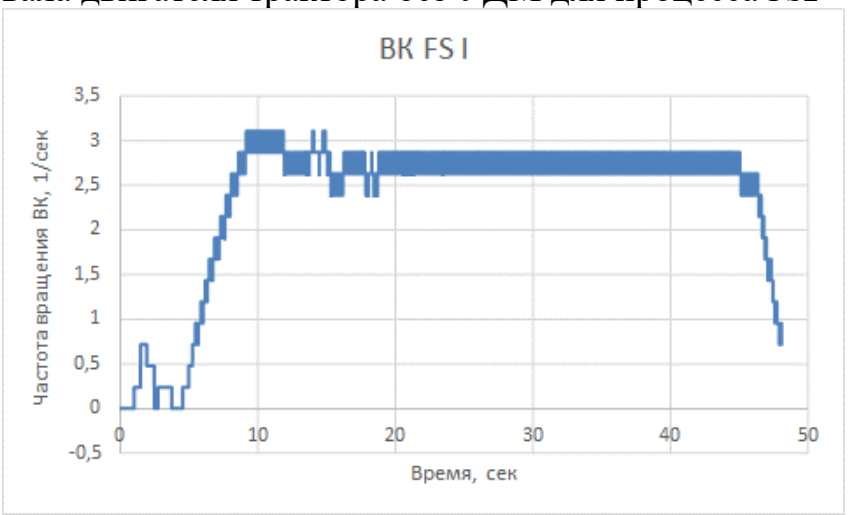


Рисунок Е.11 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора с УДМ для процесса FS1

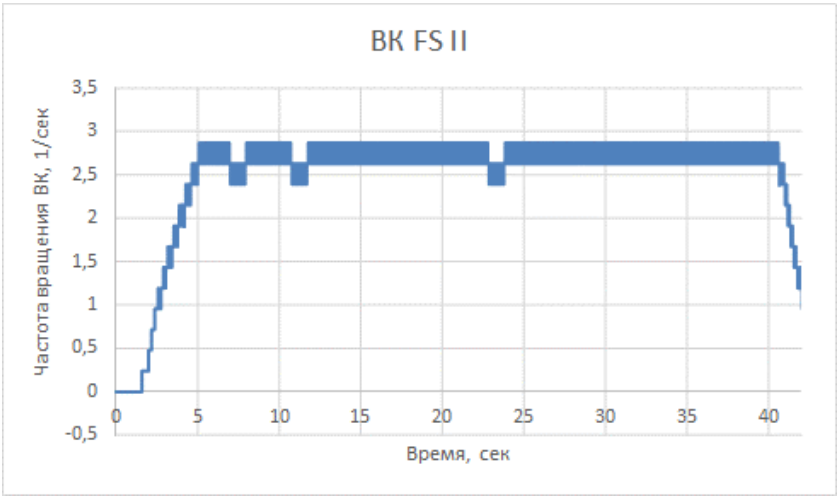


Рисунок Е.12 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора без УДМ для процесса FS2

Осциллограммы процессов при работе трактора с транспортным прицепом

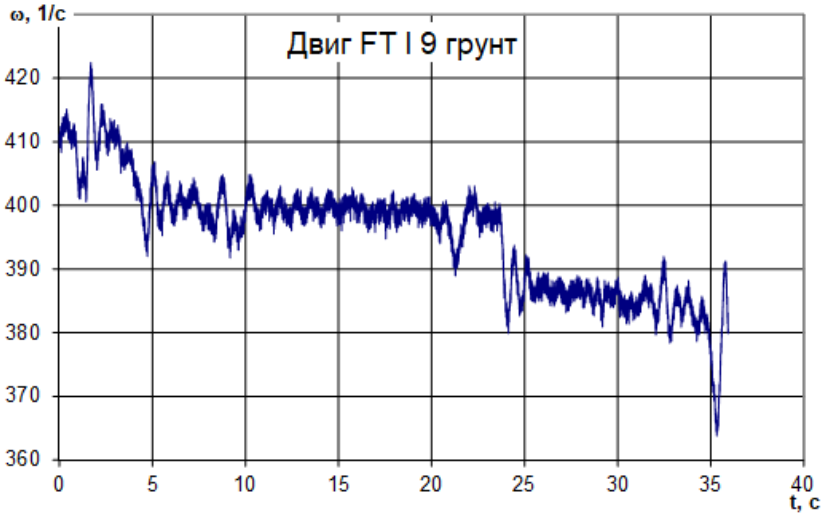


Рисунок Е.13 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя трактора с УДМ для процесса FT1

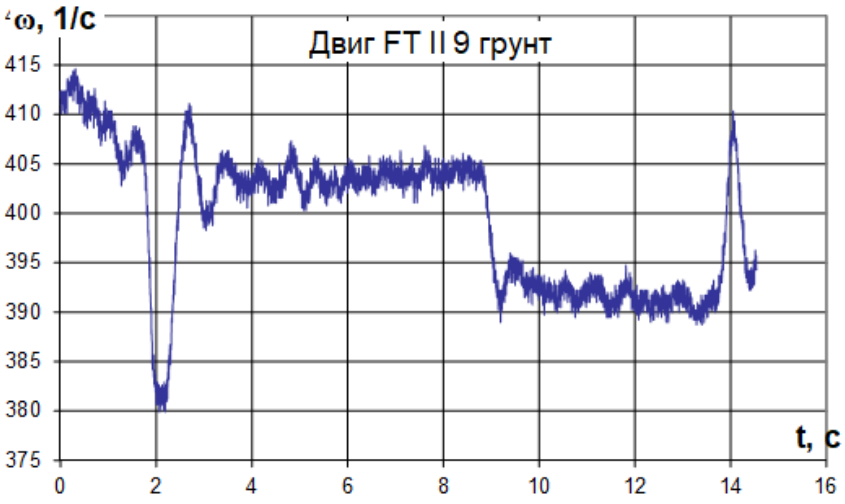


Рисунок Е.14 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя трактора без УДМ для процесса FT2

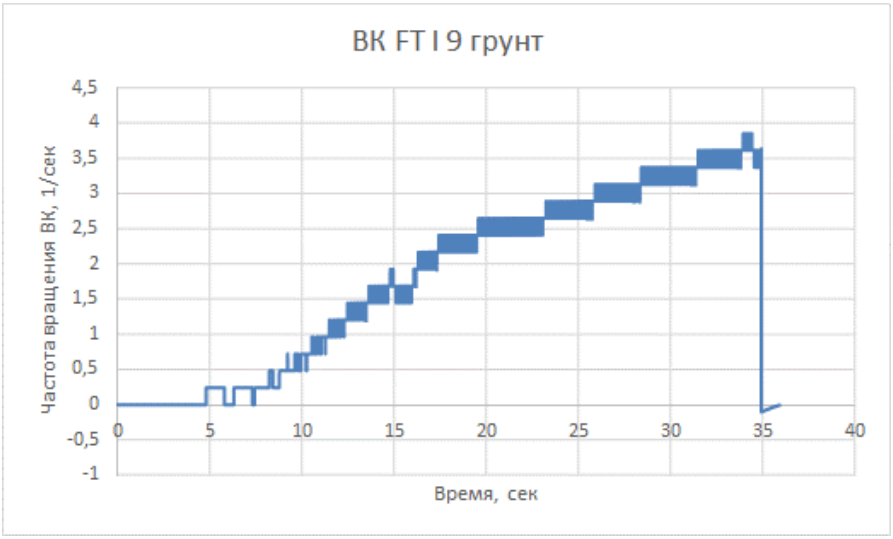


Рисунок Е.15 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора с УДМ для процесса FT1

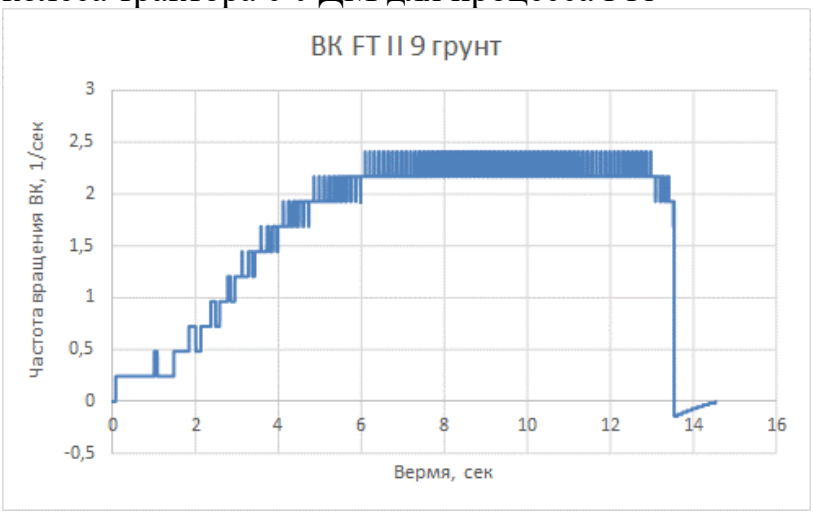


Рисунок Е.16 – Осциллограмма изменения угловой скорости вращения ведущего колеса трактора без УДМ для процесса FT2

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности

Результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования, а также изменения функции взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации в опытном и серийном тракторе

На рисунках Ж.1- Ж.16 показаны результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования с помощью формул Гауссовой функции и функции Фурье, формулы которых занесены в таблицу Ж.1.

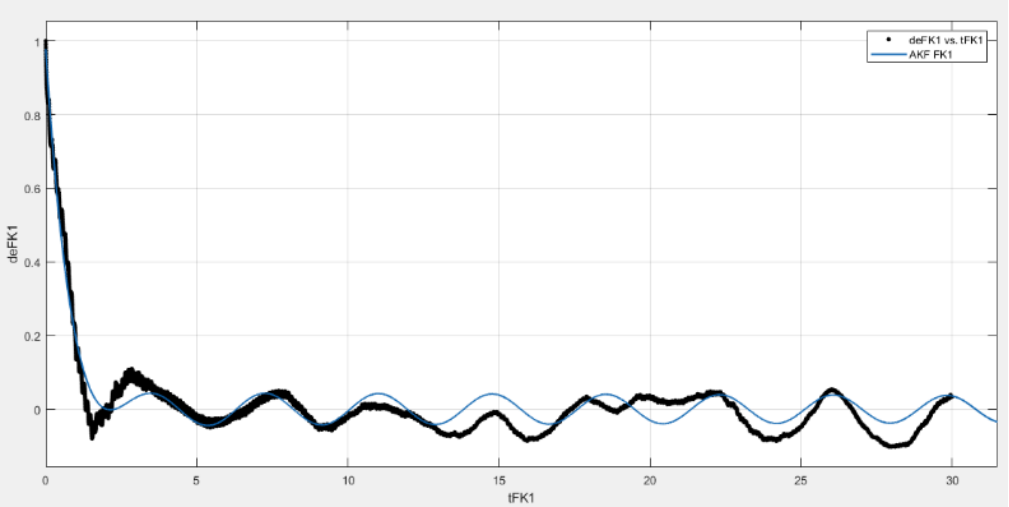


Рисунок Ж.1 – Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FK1

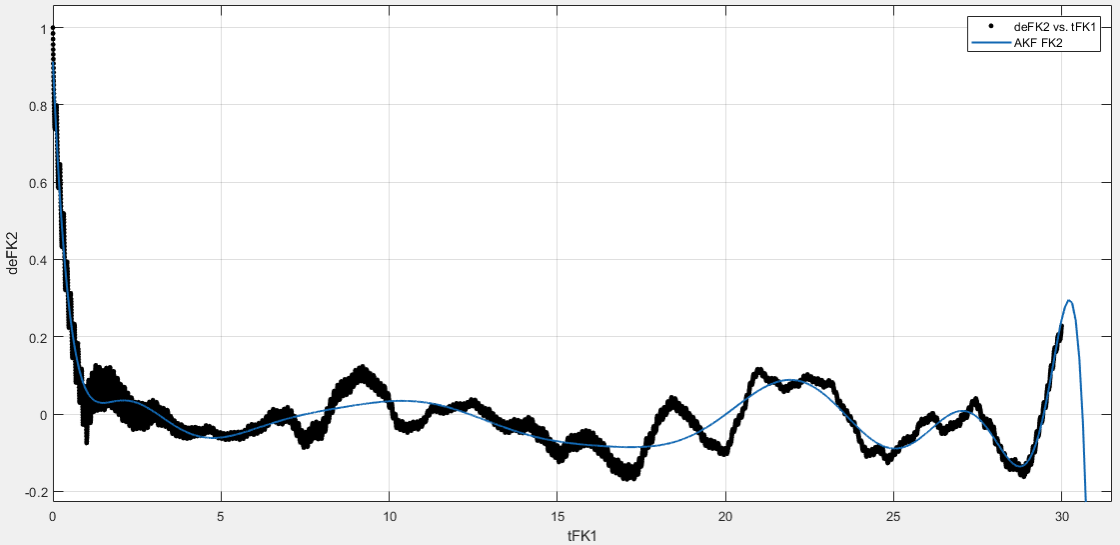


Рисунок Ж.2 - Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FK2

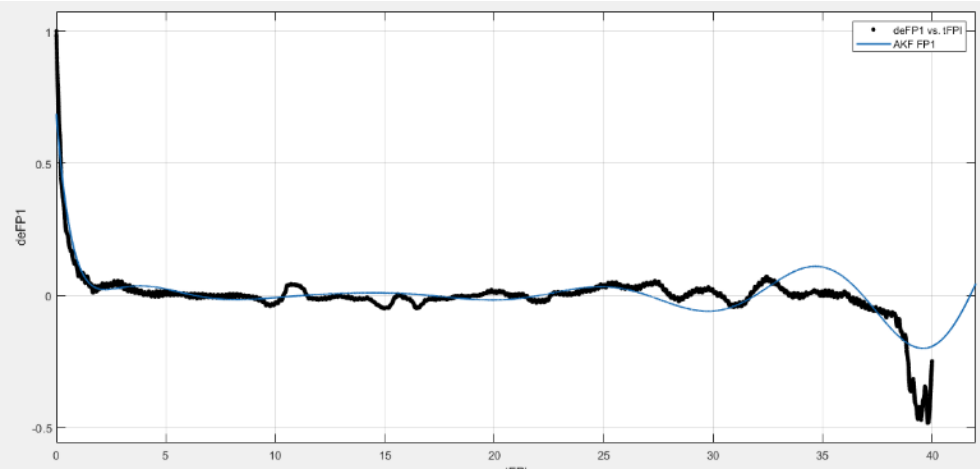


Рисунок Ж.3 - Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FP1

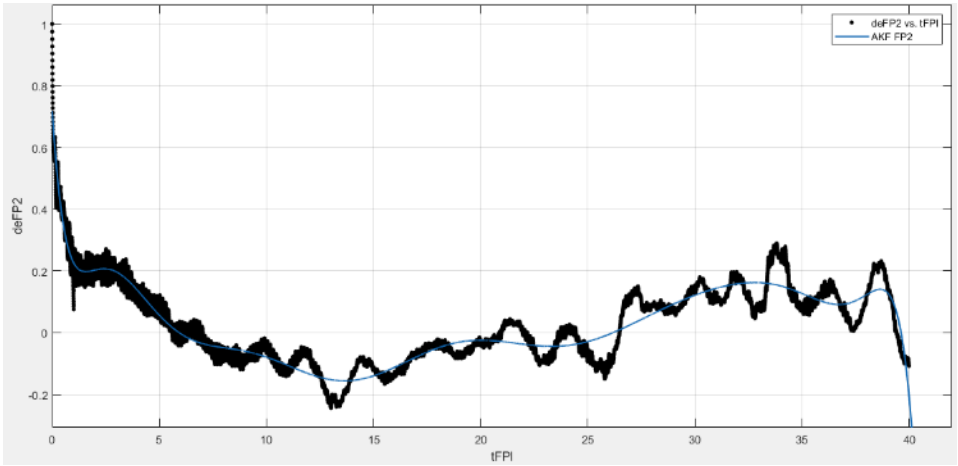


Рисунок Ж.4 – Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FP2

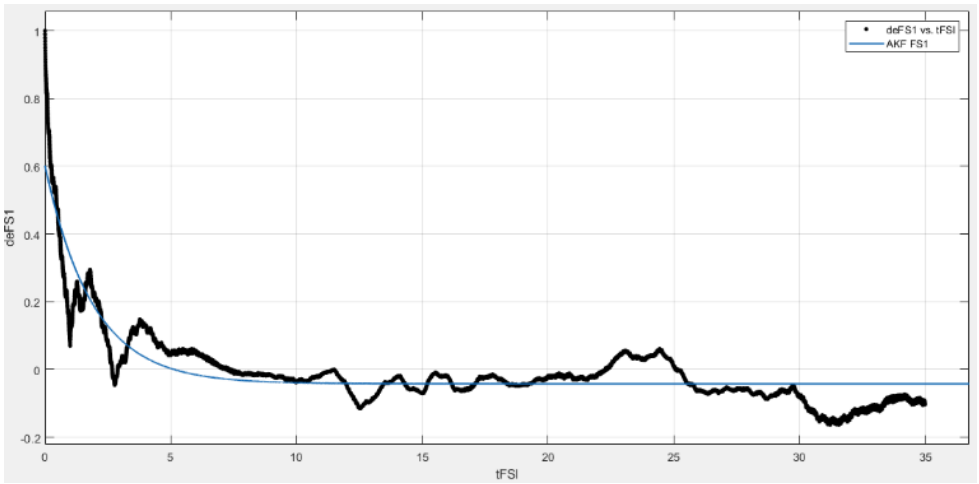


Рисунок Ж.5 - Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FS1

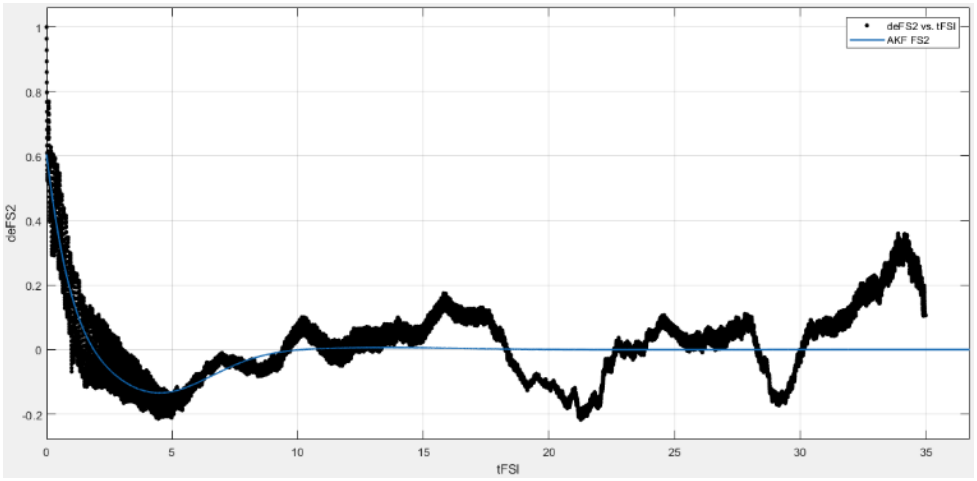


Рисунок Ж.6 - Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FS2

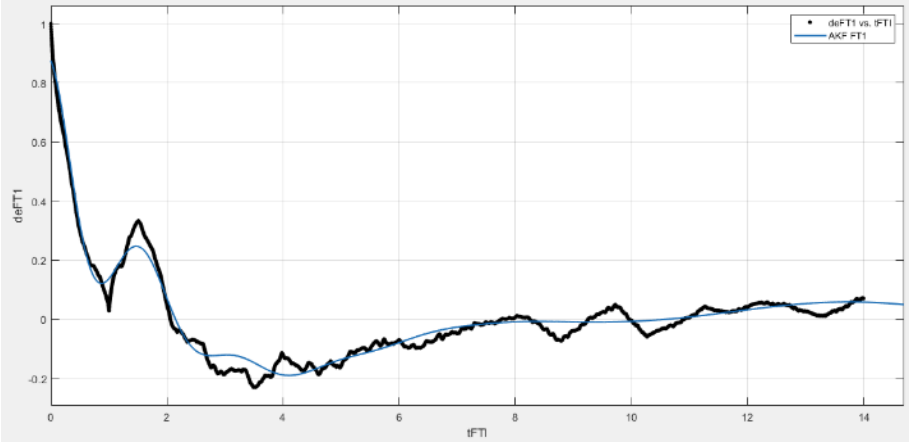


Рисунок Ж.7 - Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FT1

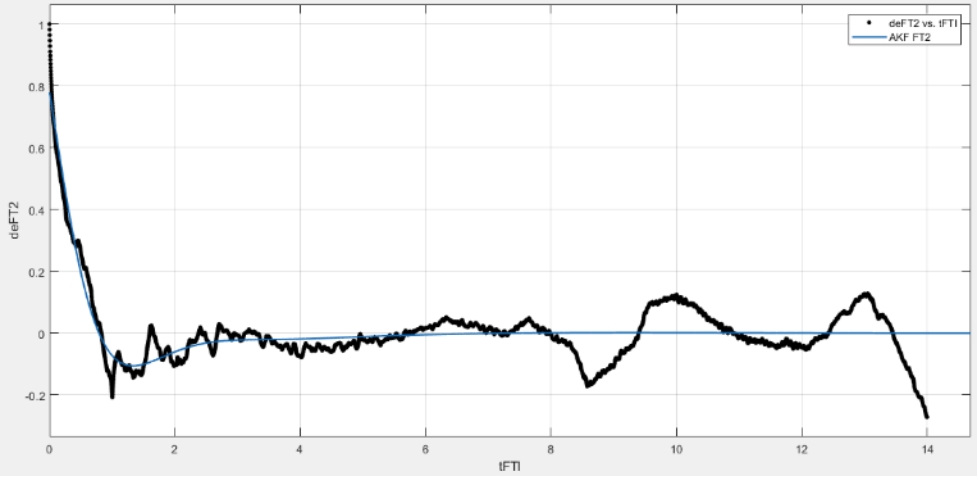


Рисунок Ж.8 - Автокорреляционная функция и результат её аппроксимации для процесса FT2

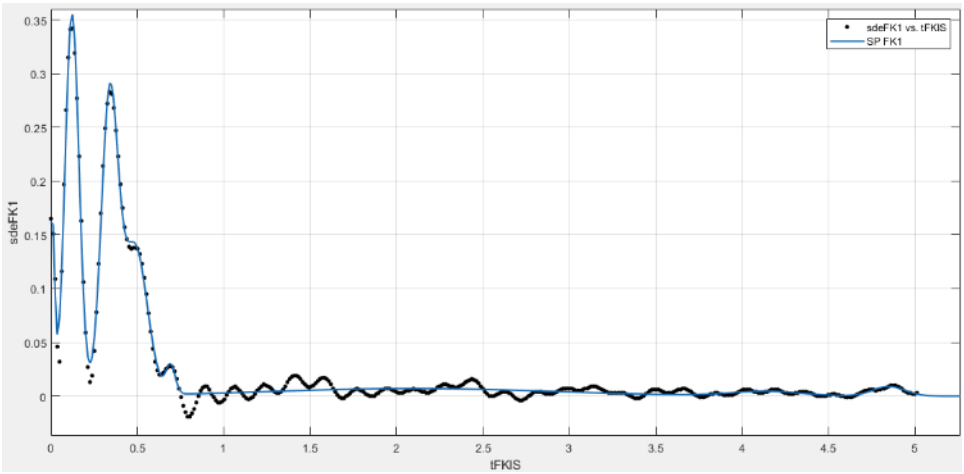


Рисунок Ж.9 – Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FK1

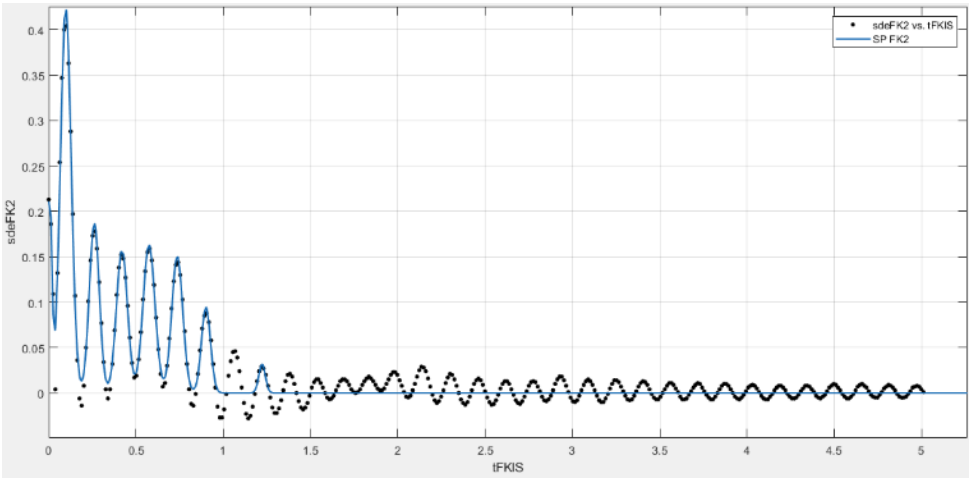


Рисунок Ж.10 - Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FK2

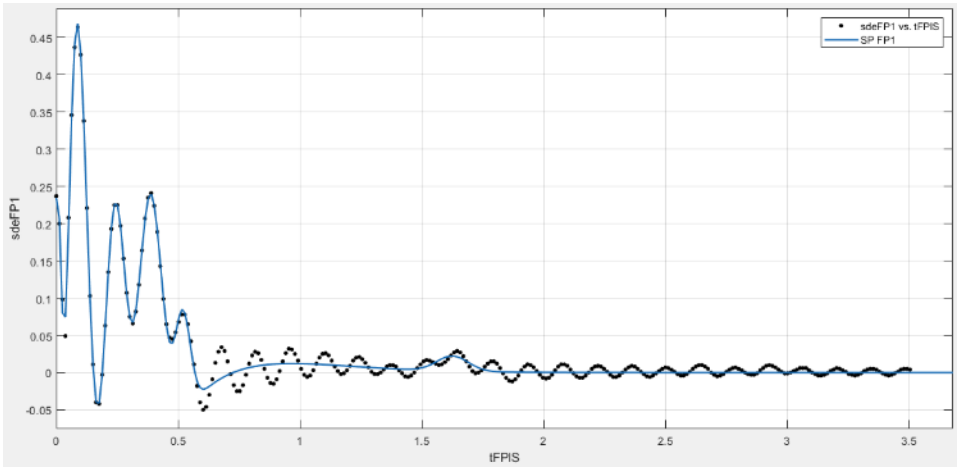


Рисунок Ж.11 - Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FP1

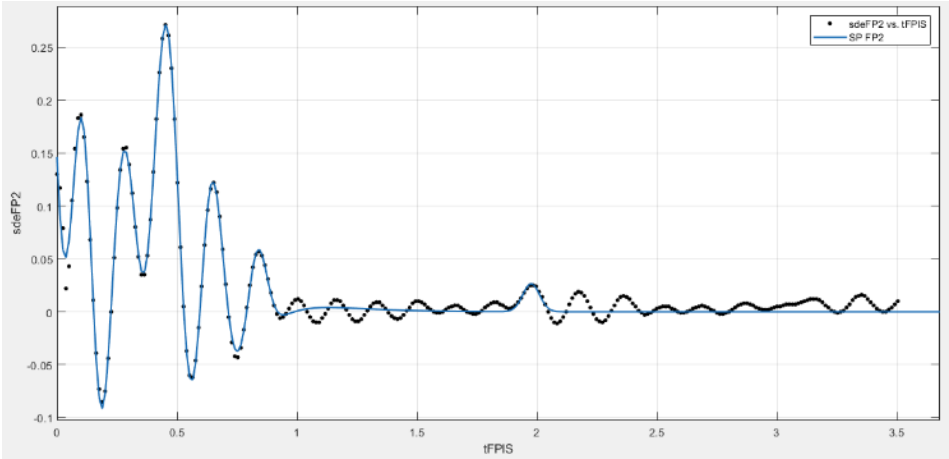


Рисунок Ж.12 – Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FP2

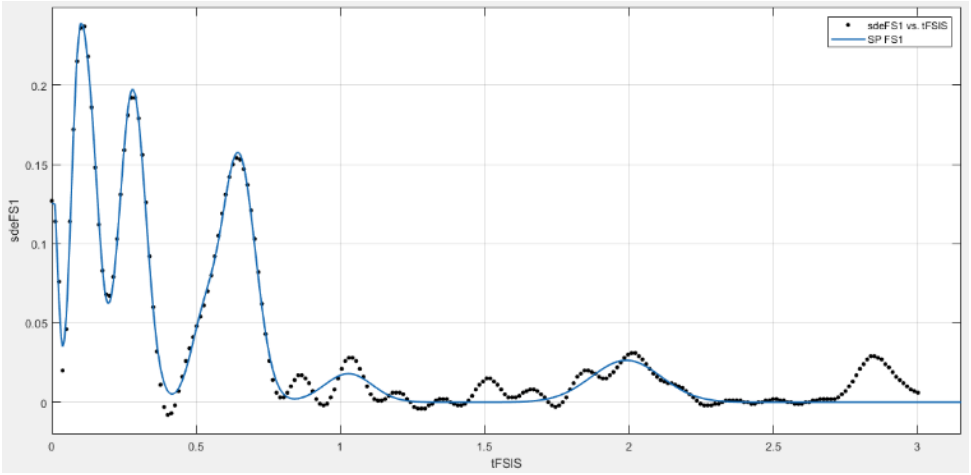


Рисунок Ж.13 - Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FS1

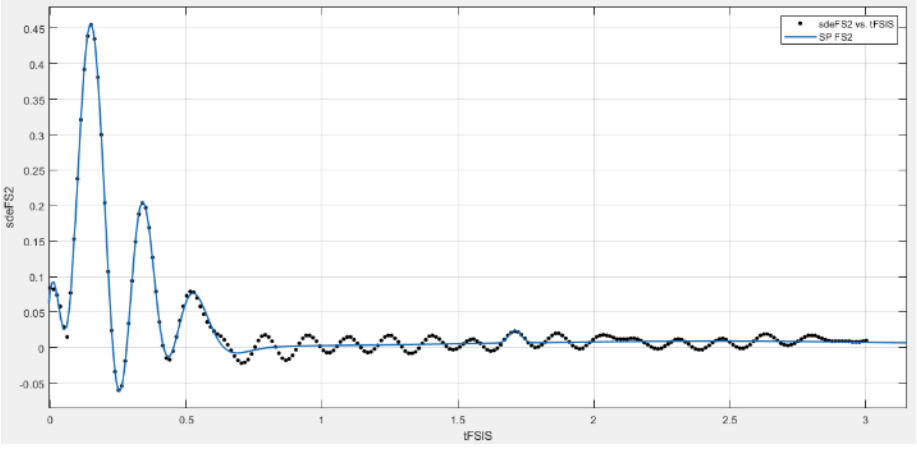


Рисунок Ж.14 - Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FS2

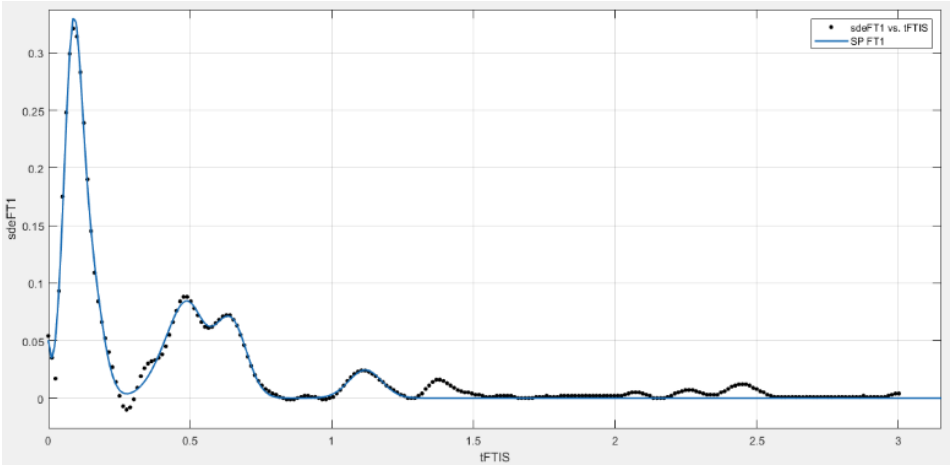


Рисунок Ж.15 - Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FT1

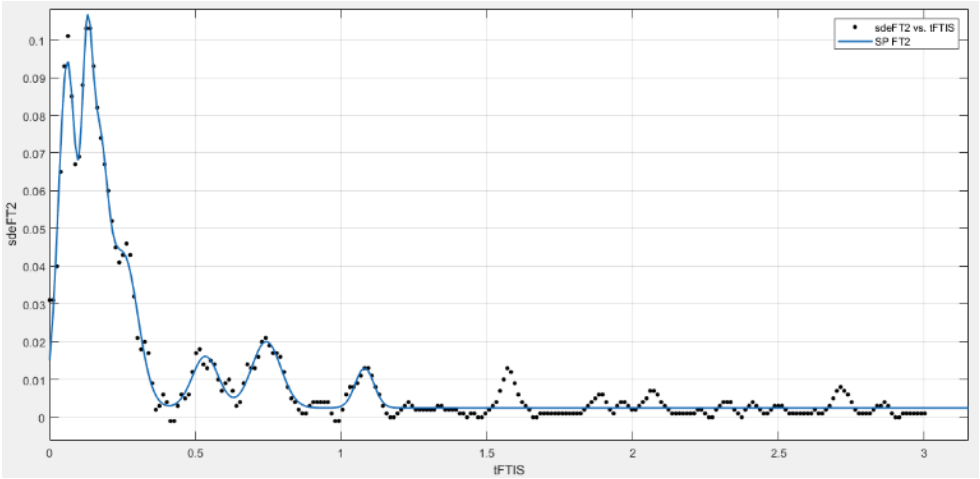


Рисунок Ж.16 - Спектральная плотность и результат её аппроксимации для процесса FT2

На рисунках Ж.17- Ж.24 представлены графики функции взаимной спектральной плотности (в виде трехмерных фигур для визуального анализа), формулы которых получены и занесены в таблицу Ж.2.

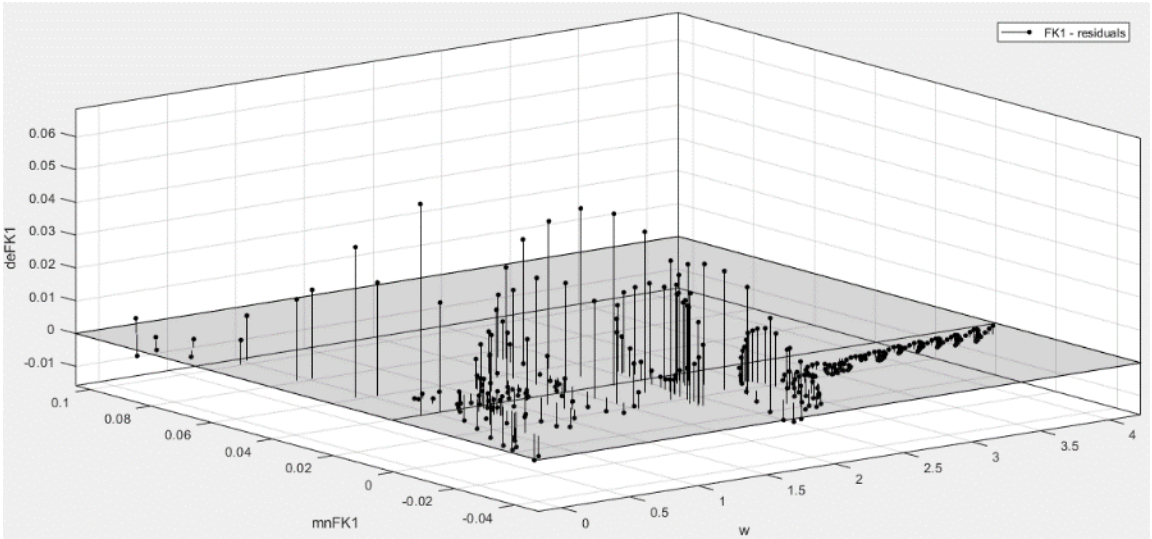


Рисунок Ж.17 - Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FK1

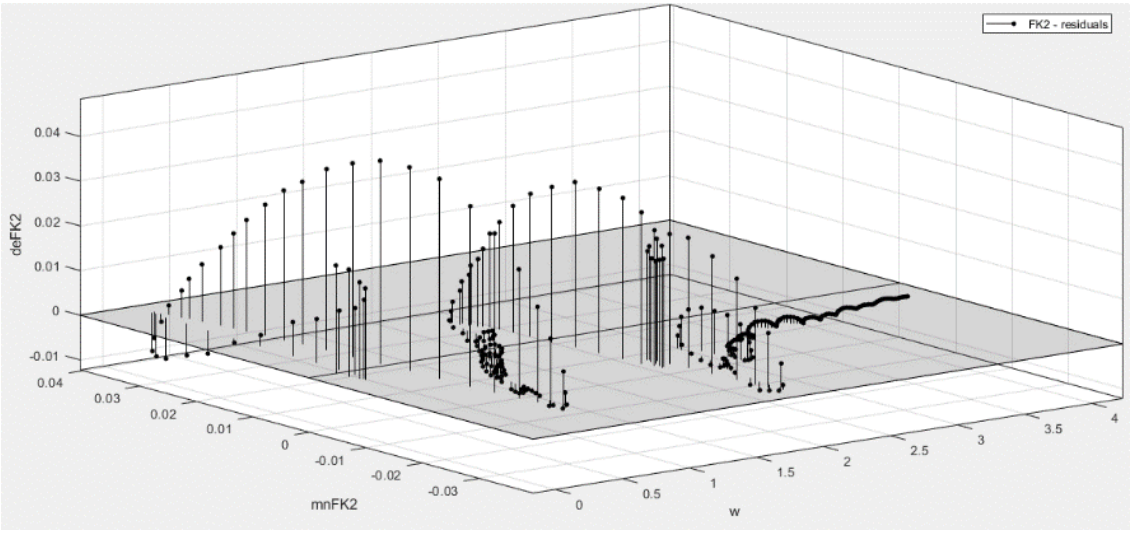


Рисунок Ж.18 - Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FK2

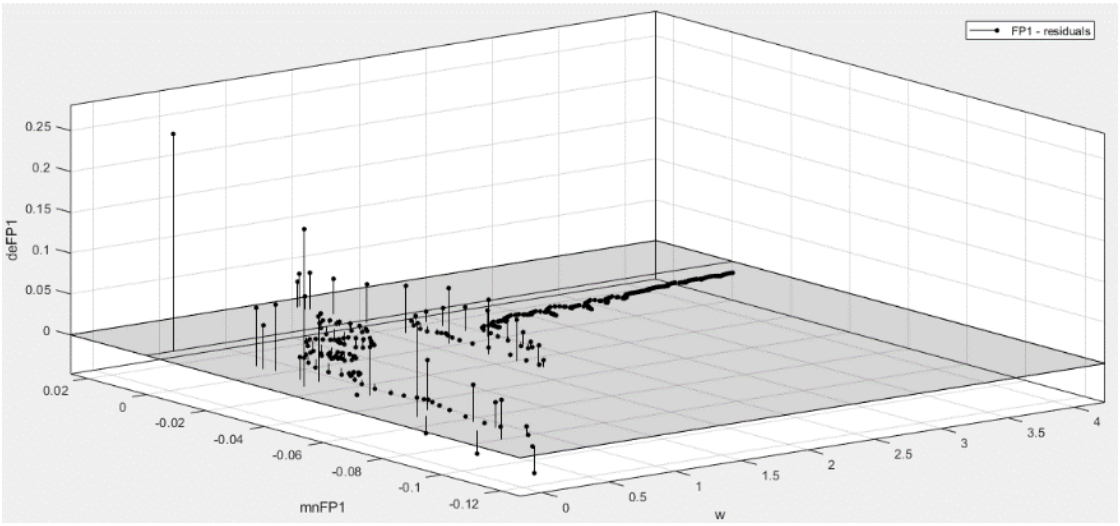


Рисунок Ж.19 - Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FP1

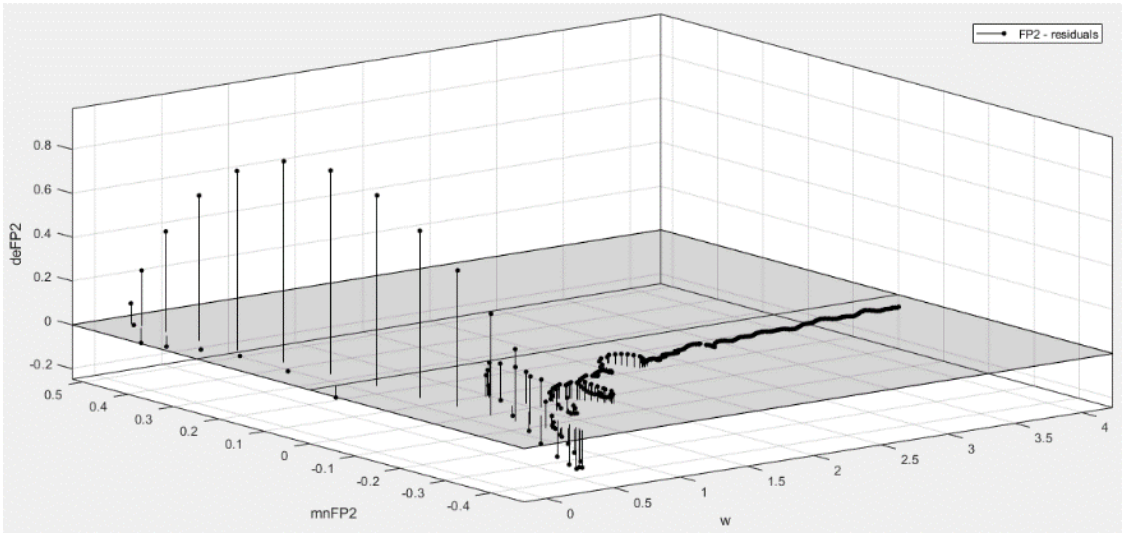


Рисунок Ж.20 – Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FP2

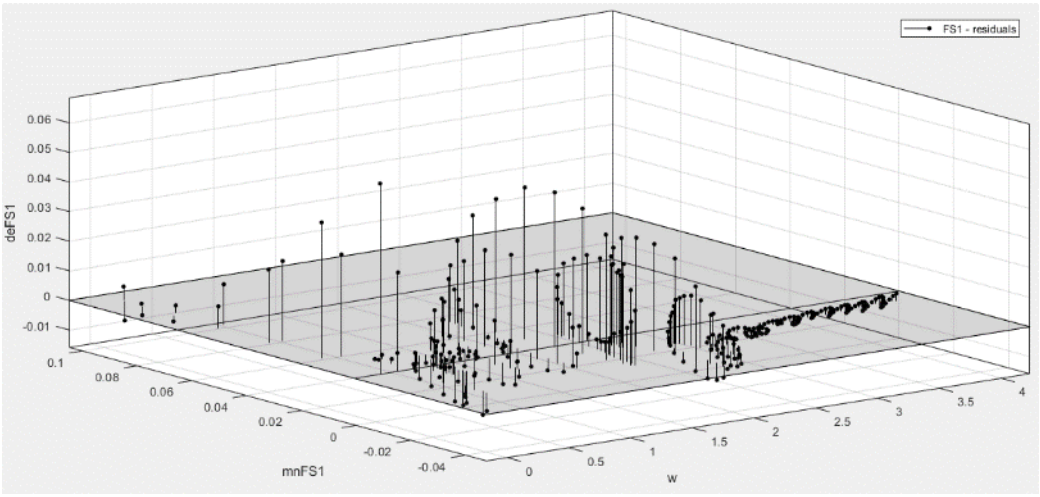


Рисунок Ж.21 - Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FS1

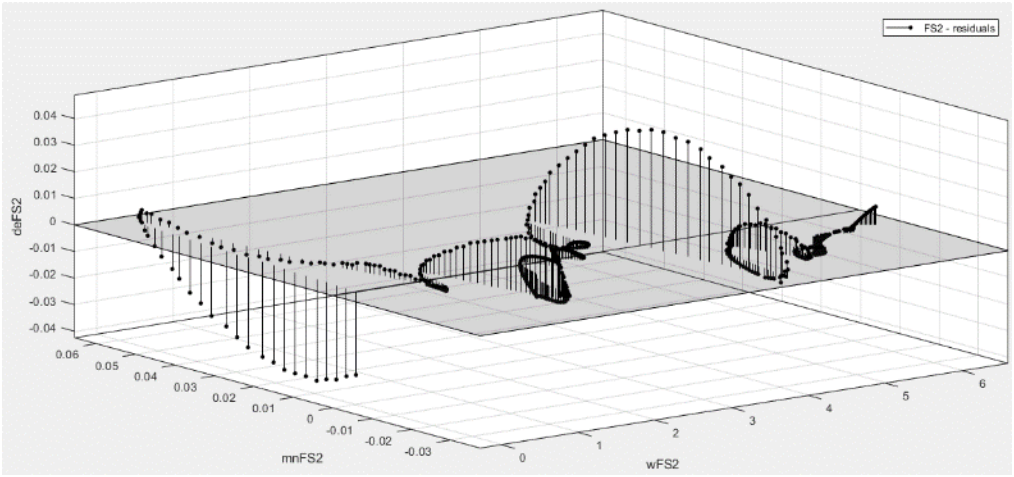


Рисунок Ж.22 - Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FS2

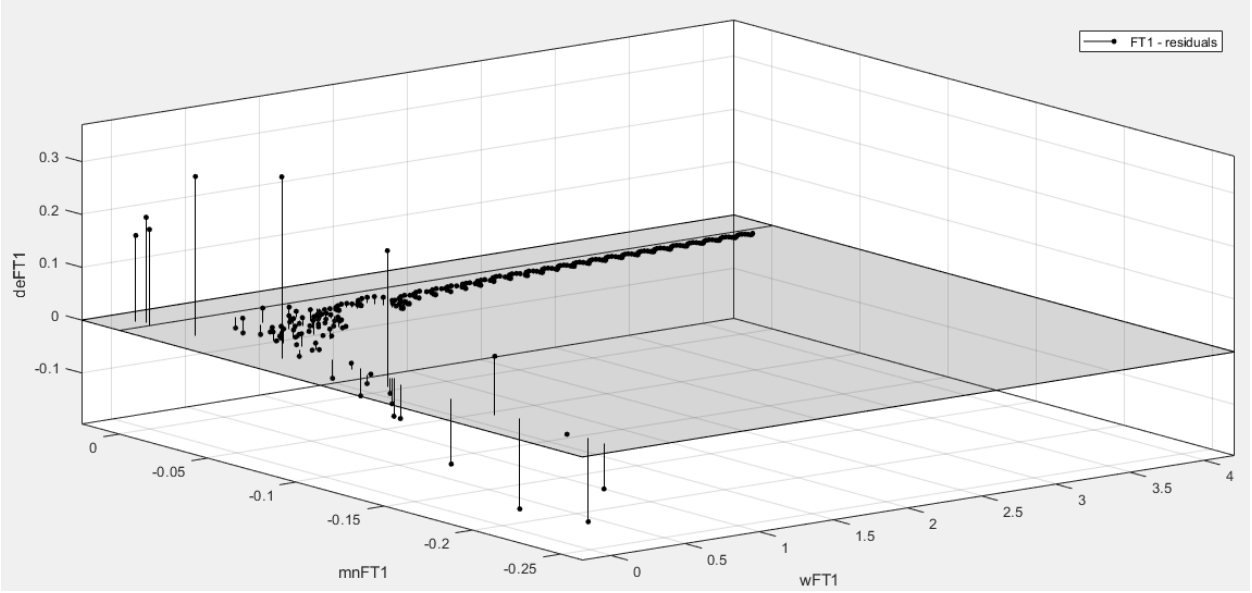


Рисунок Ж.23 - Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FT1

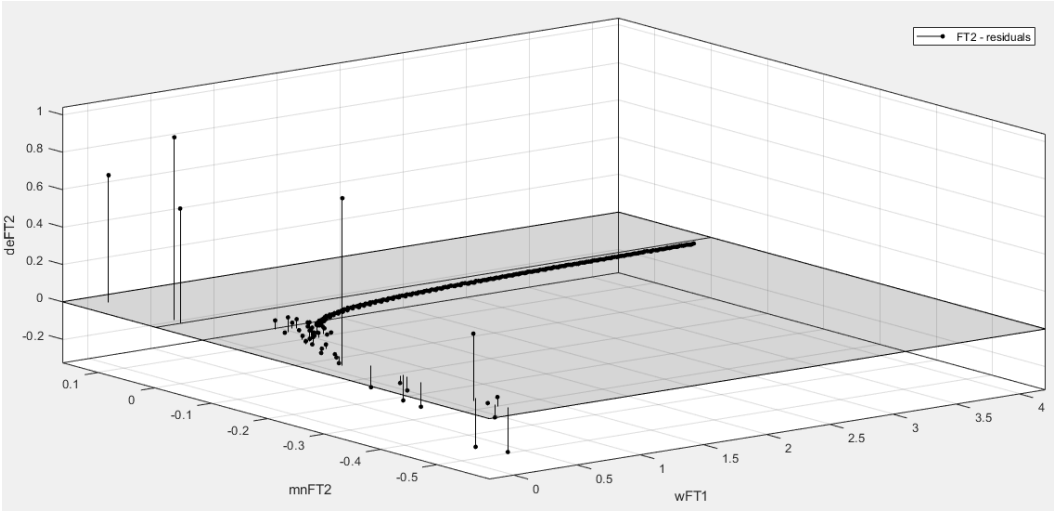


Рисунок Ж.24 - Графики функции взаимной спектральной плотности для процесса FT2

На рисунках Ж.25 – Ж.32 представлены графики изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса изменения угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и вращения ведущего колеса) опытного и серийного трактора с помощью формул Гауссовой функции.

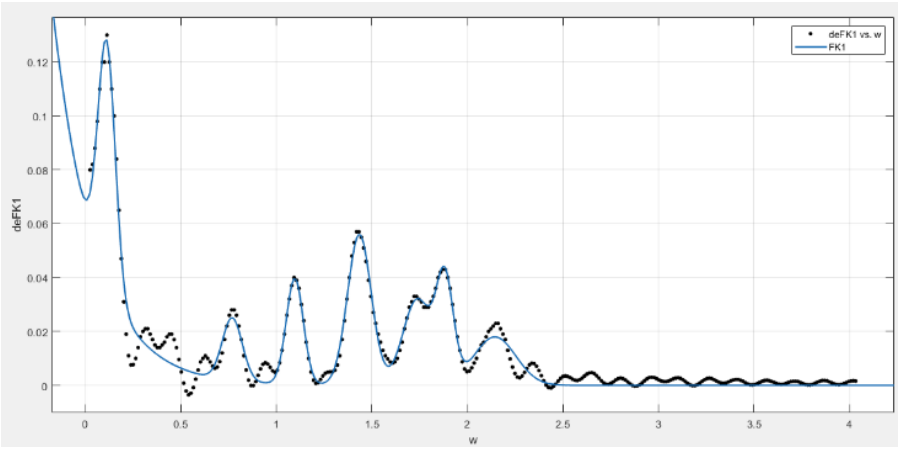


Рисунок Ж.25 – График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FK1

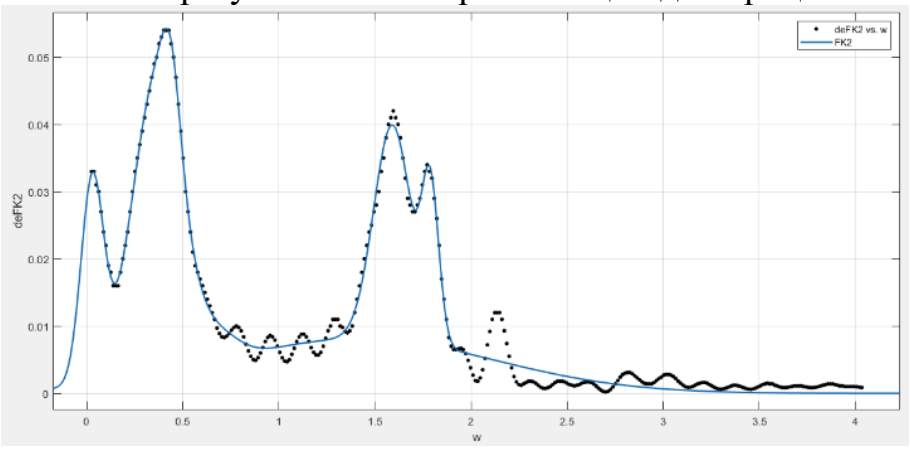


Рисунок Ж.26 - График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FK2

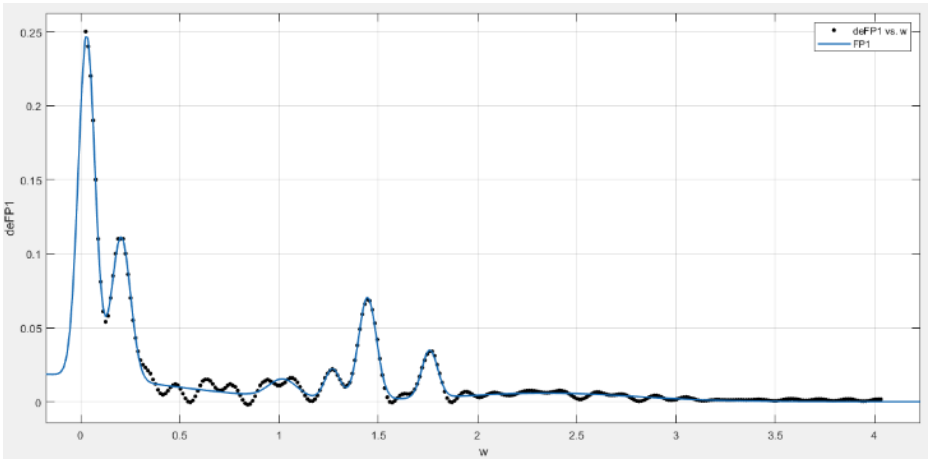


Рисунок Ж.27 - График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FP1

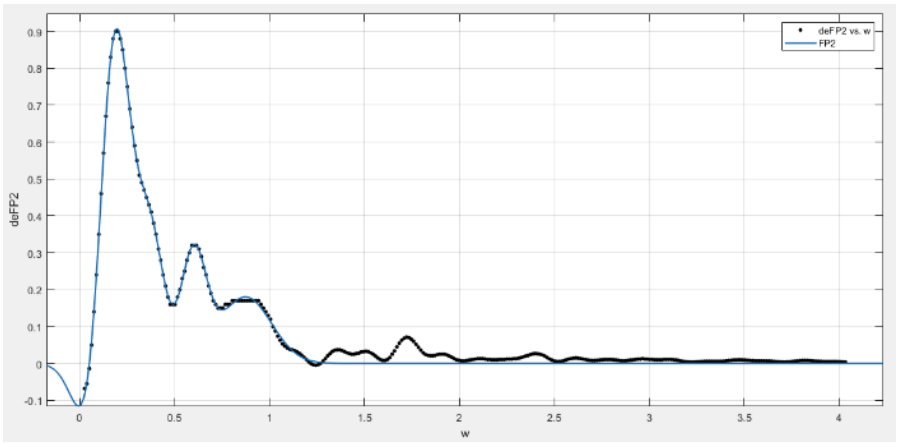


Рисунок Ж.28 – График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FP2

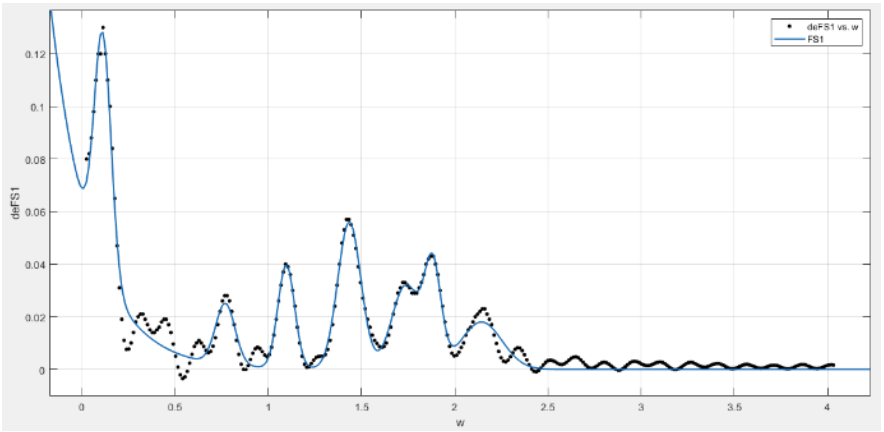


Рисунок Ж.29 - График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FS1

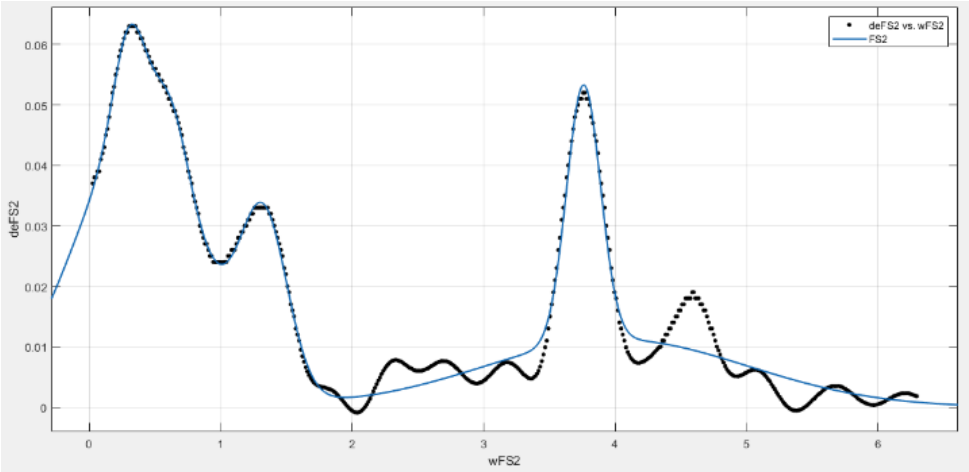


Рисунок Ж.30 - График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FS2

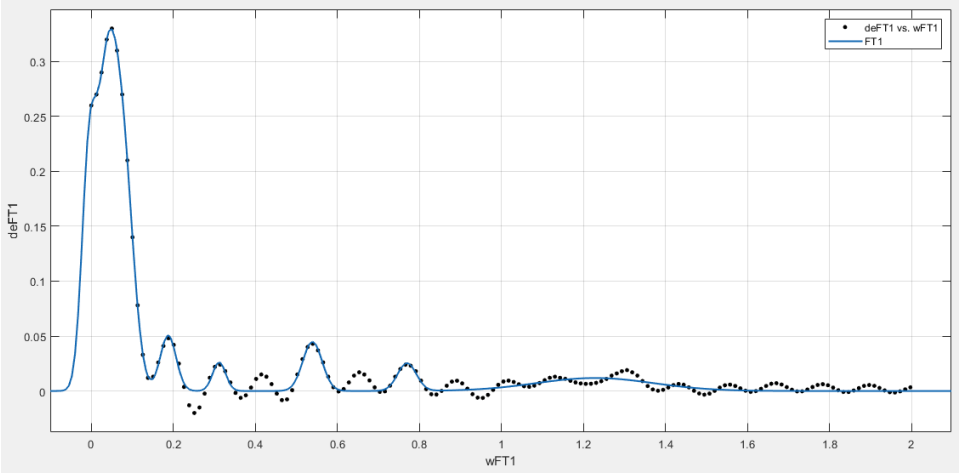


Рисунок Ж.31 - График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FT1

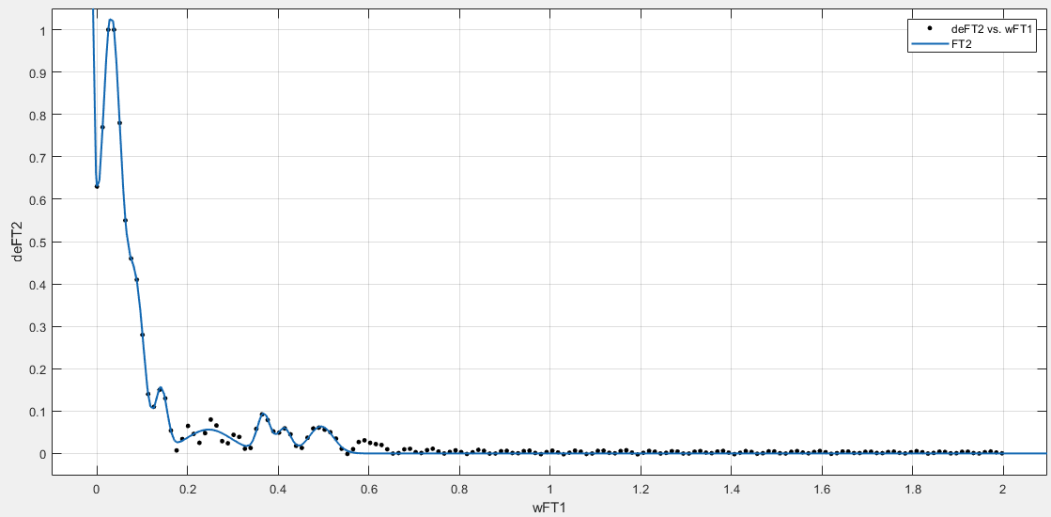


Рисунок Ж.32 - График изменения действительной части взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации для процесса FT2

ПРИЛОЖЕНИЕ З

Таблицы экономической эффективности

Площадь пашни южной подзоны Ростовской области составляет 1032724 га (южная подзона Ростовской обалисти включает в себя Кагальницкий, Зерноградский, Егорлыкский, Целинский, Сальский и Песчанокопский районы).

Таблица З.1 – Структура севооборота модельного хозяйства

Культура	Предшественник	Площадь, га.
Пар черный	Подсолнечник на зерно	1000,0
Оз.пшеница на зерно	Пар черный	1000,0
Оз.пшеница на зерно	Оз.пшеница на зерно	1000,0
Кукуруза на силос	Оз.пшеница на зерно	1000,0
Оз.пшеница на зерно	Кукуруза на силос	1000,0
З.бобовые на зерно	Оз.пшеница на зерно	1000,0
Оз.пшеница на зерно	З.бобовые на зерно	1000,0
Кукуруза на зерно	Оз.пшеница на зерно	1000,0
Яр. Ячмень на зерно	Кукуруза на зерно	1000,0
Подсолнечник на зерно	Яр. Ячмень на зерно	1000,0

Таблица З.2 – Плановые урожайности культур севооборота модельного хозяйства

Культура	Предшественник	Урожайность, ц/га
Пар черный	Подсолнечник на зерно	0,0
Оз.пшеница на зерно	Пар черный	45,5
Оз.пшеница на зерно	Оз.пшеница на зерно	30,0
Кукуруза на силос	Оз.пшеница на зерно	120,0
Оз.пшеница на зерно	Кукуруза на силос	39,0
З.бобовые на зерно	Оз.пшеница на зерно	25,0
Оз.пшеница на зерно	З.бобовые на зерно	42,0
Кукуруза на зерно	Оз.пшеница на зерно	40,0
Яр. Ячмень на зерно	Кукуруза на зерно	35,5
Подсолнечник на зерно	Яр. Ячмень на зерно	19,5

Базовый вариант

Таблица З.3 – Показатели эффективности машинно-тракторного парка базового варианта

Наименование	Значение
Эксплуатационные затраты, тыс.руб	118507,59
В том числе	
Заработная плата, тыс.руб	6075,63
Стоимость ГСМ, тыс.руб	35057,66
Отчисления на реновацию энергомашин, тыс.руб	30459,99
Отчисления на реновацию сельхозмашин, тыс.руб	18665,42
Отчисления на кап. ремонт сельхозмашин, тыс.руб	11,74
Отчисления на тек. ремонт энергомашин, тыс.руб	15865,75
Отчисления на тек. ремонт сельхозмашин, тыс.руб	12371,40

Продолжение таблицы 3.3	
Капитальные вложения, тыс.руб	430859,74
В том числе:	
на энергомашины, тыс.руб	293802,15
на сельхозмашины, тыс.руб	137057,59
Расход топлива, тонн	1034,25
Затраты труда, чел-час	61905,99
Максимальная потребность в рабочей силе, чел	119
В том числе:	
трактористы-машинисты, чел	70

Таблица 3.4 – Характеристика парка сельхозмашин базового варианта

Шифр	Наименование	К-во	Стоимость, руб.	Загрузка, часов
187	СЗП-5.4	13	7475104,00	1362,52
197	ПТК-8-35	5	504000,00	1717,88
204	ГКБ-8526	34	15300544,00	10760,41
208	ПСЕ-20	2	582400,00	115,13
211	ВИП-5.6	10	1317680,00	368,42
220	ПЛН-4-35	18	2094624,00	3160,46
221	ПВР-2.3	16	344064,00	1768,25
227	ЛДГ-15	3	2250024,00	538,85
228	ЛДГ-10	4	1939840,00	534,07
234	БЗТС-1.0	19	127680,00	482,12
275	УТМ-30	2	261968,00	150,41
283	ЗС-20	6	377328,00	518,49
287	РОУ-6	1	539504,00	3,51
289	РЖТ-10	5	4494840,00	325,75
291	ОП-2000/18	11	6506192,00	790,57
293	ОШУ-50А	1	39984,00	1,57
298	АПЖ-12	3	700224,00	178,36
303	ЖСБ-4.2	10	1768480,00	489,54
308	ЖВП-6А	6	891744,00	290,45
311	СТОГОВОЗ	4	1512000,00	255,96
319	СУПН-8	9	3266928,00	798.43
322	КРН-5.6А	14	3289664,00	1164,12
330	ПСП-10(Дон-1500)	6	1803648,00	311,11
336	СП-18А	1	480368,00	25,38
358	Б-4Т	17	4042192,00	2965,30
377	БУЛЬД.ОБОРУД.К ТР-РУ КЛ.5Т.	3	252000,00	208,09
451	ВНК-5	2	118496,00	115,61
464	КППУ-8	6	2537472,00	2056,77
499	УТМ-30	2	283024,00	138,90
501	ЛДГ-5	4	1209600,00	456,76
504	ППЛ-5-25	11	570416,00	823,53
548	КСОП-12	3	2620800,00	425,44
549	БМР-5. 6	35	14445200,00	2473,67
559	ЖКС-6.0	25	22635200,00	2276,64
572	ЖГРД-4.0	7	392,00	608,72
577	ППТ-3А	10	560,00	1025,76
588	KV-RS-M РАЗБРАС.УДОБР.	32	22005760,00	4787,91
598	ПКП-8	2	1291920,00	129,62
652	ЗККШ-6А	9	1096200,00	887,94
764	ККП-3	6	4704000,00	640,22
975	ПКС-1.6	7	1375528,00	1509,92

Таблица 3.5 – Калькуляция себестоимости озимой пшеницы в модельном хозяйстве базового варианта

	Всего	На 1 га	На 1 ц
Зарплата с начислениями, руб.	654,1	654,1	21,8
Стоимость ГСМ, руб.	3123,8	3123,8	104,1
Стоимость семян, руб.	2600,0	2600,0	86,7
Стоимость мин. удобрений, руб.	3148,8	3148,8	105,0
Стоимость средств защиты, руб.	10086,0	10086,0	336,2
Амортизация, руб.	5785,4	5785,4	192,8
Ремонты, руб.	3388,8	3388,8	113,0
Накладные расходы, руб.	160,7	160,7	5,4
Итого, руб.	28947,6	28947,6	964,9

Новый вариант

Таблица 3.6 – Показатели эффективности машинно-тракторного парка нового варианта

Наименование	Значение
Эксплуатационные затраты, тыс. руб.	116556,92
В том числе:	
Заработная плата, тыс. руб.	6009,51
Стоимость ГСМ, тыс. руб.	34235,36
Отчисления на реновацию энергомашин, тыс. руб.	30631,10
Отчисления на реновацию сельхозмашин, тыс. руб.	17851,45
Отчисления на кап. ремонт энергомашин, тыс. руб.	0,00
Отчисления на кап. ремонт сельхозмашин, тыс. руб.	11,74
Отчисления на тек. ремонт энергомашин, тыс. руб.	15984,09
Отчисления на тек. ремонт сельхозмашин, тыс. руб.	11833,68
Капитальные вложения, тыс. руб.	426587,28
В том числе:	
на энергомашины, тыс. руб.	295694,90
на сельхозмашины, тыс. руб.	130892,38
Расход топлива, тонн.	1011,78
Затраты труда, чел-час.	61562,10
Максимальная потребность в рабочей силе, чел.	121
В том числе:	
трактористы-машинисты, чел.	69

Таблица 3.7 – Характеристика парка сельхозмашин нового варианта

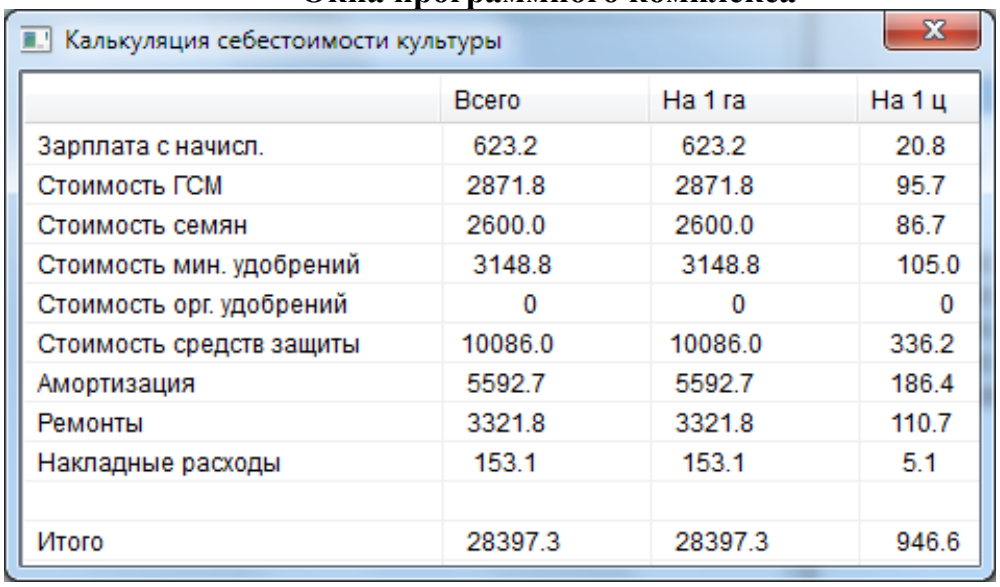
Шифр	Наименование	К-во	Стоимость, руб.	Загрузка, часов
187	СЗП-5.4	12	6900096	1274,42
197	ПТК-8-35	5	504000	1717,88
204	ГКБ-8526	32	14400512	10131,42
208	ПСЕ-20	2	582400	107,43
211	ВИП-5.6	10	1317680	344,82
220	ПЛН-4-35	18	2094624	3160,46
221	ПВР-2.3	16	344064	1713,94
228	ЛДГ-10	2	969920	244,31
234	БЗТС-1.0	19	127680	189,86
245	КПС-4	1	135016	272,21
275	УТМ-30	2	261968	140,68
283	ЗС-20	6	377328	518,49
287	РОУ-6	1	539504	3,28
289	РЖТ-10	2	1797936	100,23
291	ОП-2000/18	11	6506192	739,19
293	ОШУ-50А	1	39984	1,47
298	АПЖ-12	4	933632	270,01
303	ЖСБ-4.2	9	1591632	460,52
308	ЖВП-6А	6	891744	271,31
311	СТОГОВОЗ	4	1512000	255,96
319	СУПН-8	9	3266928	747,32
322	КРН-5.6А	13	3054688	1088,37
330	ПСП-10(Дон-1500)	6	1803648	311,11
336	СП-18А	1	480368	9,99
358	Б-4Т	16	3804416	2907,62
377	БУЛЬД.ОБОРУД.К ТР-РУ КЛ.5Т.	3	252000	208,09
451	ВНК-5	2	118496	108,11
464	КППУ-8	6	2537472	1921,01
499	УТМ-30	2	283024	129,94
501	ЛДГ-5	12	3628800	2088,89
503	КШУ-6	1	123536	358,87
504	ППЛ-5-25	10	518560	769,22
548	КСОП-12	2	1747200	623,29
549	БМР-5.6	32	13207040	2323,03
559	ЖКС-6.0	25	22635200	2276,64
572	ЖГРД-4.0	7	392	608,72
577	ПЛТ-3А	10	560	1025,76
588	KV-RS-M РАЗБРАС.УДОБР.	30	20630400	4481,34
598	ПКП-8	2	1291920	129,62
652	ЗККШ-6А	8	974400	831,68
711	ВР-3М	9	2822400	555,91
764	ККП-3	6	4704000	640,22
975	ПКС-1.6	6	1179024	1412,18

Таблица 3.8 – Калькуляция себестоимости озимой пшеницы (новый вариант) в модельном хозяйстве

	Всего	На 1 га	На 1 ц
Зарплата с начислениями, руб.	623,2	623,2	20,8
Стоимость ГСМ, руб.	2871,8	2871,8	95,7
Стоимость семян, руб.	2600,0	2600,0	86,7
Стоимость мин. удобрений, руб.	3148,8	3148,8	105,0
Стоимость средств защиты, руб.	10086,0	10086,0	336,2
Амортизация, руб.	5592,7	5592,7	186,4
Ремонты, руб.	3321,8	3321,8	110,7
Накладные расходы, руб.	153,1	153,1	5,1
Итого, руб.	28397,3	28397,3	946,6

Уточнение эффекта 437 млн руб=423,2 руб/га*1032724 га (площадь пашни южной подзоны РО (Кагальницкий, Зерноградский, Егорлыкский, Целинский, Сальский и Песчанокопский районы Ростовской области)

Окна программного комплекса



	Всего	На 1 га	На 1 ц
Зарплата с начисл.	623.2	623.2	20.8
Стоимость ГСМ	2871.8	2871.8	95.7
Стоимость семян	2600.0	2600.0	86.7
Стоимость мин. удобрений	3148.8	3148.8	105.0
Стоимость орг. удобрений	0	0	0
Стоимость средств защиты	10086.0	10086.0	336.2
Амортизация	5592.7	5592.7	186.4
Ремонты	3321.8	3321.8	110.7
Накладные расходы	153.1	153.1	5.1
Итого	28397.3	28397.3	946.6

Рисунок 3.1 – Программная среда алгоритмо-программного комплекса «Калькуляция себестоимости озимой пшеницы (новый вариант) в модельном хозяйстве»

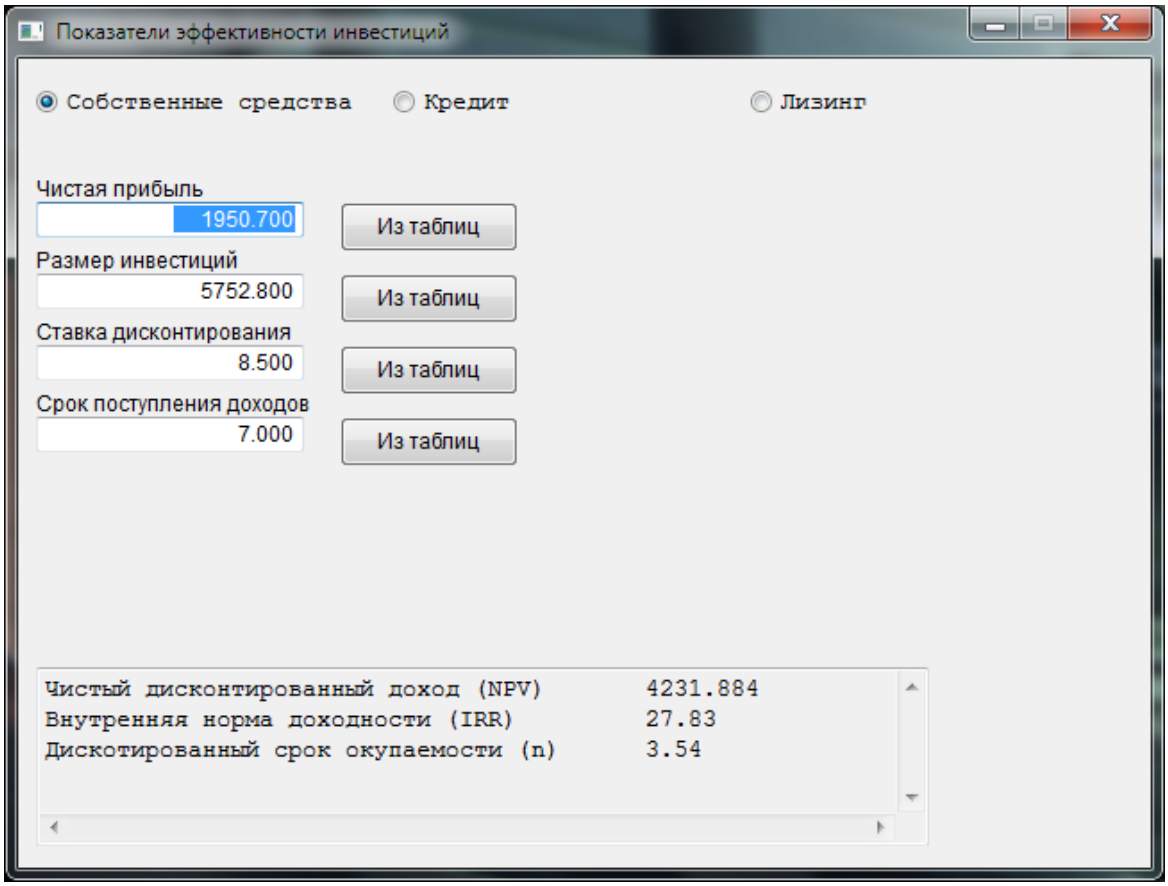


Рисунок 3.2 – Программная среда алгоритмо-программного комплекса «Показатели эффективности инвестиций проекта»

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Акты внедрения

Міністэрства прамысловасці
Рэспублікі Беларусь
Холдынг «МТЗ-ХОЛДЫНГ»
Адкрытае акцыянернае таварыства
«Мінскі трактарны завод»
вул. Даўгабродская, 29, 220070, г.Мінск,
Рэспубліка Беларусь
Тэл.: (375 17) 246 60 09
Тэлефакс: (375 17) 398 89 50
УНП 100316761
Нумар р/рахунку
BY04AKBB30126337600085400000
ААТ «ААБ Беларусбанк»
БІК AKBB BY 2X
АКПА 002360915000

Министерство промышленности
Республики Беларусь
Холдинг «МТЗ-ХОЛДИНГ»
Открытое акционерное общество
«Минский тракторный завод»
ул. Долгобродская, 29, 220070, г.Минск,
Республика Беларусь
Тел.: (375 17) 246 60 09
Телефакс: (375 17) 398 89 50
УНП 100316761
Номер р/счета
BY04AKBB30126337600085400000
ОАО «АСБ Беларусбанк»
БИК AKBB BY 2X
ОКПО 002360915000

www.mtz.by E-mail: sales@mtz.by

.09.2024 г.Минск

Акт

о применении результатов научно-исследовательской работы

Настоящим подтверждаю, что научно-техническим центром ОАО «Минский тракторный завод» проведена оценка возможности использования результатов исследований по обоснованию функциональных и эксплуатационных характеристик сельскохозяйственных тракторов, включая семейство тракторов Минского тракторного завода, как рекомендации по конструкционно-технологическому совершенствованию семейства колесных тракторов тяговых классов 0,6-1,4; 2,0 и 3,0 моноблочной компоновки, полученных Сенькевичем Сергеем Евгеньевичем при выполнении диссертационной работы по теме «Методологические основы стабилизации динамических нагрузок силовых передач сельскохозяйственных тракторов».

Разработанные автором в рамках диссертационной работы математические модели, алгоритмы, программные средства и расчетно-экспериментальная методика исследований динамических процессов при работе тракторов, позволяют обосновать эффективность вышеназванных тяговых классов тракторов на стадии проектирования, а также выбрать комплекс агрегатируемых сельскохозяйственных машин.

Рекомендации по эксплуатации колёсных тракторов по обеспечению эффективности составления набора агрегатируемых сельхозмашин в зависимости от тягового класса будут учтены в руководствах по эксплуатации семейства тракторов.

Материалы исследований, приведенные в диссертационной работе Сенькевича С.Е., представляют практический интерес и будут использоваться для сокращения времени и затрат на разработку при создании тракторов сельскохозяйственного назначения планируемых к производству в ОАО «МТЗ».

Главный конструктор-
начальник УКЭР-1, к.т.н. Н.И.Зезетко

Начальник КБ инженерной графики
и расчетов, к.т.н. В.В.Супин

«УТВЕРЖДАЮ»
генеральный директор
ООО «Агросервис»
_____Идиятуллин Д.Р.
«15»_октября__2018 г.

АКТ

о внедрении результатов научных исследований
для совершенствования силовых передач тракторов тягового класса 1,4
путем установки упруго-демпфирующего устройства.

Настоящим актом подтверждается то, что результаты экспериментальных исследований выполненные Сенькевичем Сергеем Евгеньевичем по теме диссертационной работы на соискание ученой степени доктора технических наук, связанной с совершенствованием силовых передач тракторов тягового класса 1,4 отражают новые достижения науки и техники, обеспечивают решение проблемы повышения эффективности применения мобильных машин в условиях сельскохозяйственного производства, приняты и используются в ООО «Агросервис». Элементом совершенствования является установка упруго-демпфирующего механизма.

Предприятие ООО «Агросервис» предоставило производственные площади для проведения испытаний экспериментального образца усовершенствованного трактора класса 1,4. Являясь новыми научно-техническими данными, полученными в процессе исследования, результаты представляют практический интерес. Рекомендуемые режимы работы приняты и используются для существующих тракторов тягового класса 1,4.

Инженер-механик
ООО «Агросервис» А.В. Налобин

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
ООО «Международная инжиниринговая
компания по разработке новой техники»
М.В. Вязников
«19» 03 2021 года.

Акт
о внедрении результатов научно-исследовательской работы по созданию и исследованию параметров упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче сельскохозяйственного трактора

Мы нижеподписавшиеся, заместитель генерального конструктора А.В. Черанев, начальник отдела Е.А. Ахметшин, начальник бюро А.Р. Репин, составили настоящий акт в том, что результаты научно-исследовательской работы, полученные Сенькевичем Сергеем Евгеньевичем, как новейшие достижения науки и техники, обеспечивают решение проблемы повышения эффективности применения мобильных энергосредств сельскохозяйственного назначения, путем совершенствования силовой передачи. Материалы теоретических и экспериментальных исследований представляют научный и практический интерес. Рекомендации диссертации приняты и используется в работе при создании новых и совершенствовании существующих тракторов серии «Агромаш», а именно:

- метод расчетно-теоретических исследований, который позволит осуществить синтез совокупности моделей динамических процессов силовой передачи трактора при разных условиях работы;
- методики расчетно-экспериментальных исследований динамики движения колесного трактора, позволяющая оценить вероятностные характеристики тягово-сцепных свойств трактора при случайных внешних силовых воздействиях, в т.ч. при агрегатировании с навесным оборудованием.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, изложенные в диссертационной работе С.Е. Сенькевича «Методы совершенствования силовых передач тракторов сельскохозяйственного назначения путем установки упруго-демпфирующего механизма» использованы при разработке тракторов серии «Агромаш».

Зам. генерального конструктора А.В. Черанев

Начальник отдела Е.А. Ахметшин

Начальник бюро А.Р. Репин

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель министра
сельского хозяйства и продовольствия
Э. А. Шайхгасанов
«__» 02 2023 г.

АКТ

использования результатов и положений диссертационной работы Сенькевича С. Е. «Разработка методологических основ снижения динамической нагруженности силовых передач тракторов малого класса тяги сельскохозяйственного назначения»

Исследования Сенькевича Сергея Евгеньевича в рамках диссертационной работы «Разработка методологических основ снижения динамической нагруженности силовых передач тракторов малого класса тяги сельскохозяйственного назначения» актуальны для сельскохозяйственного тракторостроения и направлены на модернизацию силовых передач тракторов (в т. ч. кл. 1,4, которые составляют основу тракторного парка республики), используемых в сельскохозяйственном производстве.

Информация о результатах исследования показывает, что оптимизация элементов силовых передач сельскохозяйственных тракторов и рекомендации Сенькевича С.Е. позволят сельскому хозяйству получить существенный экономический эффект за счет повышения производительности машинно-тракторных агрегатов и уменьшения расхода дизельного топлива.

Заместитель начальника управления
развития мелиоративного комплекса,
механизации и технического оснащения, к. т. н. Н. Нисредов

УТВЕРЖДАЮ
Главный конструктор ПАО «КАМАЗ»-
директор НТЦ ПАО "КАМАЗ"
_____ Е.Г. Макаров
« 14 » ноября 2023 года.

Акт

о внедрении результатов научно-исследовательской работы Сенькевича Сергея Евгеньевича диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук по теме «Методологические основы стабилизации динамических нагрузок силовых передач сельскохозяйственных тракторов»

Мы нижеподписавшиеся, главный конструктор инновационных автомобилей ПАО «КАМАЗ» Назаренко Сергей Владимирович, главный специалист по автомобилям и агрегатам Файзрахманов Дамир Разифович и специалист второй категории Сулейманов Ринат Радикович составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Сенькевич Сергея Евгеньевича, по теме «Методологические основы стабилизации динамических нагрузок силовых передач сельскохозяйственных тракторов» были использованы при обосновании функциональных и эксплуатационных характеристик сельскохозяйственных тракторов, выполняемых в рамках НИОКР по темам: «Анализ и обоснование комплекса машин и оборудования для агрегатирования с тракторами тягового класса 2-3, применяемых при выполнении сельско- и лесохозяйственных работ» (договор № 16-05-1/2022 от 01.06.2022 г.) и «Разработка рекомендаций по конструкционно-технологическому совершенствованию семейства колесных тракторов тяговых классов 2-5, создаваемых на ПАО "КАМАЗ" с целью его применения в сельскохозяйственном производстве» (договор № 157/1 от 09.06.2023 г.).

Разработанные в рамках диссертационной работы математические модели, алгоритмы, программные средства и расчетно-экспериментальная методика исследований динамических процессов при работе трактора использовались при обосновании эффективности вышеназванных тяговых классов тракторов на стадии проектирования, а также для выбора комплекса сельскохозяйственных машин, агрегатируемых с вышеприведенными тракторами. Применение результатов диссертационной работы С.Е. Сенькевича позволяет обосновать параметры силовых передач создаваемых сельскохозяйственных тракторов а также сократить время и затраты на их разработку.

Главный конструктор инновационных автомобилей ПАО «КАМАЗ» — С.В Назаренко

Главный специалист по автомобилям и агрегатам — Д.Р. Файзрахманов

Специалист второй категории — Р.Р. Сулейманов

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
ООО «Трактор»
_____В.П.Андрющенко
«27» июля 2023 года.

Акт
о внедрении результатов научно-исследовательской работы

Мы нижеподписавшиеся, заместитель директора Н.А. Глущенко, главный конструктор В.В. Бурыкин, начальник производства А.И. Кижаев, составили настоящий акт о том, что результаты научно-исследовательской работы, полученные Сенькевичем Сергеем Евгеньевичем, в области экспериментальных и теоретических методов исследований функциональных и эксплуатационных характеристик тракторов сельскохозяйственного назначения, в том числе тракторов малого тягового класса (кл. 0,6-0,9) обеспечивают на стадии проектирования и принятия общих компоновочных решений, повышение эффективности применения колёсных машин в условиях производства.

Полученные научно-практические результаты С.Е. Сенькевича с помощью метода оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы тракторов малого класса тяги, базирующегося на получении компромиссно-оптимального решения функциональных и эксплуатационных характеристик представляет интерес для производителей данной техники.

Разработанные математические модели, алгоритмы оптимизации и программные средства были использованы при создании и обосновании характеристик тракторов «Уралец-250», «Уралец-254».

Заместитель директора Н.А. Глущенко

Главный конструктор В.В. Бурыкин,

Начальник производства А.И. Кижаев,

Общество с ограниченной ответственностью
«Челябинский Завод Промышленных Тракторов»
Юр.адрес: 456503, Челябин. Обл., Сосновский р-н, п. Саккулово, ул. Клубная 8-б
Факт.адрес: 454084, г.Челябинск, ул.Калинина 16-64
Многоканальный телефон: 8-800-5555-174
8-351-2202230
email: info@chzpt.com
http://chzpt.com

Акт внедрения

результатов научно-исследовательской работы по созданию и исследованию параметров упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4

Настоящим актом подтверждается, что на основании развернутой программы научно-исследовательской работы в соответствии с федеральной программой «Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года» (утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 7 июля 2017 г. № 1455-р), так же в соответствии с планом научно-исследовательской работы (№ 0581-2019-0010) «Разработать систему мобильных энергетических и транспортно-технологических средств для цифрового сельского хозяйства» ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», отражая новейшие достижения науки и техники, обеспечивают решение проблемы повышения эффективности применения мобильных машин в условиях производства. Результаты, полученные в ходе исследований, позволяют повысить точность расчетов и определить на стадии проектирования оптимальные параметры элементов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4.

Материалы теоретических и экспериментальных исследований полученные **Сенькевичем Сергеем Евгеньевичем** представляют научный и практический интерес, и в виде рекомендаций приняты и используется в работе при создании новых и совершенствовании существующих тракторов тягового класса 1,4.

С уважением
Генеральный директор **Абдулкарамов Д.Р.**

УТВЕРЖДАЮ:
Проректор по учебно-воспитательной работе
ФГБОУ ВО Воронежского государственного
лесотехнического университета
имени Г.Ф. Морозова

А.С. Черных
«17» 12 2021 г.

АКТ
внедрения в учебный процесс результатов докторской диссертации
Сенькевича Сергея Евгеньевича по исследованию параметров
упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче
универсально-пропашного трактора

Комиссия в составе:

декан автомобильного факультета, профессор кафедры автомобилей и сервиса, доктор технических наук, доцент, Дорохин С.В.,

заведующий кафедрой, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры Прядкин В.И.,

доцент кафедры «автомобилей и сервиса» кандидит технических наук, доцент Хрипченко М.С.,

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы включены в материалы лекционного курса дисциплин, изучаемых студентами, а также при выполнении НИРС и выпускных квалификационных работ. В частности, задействованы теоретические разработки и элементы методики экспериментальных исследований, что позволило повысить уровень преподаваемых дисциплин и дать студентам более глубокие знания в области совершенствования и эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов.

Представленные в диссертационной работе материалы теоретических и экспериментальных исследований Сенькевича Сергея Евгеньевича, используются при чтении лекций по теоретическому курсу дисциплин для студентов 2-го и 3-го курсов при подготовке бакалавров по направлению 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

Методические разработки и расчетно-экспериментальные результаты исследований включены с 2022 года в содержание учебных дисциплин «Тракторы и автомобили», «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования», а также используются в курсовом проектировании и при подготовке выпускных квалификационных работ.

Декан автомобильного факультета,
доктор технических наук, С.В. Дорохин

Заведующий кафедрой автомобилей и сервиса,
доктор технических наук, В.И. Прядкин

Доцент кафедры «автомобилей и сервиса»
доктор технических наук, доцент, М.С. Хрипченко

УТВЕРЖДАЮ:
Ректор ФГБОУ ВО СПбГАУ
д.в.н. ветеринарных наук,
Морозов В.Ю.
«20» января 2020 г.

АКТ

внедрения в учебный процесс результатов научно-исследовательской работы по исследованию параметров упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4

Комиссия в составе:

проректора по учебной и воспитательной работе ФГБОУ ВО СПбГАУ доктора технических наук, профессора Юдаева И. В.,

декана факультета «Технических систем, сервиса и энергетики» ФГБОУ ВО СПбГАУ кандидата технических наук, доцента Ружьева В.А.,

заведующего кафедрой «Автомобили, тракторы и технический сервис» доктора технических наук, доцента Хакимова Р.Т.

составили настоящий акт о том, что **результаты** исследовательских, проектно-технологических и конструкторских разработок, выполняемых в соответствии с федеральной программой «Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года» (утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 7 июля 2017 г. № 1455-р), так же в соответствии с планом научно-исследовательской работы (№ 0581-2019-0010) «Разработать систему мобильных энергетических и транспортно-технологических средств для цифрового сельского хозяйства» ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» **полученные** при непосредственном участии сотрудников отдела №3 «Мобильных энергетических средств» ФГБНУ ФНАЦ ВИМ д.т.н., профессором З.А. Годжаевым, к.т.н., доцентом С.Е. Сенькевичем, инженерами Е.Н. Ильченко и И.С. Алексеевым

используются в учебном процессе кафедры «Автомобили, тракторы и технический сервис» ФГБОУ ВО СПбГАУ для подготовки бакалавров по направлению 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

Теоретические положения, результаты исследований и разработок, предложения производству включены с 2020 года в содержание дисциплин «Тракторы и автомобили», «Испытание машин», «Сельскохозяйственные тракторы», «Гидравлика и гидропневмопривод», а также используются в курсовом проектировании и при подготовке выпускных квалификационных работ.

проректор по учебной и воспитательной работе
ФГБОУ ВО СПбГАУ,
д.т.н, профессор И.В. Юдаев

декан факультета технических систем, сервиса и энергетики
ФГБОУ ВО СПбГАУ
к.т.н., доцент В.А. Ружьев

заведующий кафедрой «Автомобили, тракторы и технический сервис»
ФГБОУ ВО СПбГАУ
д.т.н., доцент Р.Т. Хакимов

УТВЕРЖДАЮ:
Ректор ФГБОУ ВО «Брянский ГАУ»
доктор с-х наук, профессор
_____ Белоус Н.М.
«11» ноября 2021 г.

Справка
об использовании (внедрении) результатов научно-исследовательской работы в учебном процессе ФГБОУ ВО «Брянского государственного аграрного университета»

Результаты теоретических и экспериментальных исследований параметров упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4 по теме диссертационной работы **Сенькевича Сергея Евгеньевича**, представленной на соискание ученой степени доктора технических наук включены в материалы лекционного курса дисциплин, изучаемых студентами, а так же при выполнении НИРС и выпускных квалификационных работ. В частности, задействованы теоретические разработки и элементы методики экспериментальных исследований, что позволило повысить уровень преподаваемых дисциплин и дать студентам более глубокие знания в области совершенствования и эксплуатации тракторов.

Представленные в диссертационной работе материалы теоретических и экспериментальных исследований Сенькевича Сергея Евгеньевича, используются при чтении лекций по теоретическому курсу дисциплин «Тракторы и автомобили» для студентов 2-го и 3-го курсов направления подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» и «Методика экспериментальных исследований» для магистров 1-го и 2-го курсов направленности подготовки 35.04.06 «Агроинженерия».

Директор инженерно-технологического
института
д.т.н., профессор А.И. Купреенко

Заведующий кафедрой технических
систем в агробизнесе, природообустройстве
и дорожном строительстве,
к.э.н., доцент А.М. Гринь

УТВЕРЖДАЮ:
Первый проректор
ФГБОУ ВО «Дагестанский ГАУ
имени М.М. Джамбулатова»
доктор с.-х. наук, профессор
М.Д. Мукаилов
«18» сентября 2020 г.

АКТ

об использовании (внедрении) результатов научно-исследовательской работы в учебном процессе

Мы, нижеподписавшиеся, декан автомобильного факультета ФГБОУ ВО «Дагестанский государственный аграрный университет имени М.М. Джамбулатова» кандидат технических наук, профессор А.Х. Бекеев и кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБНУ ФНАЦ ВИМ Сенькевич Сергей Евгеньевич, составили настоящий акт о том, что результаты теоретических и экспериментальных исследований параметров упруго - демпфирующего механизма в силовой передаче универсально - пропашного трактора тягового класса 1,4 по теме диссертационной работы используются при проведении занятий на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Дагестанский ГАУ имени М.М. Джамбулатова».

Теоретические разработки и элементы методики экспериментальных исследований, представленные в диссертационной работе С.Е. Сенькевича используются при чтении лекций по теоретическому курсу дисциплины «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных средств» для студентов 2-го и 3-го курсов направления подготовки 35.03.06 «Агроинженерия».

Декан автомобильного факультета, профессор А.Х. Бекеев

Кандидат технических наук,
старший научный
сотрудник ФГБНУ ФНАЦ ВИМ С.Е. Сенькевич

МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет» (Московский Политех)

Б. Семеновская ул., д.38, Москва, 107023
Тел.+7 495 223 05 23, Факс +7 499 785 62 24
www.mospolytech.ru | E-mail: mospolytech@mospolytech.ru
ОКПО 04350607, ОГРН 1167746817810,
ИНН/КПП 7719455553/771901001

_____№_____

на_____от_____

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе Московского политехнического университета, кандидат технических наук

_____ А.Ю. Наливайко

«18» 06 2025 г.

МП

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Сенькевича Сергея Евгеньевича на тему: «Совершенствование силовых передач колесных сельскохозяйственных тракторов путем комплексного научного подхода», выполненной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса

Комиссия в составе председателя – д.т.н., профессора, заведующего кафедрой «Наземные транспортные средства» Келлера Андрея Владимировича и членов комиссии - к.т.н., доцента, профессора кафедры «Наземные транспортные средства» Есеновского-Лашкова Михаила Юрьевича и Dr.-Ing., доцента кафедры «Наземные транспортные сркдства» Фурлетова Юрия Михайловича составили настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе С.Е. Сенькевича результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно расчетно-экспериментальная методика исследований динамических процессов при работе тракторов, математические модели, алгоритмы, программные средства внедрены в научную деятельность Московского политехнического университета при выполнении поисковых научно-исследовательских работ, а также в учебный процесс кафедры «Наземные транспортные средства» при проведении занятий по дисциплинам «Теория автомобиля и трактора», «Теория многоцелевых колёсных машин», «Теория колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин», «Автоматические системы автомобиля и трактора», «Конструкция автомобиля и трактора», Конструкция колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин», «Испытания автомобиля и трактора», «Математическое моделирование технических систем» по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (образовательные программы «Автомобили и тракторы», «Перспективные транспортные средства», «Компьютерный инжиниринг в автомобилестроении»).

Председатель комиссии:
д.т.н., профессор А.В. Келлер

Члены комиссии:
к.т.н., доцент М.Ю. Есеновский-Лашков

Dr.-Ing. Ю.М. Фурлетов