

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Алюков Александр Сергеевич

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСПОРТНОГО
СРЕДСТВА ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДВЕСКИ**

05.05.03 — Колесные и гусеничные машины

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: Дубровский Анатолий Федорович,
доктор технических наук, профессор

Челябинск – 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	13
1.1 Общие сведения о подвеске транспортного средства. Функции элементов подвески.....	13
1.2 Обзор существующих решений конструкций упругих элементов подвески транспортного средства.....	15
1.3 Обзор существующих решений конструкций диссипативных элементов подвески транспортного средства.....	21
1.4 Пассивные, адаптивные и регулируемые амортизаторы, системы управления.....	25
1.5 Конструкция исследуемой регулируемой подвески	43
1.6 Обзор существующих расчетных схем и математических моделей транспортных средств, применяемых при исследовании динамической нагруженности	49
1.7 Основные выводы по разделу	55
2 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДВЕСКОЙ.....	58
2.1 Сравнительный анализ результатов аппроксимации нелинейной рабочей характеристики упругого элемента подвески транспортного средства.....	58
2.2 Разработка функционального аналога регулируемого амортизатора.....	68
2.3 Расчетная схема транспортного средства с регулируемой подвеской.....	70
2.4 Составление математической модели движения транспортного средства с регулируемой подвеской.....	74
2.5 Совершенствование трибологических параметров поршня амортизатора	87
2.6 Основные выводы по разделу	93
3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	95
3.1 Проведение ходовых испытаний для проверки адекватности разработанных математических моделей.....	95

3.2	Определение рабочих характеристик упругих элементов.....	102
3.3	Определение рабочих характеристик регулируемых амортизаторов	104
3.4	Стендовые испытания исследуемой адаптивной подвески.....	108
3.5	Основные выводы по разделу.....	112
4	ОЦЕНКА И СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДВЕСКОЙ	114
4.1	Постановка задачи снижения динамической нагруженности транспортного средства с регулируемой подвеской	114
4.2	Методика оценки динамической нагруженности транспортного средства	115
4.3	Пример расчета динамической нагруженности транспортного средства.....	117
4.4	О существовании решения задачи оптимизации	119
4.5	Обоснование возможности нелокального использования результатов локального анализа.....	122
4.6	Основные выводы по разделу.....	123
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	124
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	126
	ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	142
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	145
	ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	149

ВВЕДЕНИЕ

В условиях глобализации рыночной экономики к эксплуатационным свойствам разрабатываемых машин предъявляются повышенные требования. Современное развитие вычислительной техники и микроэлектроники позволяет проектировать и изготавливать технические системы, достигающие максимальной эффективности в плане реализации их выполняемых функций на оптимальных режимах работы, реализовывать сложные нелинейные алгоритмы управления, значительно снизить расход топлива, с высокой скоростью получать данные от внешних датчиков и точно оценивать состояние внешней среды.

При разработке конструкции системы поддресоривания транспортного средства (ТС) конструкторам приходится решать проблему согласования следующих двух групп противоречивых требований: 1) требований обеспечения комфортабельности, высокого уровня плавности хода ТС, изоляции кузова от вибраций и дорожных шумов, обусловленных жестким качением шин и негативно влияющих на оборудование и человека; 2) требований обеспечения безопасности движения, управляемости и устойчивости ТС. Подвеска ТС должна обеспечивать указанные выше показатели, удовлетворяя при этом ограничениям на размер, массу, потребляемую мощность и акустические показатели. Один из наиболее эффективных и перспективных способов резко повысить эксплуатационные свойства, согласовать противоречивые по своей природе характеристики – использование в конструкции подвески ТС регулируемых, адаптивных или активных амортизаторов. При проектировании регулируемой подвески одним из наиболее важных для оценки параметров является динамическая нагруженность ТС.

Существующие на сегодняшний день адаптивные и активные подвески ТС обладают рядом недостатков, подробно рассматриваемых в данной работе. В частности, можно отметить ограниченность диапазона регулирования их рабочих характеристик [124,128], высокую стоимость [126], значительный нагрев элементов во вре-

мая эксплуатации. При этом потенциальные возможности и области применения регулируемых амортизаторов широки, поэтому исследования в данной области продолжаются автомобильными концернами и в университетах по всему миру.

Большой вклад в области исследования подвесок транспортных средств, математического моделирования ТС для задач оценки динамической нагруженности внесли следующие авторы: Г.Б. Безбородова, Ю.Б. Беленький, А.С. Горобцов, А.Ф. Дубровский, И.В. Еремина, Г.В. Зимелев, В.Н. Ищенко, В.В. Карамышкин, К.С. Колесников, С.И. Кондрашкин, Г.О. Котиев, В.А. Лазарян, М.В. Ляшенко, Д.Г. Неволин, В.В. Осепчугов, Р.В. Ротенберг, Е.Б. Сарач, Г.А. Смирнов, М.Н. Стрелков, В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, А.К. Фрумкин, А.А. Хачатуров, Е.А. Чудаков, A. Alleyne, M. Appleyard, J. Cao, A. Giua, R. Darus, W. Gao, J.K. Hendrick, D. Karnopp, P. Li, R. Liu, R. Morselli, E. Pellegrini, S. Savaresi, A. Shirahatt, H. Sohn, A.J. Truscott, M. Yamashita, N. Zhand, A. Zin и др.

Развитие вычислительной техники, методов составления математических моделей, численного интегрирования дифференциальных уравнений, оптимизации делают одной из важнейших задач в настоящее время задачу разработки математических моделей, позволяющих максимально полно и точно передать динамические свойства системы. На сегодняшний день невозможно представить себе производство без компьютерного моделирования и создания виртуальных моделей производимых объектов. Существующие подходы к математическому моделированию движения ТС являются упрощенными, как правило, учитывают лишь линейные рабочие характеристики подвески [83,90]. Однако, рабочие характеристики амортизаторов являются существенно нелинейными. Что касается упругих элементов, в настоящее время все чаще начинают применяться конструкции, обеспечивающие нелинейные рабочие характеристики. Таким образом, задача разработки нового подхода к математическому моделированию и проектированию регулируемых подвесок ТС, обеспечивающего учет указанных особенностей является, несомненно, актуальной.

В данной работе рассматриваются конструкции семейства регулируемых подвесок гидравлического типа нового принципа действия (РП), предложенные А.Ф. Дубровским [4, 65, 66, 127, 128]. Конструкции позволяют реализовать гипер (сверхширокий) диапазон регулирования рабочих характеристик подвески, вплоть до реализации режима самоблокировки, исключить явление пробоя амортизатора, реализовать возможность бесступенчатого регулирования нелинейных рабочих характеристик амортизатора во всем диапазоне действия, исключить из схемы подвески стабилизатор поперечной устойчивости. Необходимо было убедиться в том, что использование предложенной конструкции дает положительный эффект с точки зрения динамической нагруженности кузова, комфортабельности, безопасности и управляемости движения ТС. Для этого в диссертации разрабатывается методика составления функциональных аналогов элементов подвески, учитывающих их нелинейные рабочие характеристики, проводится компьютерное моделирование для оценки динамической нагруженности и определения наиболее эффективных технических параметров подвески. Предложенная методика является универсальной, может применяться для различных конструкций подвесок ТС, позволяет значительно снизить время и стоимость проектирования управляемой подвески. Актуальность разработки методики определения наиболее эффективных режимов работы подвески подтверждается возможностью ее дальнейшего использования при проектировании и выпуске конкурентоспособных ТС.

Работа выполнялась с 2014 по 2020 гг. в рамках реализации планов приоритетных направлений развития и научно-исследовательских работ ПНР-3 «Энерго- и ресурсоэффективные технологии в дизелестроении для бронетанковой техники и инженерных машин» ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ). Актуальность тематики исследования также подтверждается проведением за последние годы большого числа международных конгрессов и конференций, на которых рассматривались вопросы управляемых подвесок транспортных средств:

в Гонконге (2018 г.), в Сан-Франциско, Лондоне (2010-2020 гг.), в Детройте (2008-2020 гг.) и других городах и странах, проводимых рядом крупнейших научных и производственных концернов и ассоциаций.

Результаты исследования использованы при выполнении госзаданий Министерства образования и науки Российской Федерации «Теория управления – адаптивная подвеска транспортного средства» (шифр проекта 9.700.2016/2.2), Министерства науки и высшего образования Российской Федерации «Развитие теории решения нестационарных задач нелинейной динамики связанных систем упругоподатливых гидродинамических трибосопряжений» (шифр проекта 9.7881.2017/БЧ), «Теория управления – адаптивная подвеска транспортного средства» (шифр проекта 9.12812.2018/12.2).

Цель и задачи исследования.

Целью исследования является снижение динамической нагруженности транспортного средства посредством использования регулируемой подвески и подтверждение практического эффекта использования разработанных конструкций подвески в легковых автомобилях.

Основные задачи исследования были сформулированы и решены:

1. Разработка функциональных аналогов упругого элемента с нелинейной характеристикой и регулируемого амортизатора РП, включающих совокупность нелинейных рабочих характеристик и их математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне изменения независимых переменных.
2. Разработка расчетной схемы и математической модели транспортного средства с РП, отличающихся от существующих использованием указанных выше функциональных аналогов.
3. Оптимизация значений управляющих воздействий на амортизаторы ТС в классе кусочных функций во всем замкнутом диапазоне регулирования по критерию минимизации динамической нагруженности кузова ТС.

4. Разработка методики расчета и оценки динамической нагруженности ТС с РП.
5. Разработка методики экспериментального подтверждения эффективности использования разработанной РП на основе сравнительного анализа проезда автомобиля по стандартным неровностям (ГОСТ Р 52605-2006) со штатной и экспериментальной подвесками.
6. Экспериментальное подтверждение полученных результатов теоретического исследования.

Объект исследований — динамические процессы, возникающие в транспортном средстве с регулируемой подвеской;

Предмет исследований — рабочие характеристики упругого элемента и регулируемого амортизатора подвески транспортного средства.

Методы исследования: методы разработки расчетных схем и математических моделей на основе уравнений и законов динамики механических систем; численные методы решения нелинейных дифференциальных уравнений и их реализация на основе компьютерных программ; методы аппроксимации кусочно-линейных и обобщенных функций; методы проведения экспериментальных исследований.

Информационно-эмпирическая база исследования сформирована из собственных и известных опубликованных источников информации, в частности, из научных статей, опубликованных в отечественных и зарубежных периодических изданиях, монографий, описаний к патентам на изобретения и полезные модели, материалов российских и международных научных конференций и конгрессов.

Область исследований соответствует паспорту специальности 05.05.03 Колесные и гусеничные машины.

Формула специальности:

Колесные и гусеничные машины – область науки и техники, изучающая связи и закономерности в области теории движения, расчета, проектирования и испытаний безрельсовых транспортных средств с колесными и гусеничными

двигателями автомобильного, тракторного и сельскохозяйственного назначения. Изучение связей и закономерностей этой области науки осуществляется с целью решения задач по созданию новых и совершенствованию существующих транспортных средств, обладающих высоким качеством, повышенной производительностью и проходимостью, большой долговечностью, безопасностью в эксплуатации, высокими экологическими характеристиками с учетом полного жизненного цикла транспортных средств, а также технологичностью при производстве.

Области исследований:

1. Методы оптимизационного синтеза транспортных средств, их отдельных функциональных узлов и механизмов.
2. Математическое моделирование и исследование кинематики, статики и динамики, а также физико-химических процессов в транспортных средствах, их узлах и механизмах.
3. Методы расчета и проектирования транспортных средств, в том числе с учетом их полного жизненного цикла.
4. Повышение качества, экономичности, долговечности и надежности, безопасности конструкции, экологических характеристик и других потребительских и эксплуатационных параметров транспортных средств.
5. Методы испытаний машин и систем, агрегатов, узлов и деталей.

Научная новизна полученных результатов:

- разработан подход к составлению функциональных аналогов упругого элемента РП автомобиля, включающих нелинейные рабочие характеристики и их математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне деформации упругого элемента;
- разработан подход к составлению функциональных аналогов регулируемых амортизаторов РП автомобиля, включающих совокупность рабочих характеристик и их математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом ско-

ростном диапазоне;

– предложена новая расчетная схема переднеприводного ТС, включающая функциональные аналоги нового регулируемого амортизатора и нелинейного упругого элемента РП автомобиля;

– разработана математическая модель ТС с РП, включающая вышеуказанные функциональные аналоги;

– предложен алгоритм профилирования направляющей части поршня и подбор его геометрических соотношений для снижения потерь на трение в амортизаторе.

Достоверность результатов исследования обусловлена: использованием основных методов теории машин и механизмов, аналитической механики, методов построения физических и математических моделей, методов исследования динамики существенно нелинейных технических систем, методов аппроксимации кусочно-линейных и обобщенных функций, использованием программного комплекса Matlab/Simulink, а также хорошей сходимостью теоретических и экспериментальных результатов.

Результаты исследований имеют **практическую ценность**, а именно позволяют:

– проводить оценку и снизить динамическую нагруженность ТС при использовании в системе поддресоривания РП автомобиля;

– проектировать ТС с РП на основе разработанной методики оценки динамической нагруженности.

Результаты исследований использованы в работе ПАО «Курганский машиностроительный завод», г. Курган; АО «Автомобильный завод УРАЛ», г. Миасс; в учебном процессе ФГАОУ ВО «ЮУрГУ» (НИУ), г. Челябинск, в рамках дисциплины «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

На защиту выносятся следующие обладающие научной новизной результаты исследования:

–разработанный автором функциональный аналог упругого элемента РП автомобиля, содержащий нелинейную рабочую характеристику и его математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне деформации упругого элемента;

–проведенный сравнительный анализ результатов аппроксимации рабочих характеристик упругого элемента;

–функциональный аналог регулируемого амортизатора РП автомобиля, содержащий совокупность нелинейных рабочих характеристик, а также его математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом скоростном диапазоне;

–новая расчетная схема переднеприводного ТС, включающая функциональные аналоги нового регулируемого амортизатора и нелинейного упругого элемента РП автомобиля;

–математическая модель ТС с РП, включающая указанные выше функциональные аналоги элементов подвески.

–разработанная автором методика расчета параметров РП для оценки и снижения динамической нагруженности ТС;

–алгоритм профилирования направляющей части поршня и подбор его геометрических соотношений для снижения потерь на трение в амортизаторе.

– созданные алгоритмы и компьютерные программы численного интегрирования разработанных математических моделей, результаты вычислительных экспериментов по исследованию различных режимов работы РП.

Апробация работы. Результаты, полученные в рамках диссертационного исследования, обсуждались и докладывались на всемирных конгрессах, международных и российских конференциях: SAE WCX World Congress Experience 2020 (Детройт,

США), World Congress on Engineering and Computer Science 2017 (University of Berkeley, Беркли, США), World Congress on Engineering 2017 (Imperial College of London, Лондон, Великобритания), International MultiConference of Engineers and Computer Scientists 2018 (Гонконг), научных конференциях аспирантов и докторантов Южно-Уральского государственного университета 2016 ... 2018 гг., научных конференциях преподавателей и сотрудников Южно-Уральского государственного университета 2016... 2017 гг.

Публикации. Результаты диссертационного исследования опубликованы в 21 печатной работе, из них 4 статьи в российских журналах, рекомендуемых ВАК, 17 работ в изданиях, индексируемых в базах Scopus и Web of Science, в том числе 1 статья в журнале Top-25% Scopus, 3 статьи в журналах Top-50% Scopus.

1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Общие сведения о подвеске транспортного средства. Функции элементов подвески

Подвеской транспортного средства будем называть совокупность устройств, связывающих колеса с рамой (кузовом) и предназначенных для уменьшения динамических нагрузок, передающихся автомобилю вследствие неровной поверхности дороги, а также обеспечивающих передачу все видов сил и моментов, действующих между колесами и рамой (кузовом) [77].

В работе [83] приводится следующее определение поддресоренных и неподдресоренных частей транспортного средства. К поддресоренным частям относятся агрегаты, узлы и детали, сила тяжести которых воспринимается подвеской. К неподдресоренным частям – агрегаты, узлы и детали, сила тяжести которых не воспринимается подвеской, т.е. колеса, мосты. В дальнейшем в диссертации при упоминании соответствующих терминов подразумеваются именно эти определения.

Колебания поддресоренной массы ТС вызывают утомление водителей, являются причиной неблагоприятных, небезопасных, дискомфортных условий. Как отмечено в работе [83], на дорогах с неровной поверхностью средняя скорость снижается на 40 ... 50%, производительность работы уменьшается на 35 ... 40%. Также колебания вызывают повышение динамических нагрузок на узлы и детали, сокращают ресурс их работы.

Современные подвески являются сложными системами, включающими механические, гидравлические, пневматические, электрические элементы. Подвески также могут содержать электронные блоки управления, реализующие заданную программу управления. Все это позволяет обеспечить высокие параметры управляемости ТС, устойчивости, комфортабельности и безопасности [96, 97].

Следующие основные требования применяются к подвескам ТС [1, 2, 3, 12, 13, 15, 16, 19, 30, 35, 38, 41, 48, 51, 52, 77, 70-83, 96, 97]:

- обеспечение заданной плавности хода;
- обеспечение движения без ударов в ограничитель;
- ограничение поперечного крена автомобиля;
- кинематическое согласование перемещений управляемых колес, исключая их колебания относительно шкворней;
- обеспечение затухания колебаний кузова и колес;
- постоянство колеи, углов наклона колес;
- постоянство углов наклона шкворней;
- надежная передача от колес к кузову продольных и поперечных сил;
- снижение массы неподрессоренных частей.

В общем случае подвеска ТС состоит из следующих 4 устройств:

- упругий элемент;
- направляющий элемент;
- диссипативный (гасящий) элемент;
- стабилизирующий элемент.

Рассмотрим подробнее назначение данных устройств [77].

Разнообразные силы взаимодействия опорной поверхности и колеса могут быть сведены к трем составляющим: продольная X , поперечная Y , вертикальная Z (рисунок 1.1). **Упругий элемент** ТС предназначен для снижения динамических нагрузок, обусловленных вертикальными составляющими силы Z . Через упругий элемент подвески также могут передаваться и другие составляющие сил взаимодействия колеса и дорожного полотна. Упругий элемент вызывает колебания поддрессоренной и неподрессоренной масс. Детали подвески, вызывающие затухание колебаний корпуса и колес, относят к **диссипативному (гасящему) элементу** подвески. Через **направляющий элемент** происходит передача продольных и

поперечных составляющих сил X , Y , равно как их моментов. Направляющий элемент также определяет кинематику поддрессоренной и неподдрессоренной масс. **Стабилизирующий элемент** предназначен главным образом для уменьшения бокового крена и поперечных угловых колебаний ТС. Перечисленные функции элементов могут выполняться одними и теми же, либо различными устройствами.

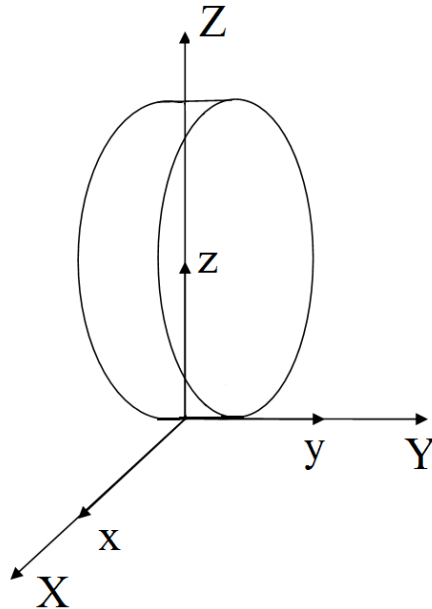


Рисунок 1.1 – Составляющие сил, действующих на колесо со стороны дороги

1.2 Обзор существующих решений конструкций упругих элементов подвески транспортного средства

В зависимости от рабочей среды и материала упругие элементы подразделяются на стальные, пневматические (газовые), пластмассовые, резиновые и пенополиуретановые [73]. Упругие элементы из резины и пенополиуретана применяют преимущественно на одноосных прицепах к легковым автомобилям, при этом пенополиуретан нагружается на сжатие, резина – на сдвиг. Из стали изготов-

ливаются рессоры, пружины, торсионы и стабилизаторы.

Первой и наиболее известной формой упругого элемента являются **листовые рессоры** [74]. Одно из основных достоинств рессоры – способность воспринимать как силы в различных направлениях, так и моменты при трогании с места, торможении. Рессоры позволяют обеспечивать прогрессивную рабочую характеристику упругого элемента подвески. Отметим основные недостатки рессор. В первую очередь, это высокое, а главное, изменяющееся в течение жизненного цикла подвески трение между листами. Следствием износа является появление концентраторов напряжения.

В зависимой подвеске грузовых автомобилей, в прицепах часто используются продольные рессоры [5, 6]. Многолистовые и современные параболические рессоры представлены на рисунке 1.2. Здесь: а) – рессора трапециевидная (обрезные концы листов), 14 листов, б) – рессора трапециевидная усовершенствованная (раскатанные концы листов и пластмассовые прокладки), 9 листов, в) – рессора параболическая (раскатанные концы листов, пластмассовые прокладки), 3 листа. На рисунке 1.3 и рисунке 1.4 показаны различные формы исполнения рессор. На рисунке 1.3: а) рессора не нагружена, б) рессора нагружена. Здесь: 1 – проушина, 2 – резиновая прокладка, 3 – дистанционные пластины, 4 – коренной лист, 5 – опорный буфер, 6 – опорные лист; а) коренной лист, б) опорный лист.

Использование в передней подвеске многолистовых рессор требует дополнительных конструктивных мер безопасности на случай их поломки. При поломке коренного листа рессоры ТС может резко изменить направление движения, что, в свою очередь, приводит к наезду или опрокидыванию.

Малолстовые рессоры часто применяются на легких грузовых ТС, равно как и на некоторых легковых, поскольку позволяют значительно снизить массу и стоимость [64]. В таком случае невозможно подстраховать ведущую проушину

коренного листа (рисунок 1.4), поэтому наибольшее распространение такие рессоры получают в конструкциях задних подвесок. На рисунке 1.4 для обеспечения управляемости ТС в случае поломки коренного листа опорный лист завернут в о-круг направляющей средней проушины.

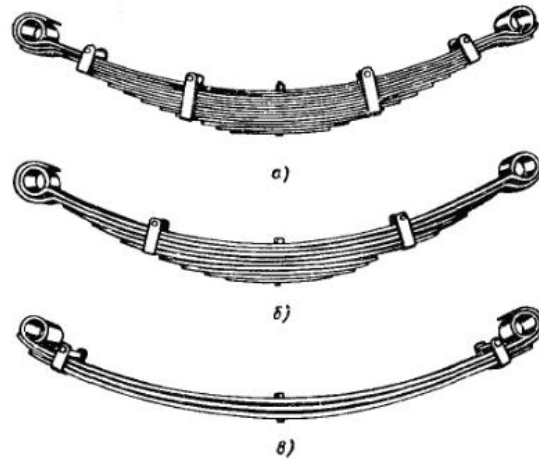


Рисунок 1.2 – Сравнение трех различных по конструкции рессор с одинаковой длиной, жесткостью и контрольной нагрузкой.

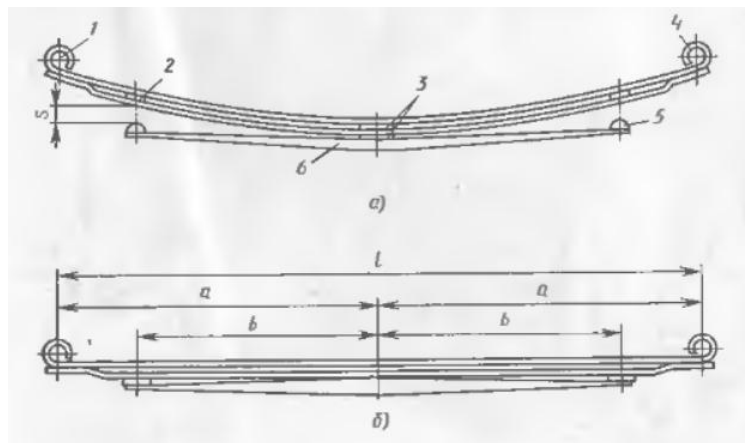


Рисунок 1.3 – Параболическая рессора прогрессивного действия, разработка Volkswagen.

Поперечные рессоры выполняют подрессоривание кузова относительно моста, а также могут выполнять роль направляющего элемента передней подвес-

ки. Параболические поперечные рессоры с одним-тремя листами достаточно компактны и могут применяться с целью снижения стоимости и массы ТС.

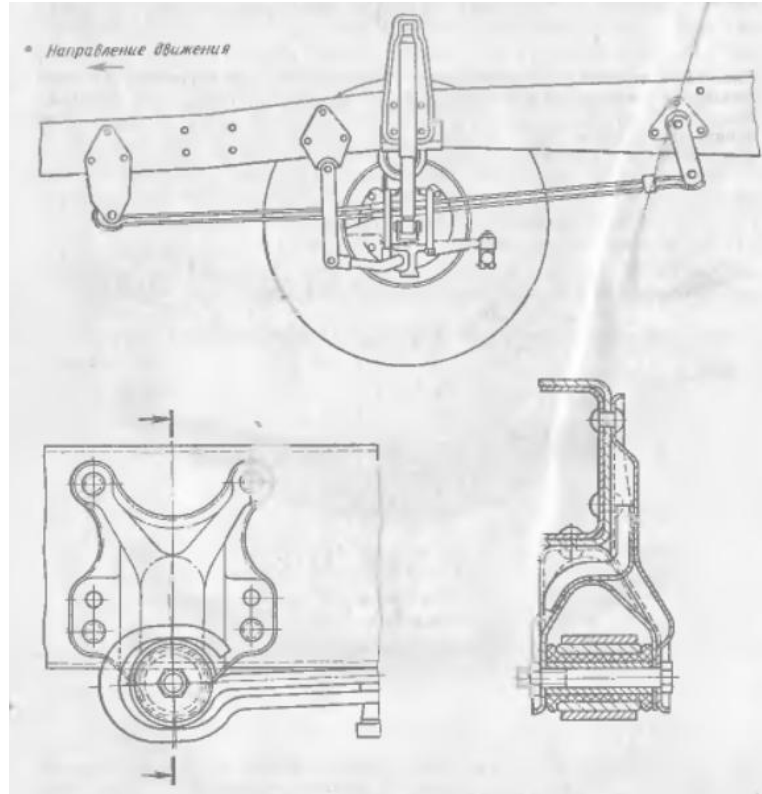


Рисунок 1.4 – Передняя подвеска Daimler легких грузовых ТС с двухлистовыми параболическими рессорами.

Пружины. В передних и задних подвесках ТС большое распространение [74] получили винтовые пружины с постоянным шагом намотки и толщиной проволоки d (рисунок 1.5). Такие пружины на всем ходу подвески имеют линейную рабочую характеристику.

Для обеспечения необходимой нелинейной характеристики используется дополнительный упругий элемент, либо цилиндрические и бочкообразные пружины с переменной толщиной проволоки и шагом намотки, использование конической проволоки (рисунки 1.6, 1.7).

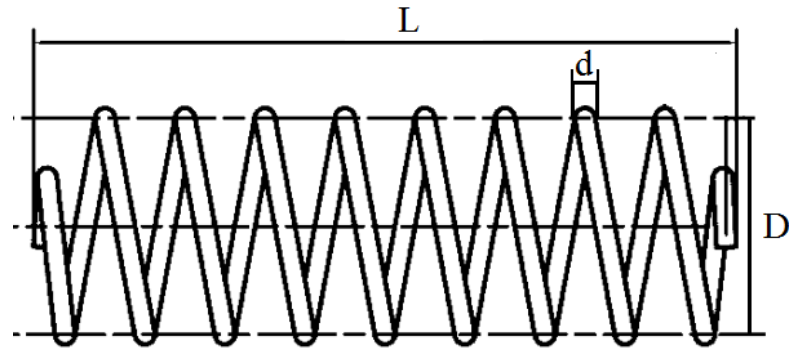


Рисунок 1.5 – Пружина подвески с постоянным шагом намотки и толщиной проволоки d

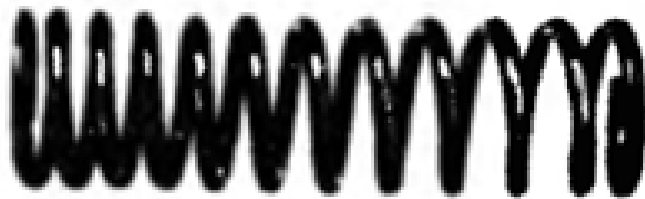


Рисунок 1.6 – Винтовая пружина с нелинейной рабочей характеристикой, реализуемой за счет различного шага намотки

Бочкообразные пружины при их использовании в конструкциях задних подвесок позволяют получить ровное и большее пространство багажника, поскольку они занимают меньше места по высоте, чем обуславливается их широкое распространение в конструкциях подвесок современных ТС. На рисунке 1.8 приведены цилиндрическая и бочкообразная пружина, имеющие одинаковую жесткость и переменный диаметр прутка, обеспечивающий нелинейность рабочей характеристики.

Цилиндрические **торсионы** используются для поддресоривания кузова, а также в качестве стабилизатора. Для передачи упругого момента на концах торсиона имеются полученные горячей высадкой головки со шлицами или четырехгранником [74]. Для выполнения функции стабилизатора к торсиону встык прива-

риваются U-образные пластины. Недостатком торсионов является большая требуемая длина. Цилиндрический торсион должен иметь определенную длину, определяемую требованиями к прочности. Если обеспечить длину невозможно, при поперечном расположении, могут быть использованы многолистовые плоские торсионы (рисунок 1.9). Такие конструкции требуют четырехгранных установочных элементов с обеих сторон, более жестких допусков. Основное преимущество плоского составного торсиона – способность дополнительно воспринимать изгибающий момент в плоскости большего сечения торсиона [73].

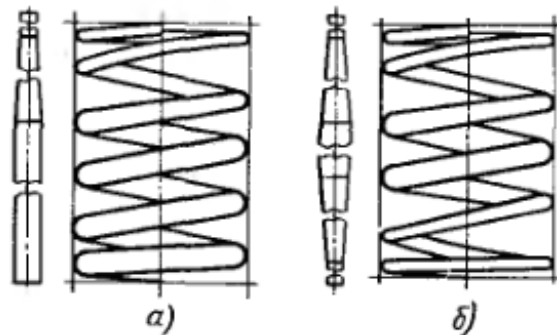


Рисунок 1.7 – Пружина с нелинейной рабочей характеристикой, изготовленная из проволоки переменного сечения с конусом, шлифованной в одну (а) или в две стороны (б).

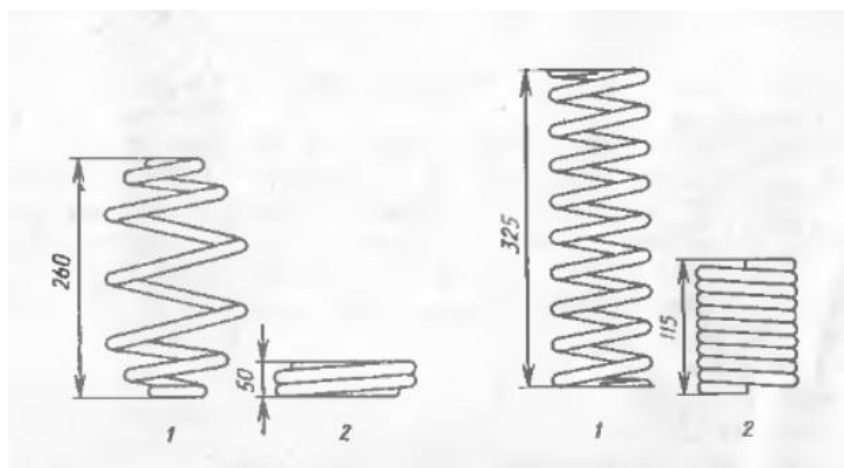


Рисунок 1.8 – Бочкообразная и цилиндрическая пружины с одинаковой жесткостью

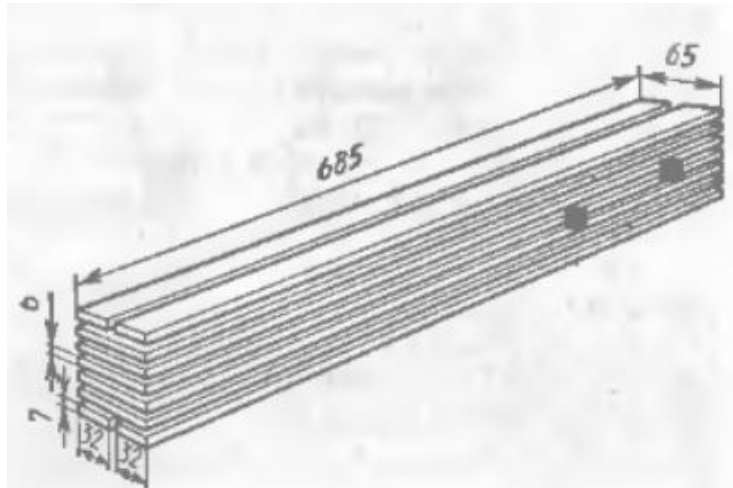


Рисунок 1.9 – Наборный торсион фирмы Peugeot

1.3 Обзор существующих решений конструкций диссипативных элементов подвески транспортного средства

Диссипативный элемент (амортизатор) в равной мере предназначен как для обеспечения комфортабельности, так и безопасности движения: он предотвращает отрыв колеса от дорожного покрытия, т.е. обеспечивает хорошее сцепление колеса с дорогой и предотвращает колебания кузова [31, 32, 36, 91-95]. В качестве амортизаторной жидкости в основном используется маловязкое минеральное масло. К таким маслам предъявляются высокие требования оптимальной вязкости при больших температурах (до 200° С в амортизаторах в тропическом исполнении [74]), низкой температуре замерзания, к их антикоррозионным и смазывающим свойствам. Рассмотрим подробнее основные конструкции амортизаторов.

Рычажные амортизаторы. Тяжелые машины без высоких требований комфортабельности, транспортные средства, развивающие небольшие скорости, имеющие жесткую систему поддрессоривания, не требовали высокого качества

демпфирования [73]. Основная функция амортизатора в таких машинах заключалась в обеспечении безопасности. Для этого достаточно было [74] простых и компактных рычажных амортизаторов (рисунок 1.10). Кулачок через сухарь нагружает поршень, из рабочей полости в безнапорную полость масло вытесняется через демпфирующий клапан. Путем изменения снаружи преднатяга винтовой пружины в корпусе клапана может быть установлено желаемое усилие демпфирования. Возвратная пружина во время хода сжатия отжимает поршень вверх, и масло перетекает обратно в рабочую полость.

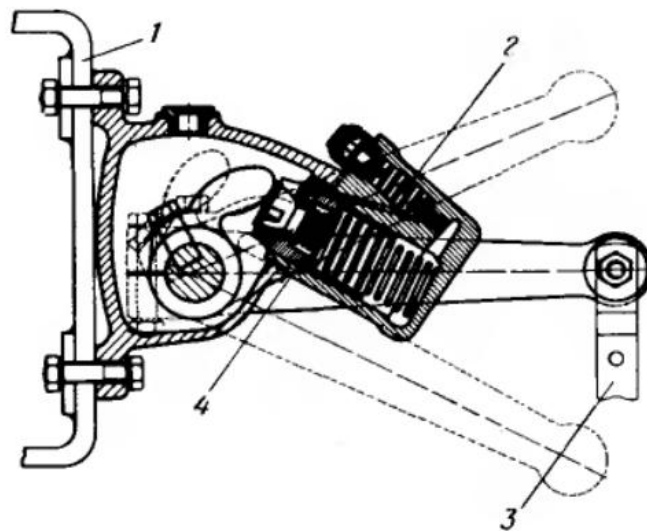


Рисунок 1.10 – Односторонний рычажный амортизатор, демпфирующий только ход отбоя: 1– рама ТС; 2 – регулируемый клапан; 3 – крепление к подвеске; 4 – обратный клапан, возвратная пружина и рабочий поршень

Основными преимуществами амортизаторов такого типа являются возможность их использования в качестве поперечного рычага подвески, компактность, внешняя регулировка. Однако, данные преимущества сопряжены со значительными недостатками: высокая стоимость изготовления, большая масса. Усилие на поршне примерно в пять раз больше по сравнению с точкой контакта колеса с дорогой. Также следует отметить повышенные внутренние давления, недостаточное

демпфирование колебаний колес при высоких скоростях движения транспортного средства и жестких шинах. По этой причине рычажные амортизаторы практически не применяются в конструкциях подвесок современных транспортных средств, однако, могут находить применения в конструкциях систем виброзащиты машин [20, 73].

Двухтрубные амортизаторы. По размерам телескопический двухтрубный амортизатор требует большего места по сравнению с рычажным. Данный факт должен быть учтен при проектировании транспортного средства. Однако, стоимость и эффективность таких амортизаторов значительно выше рычажных [24,25,87, 89]. На рисунке 1.11 приведена схема устройства двухтрубного амортизатора.

Конструкция амортизатора включает в себя: поршень 6, закрепленный на нижнем конце штока 5, направляющую штока 1, также используемой для установки уплотнения 3, рабочую полость А. Между резервуаром 8 и цилиндром 7 расположена наполовину заполненная амортизаторной жидкостью компенсационная полость С. Незаполненная часть предназначена для восприятия объемов жидкости, вытесняемой при перемещении штока, и дополнительного объема за счет расширения при нагревании.

Монтаж таких амортизаторов выполняется сверху к кузову (раме) машины. При этом силы в точках крепления равны возникающему демпфирующему усилию на поршне [73].

Во время хода сжатия подвески шток 1 перемещается вниз. При этом из нижней части рабочей полости через клапан II масло перетекает в верхнюю часть. Часть жидкости, равная объему погруженного штока, через клапан IV переходит в компенсационную полость С. При ходе отбоя поршень 6 перемещается вверх.

Между ним и направляющей штока 1 образуется повышенное давление. Клапан I при этом осуществляет усилие отбоя – основной объем жидкости вытес-

няется через него. При выдвигании штока недостающий объем жидкости перетекает из полости С в полость А через впускной клапан III. Резервуар 8 служит также для охлаждения жидкости, перетекающей из рабочей камеры в компенсационную.

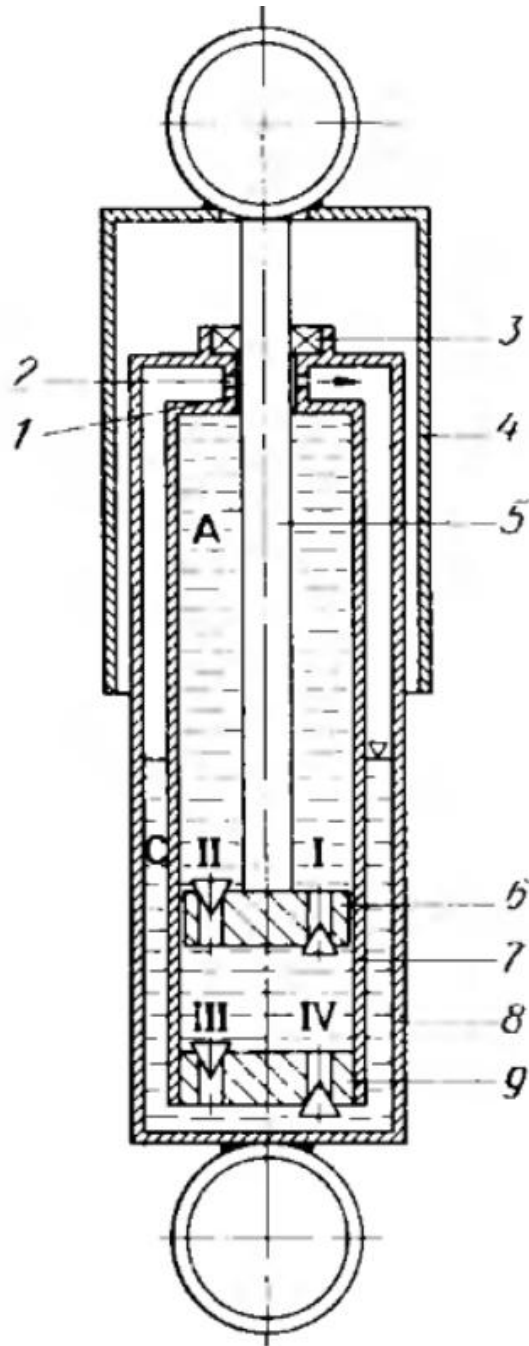


Рисунок 1.11 – Схема двухтрубного амортизатора

1.4 Пассивные, адаптивные и регулируемые амортизаторы, системы управления

Как уже отмечалось выше, по принципу управления все существующие на сегодняшний день конструкции амортизаторов транспортных средств можно разделить на три категории: пассивные, адаптивные и регулируемые [138]. Адаптивные и регулируемые подвески могут также быть активными. На рисунке 1.12 представлен общий вид рабочих характеристик пассивного, адаптивного и активного адаптивного амортизаторов. На рисунке введены следующие обозначения: F – усилие на штоке амортизатора, Н; v – скорость перемещения штока, м/с. Как видно из данного рисунка, рабочая характеристика пассивного амортизатора единственная, определяется при проектировании устройства и в дальнейшем не может быть изменена. Адаптивный амортизатор позволяет реализовывать семейство рабочих характеристик. При этом отметим, что вектор силы на штоке всегда сонаправлен вектору скорости перемещения штока. Активный адаптивный амортизатор позволяет генерировать силы в противоположном направлении [55, 57]. Рассмотрим эти категории подробнее.

Пассивные амортизаторы. Пассивные амортизаторы представляют собой диссипативные устройства, преобразующие механическую энергию перемещения неподрессоренных масс в тепловую энергию перемещения амортизаторной жидкости. Наиболее часто встречающиеся в современных конструкциях транспортных средств пассивные амортизаторы являются телескопическими одно- или двухтрубными. Принципиальное описание и обзор типовых конструкций таких амортизаторов приводились в предыдущем разделе.

Адаптивные амортизаторы. Адаптивные и пассивные амортизаторы работают по одному принципу – это диссипативные устройства, преобразующие механическую энергию перемещения неподрессоренных масс в тепловую. Однако, в конструкциях адаптивных амортизаторов используются управляемые клапаны,

позволяющие изменять их рабочие характеристики за счет вариации внутренних давлений амортизаторной жидкости, либо за счет вариации свойств жидкости. Рабочие характеристики адаптивных амортизаторов на фазе сжатия и отбоя могут изменяться независимо [138].

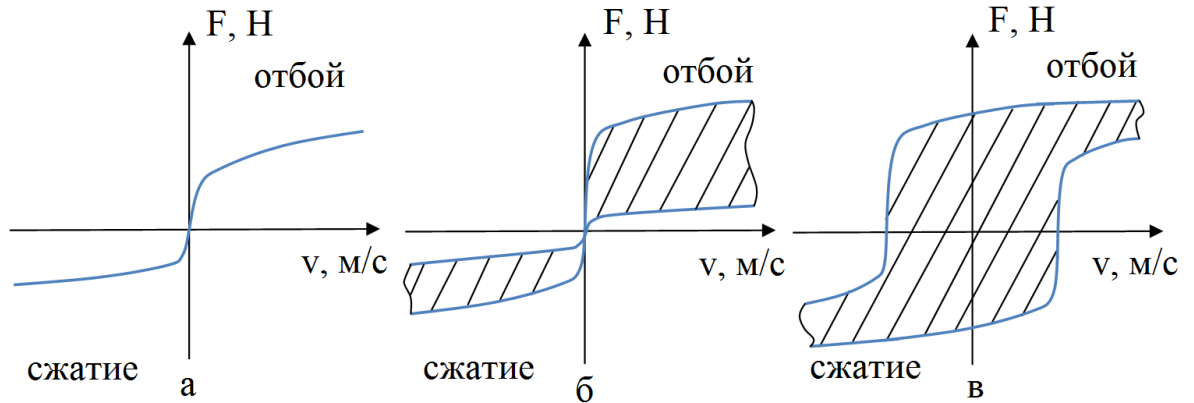


Рисунок 1.12 – Общий вид рабочих характеристик амортизаторов (а – пассивный, б – адаптивный, в – активный адаптивный)

На сегодняшний день представлены различные варианты конструкций адаптивных амортизаторов, реализующих возможность изменять рабочие характеристики, переключаясь между предустановленными режимами работы, либо изменять их бесступенчато.

Одной из первых конструкций адаптивных амортизаторов с возможностью ступенчатого изменения рабочих характеристик была разработка компании Delco Products [134]. Сервопривод помещен внутрь штока амортизатора и используется для поворота элемента с нанесенными отверстиями различного диаметра. Таким образом изменяется течение амортизаторной жидкости и, соответственно, рабочие характеристики амортизатора. Изменяя конфигурацию отверстий в управляющем элементе, можно добиться желаемого набора рабочих характеристик амортизатора. Подобное решение было предложено компанией Konі для автомобиля Volkswagen Golf GTI [138]. Такая конструкция имела ряд недостатков, в ча-

стности, из-за размещения сервопривода прочность штока амортизатора значительно снижалась. Компания Bilstein предложила размещение сервопривода вверху штока [73]. Такой амортизатор применялся в автомобиле Porsche 959. Водитель имел возможность переключения в ручном режиме между восьмью рабочими характеристиками, оптимизированными для конкретного автомобиля. Время переключения между рабочими характеристиками для рассмотренных выше амортизаторов составляет от 50 до 100 мс [138]. Таким образом, потенциал управляемых амортизаторов не может быть реализован, поскольку такая задержка не позволяет эффективно управлять подвеской во время движения [138]. Однако, амортизатор Fitchel and Sachs, разработанный по подобному принципу и позволяющий переключаться между тремя рабочими характеристиками, имел время срабатывания порядка 30 мс [134].

Кроме сервоприводов в адаптивных амортизаторах широкое распространение получило использование электромагнитных клапанов [73]. Основное их преимущество – низкое потребление энергии и меньшее время срабатывание (около 20 мс). Кроме того, на размещение электромагнитных клапанов не накладываются жесткие конструктивные требования и не требуется изготавливать шток полым [138]. Наиболее примечательными среди подобных конструкций являются разработки компаний Boge, VDO Adolf Schilling AG, ThyssenKrupp Bilstein, ZF Sachs, Tenneco.

В 1987 была представлена система Electrical Damping Control (EDC). Это была совместная разработка Boge и VDO Adolf Schilling AG, впервые применявшаяся в автомобиле BMW 6 серии. Позже EDC устанавливалась на автомобили 5 и 7 серий. Принципиальная схема системы EDC представлена на рисунке 1.13, где введены следующие обозначения: 1 – передний правый регулируемый амортизатор, 2 – передний акселерометр, 3 – переключатель режимов «Sport/Normal», 4 – задний правый регулируемый амортизатор, 5 – задний акселерометр, 6 – элек-

электронный блок управления, 7 – передний левый регулируемый амортизатор, 8 – датчик поворота рулевого колеса, 9 – задний левый регулируемый амортизатор.

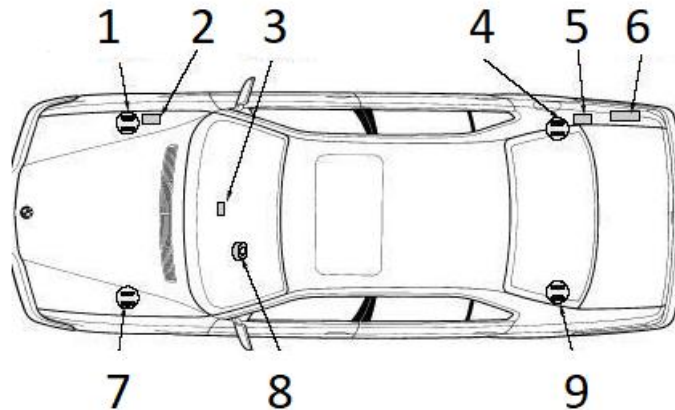


Рисунок 1.13 – Принципиальная схема системы EDC

Кроме абсолютных значений ускорений датчики также регистрируют частоту изменения ускорений. Акселерометр запитан на 12 В от электронного блока управления. Значение напряжения от 0 до 5 В подается от акселерометров к электронному блоку управления. Значение 2.5 В соответствует состоянию покоя (ускорение равно нулю), значения 0 и 5 В соответствуют максимальным значениям ускорений.

В автомобиле BMW M3 используется амортизатор Boge с двумя электромагнитными клапанами, позволяющими реализовывать три рабочие характеристики [73].

Следует отметить разработки ThyssenKrupp Bilstein: систему Active Control Damping 2 (ACD II), которая позволяет реализовывать две рабочие характеристики за счет использования двух интегрированных электромагнитных клапанов; а также систему Adaptive Damping System (ADS) с двумя внешними клапанами и четырьмя возможными рабочими характеристиками [138].

Следующим шагом в развитии адаптивных амортизаторов является появление амортизаторов с возможностью бесступенчатого изменения рабочих характеристик. Одной из первых таких разработок является амортизатор Continuous Damping Control (CDC) компании ZF Sachs. В соответствии со статьей [123], существует две возможные компоновки клапанов в адаптивных амортизаторах: внутри рабочего цилиндра и внешняя. В случае внутренней компоновки стандартные нерегулируемые клапаны амортизатора заменяются на управляемые. При внешней компоновке клапаны регулируют поток амортизаторной жидкости в дополнительных камерах. Амортизаторы CDC в вариантах исполнения с внутренним и внешним клапанами представлены на рисунке 1.14.

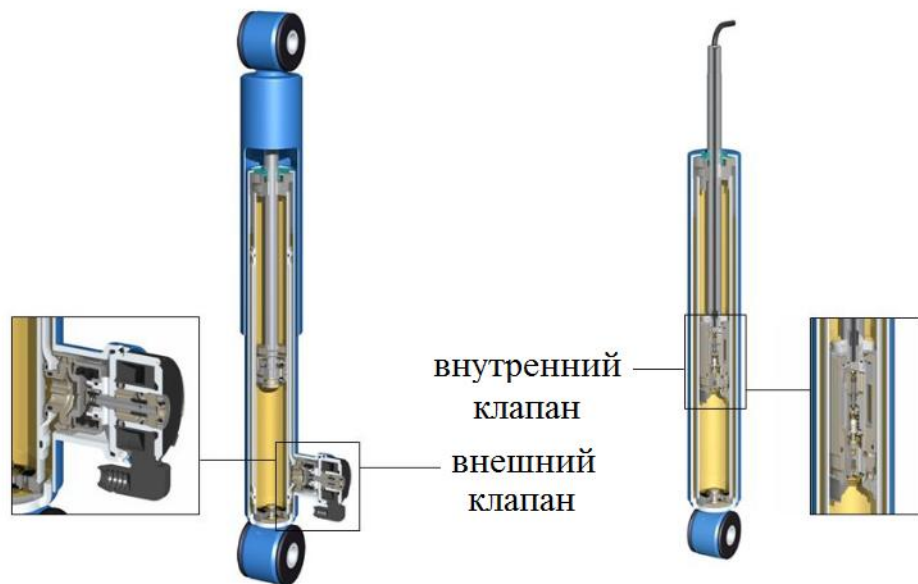


Рисунок 1.14 – Амортизаторы CDC

В автомобилях Volkswagen используется система Dynamic Chassis Control (DCC). Впервые DCC была представлена на автомобиле Passat CC. В основе данной системы – адаптивные амортизаторы производства Monroe. На рисунке 1.15 представлена схема такого амортизатора.

На рисунке введены следующие обозначения: 1 – шток поршня, 2 – направляющая, 3 – перепускное отверстие, 4 – кольцевой канал, 5 – трубка-резервуар, 6 – газовая подушка, 7 – рабочая камера 1, 8 – рабочая камера 2, 9 – регулируемый клапан, 10 – клапан сжатия, 11 – основание, 12 – спираль пеногашения, 13 – поршневой клапан, 14 – поршень.

Перемещение поршня происходит в рабочей камере 1. Дополнительная газовая подушка устанавливается в рабочей камере 2. При растяжении и сжатии в одном направлении (прямоток) масло проходит через регулируемый клапан и через кольцевой клапан. Масло поступает от регулируемого клапана обратно в рабочую камеру 2. Давление в рабочей камере 2 и, соответственно, степень демпфирования амортизатора определяются регулируемым клапаном.

Выполненная как трубка-резервуар рабочая камера 2 заполнена маслом частично. Газовая подушка со спиралью пеногашения расположена над маслом. Основное назначение рабочей камеры 2 – компенсация изменений объема масла. Изменение потока масла осуществляется при помощи блоков демпфирующих клапанов, расположенных на поршне, в регулируемом клапане, а также в основании рабочей камеры. Данные элементы состоят из корпусов клапанов с дросселирующими отверстиями, системы винтовых пружин и пружинных шайб.

На рисунке 1.16 представлена структурная схема системы DCC.

Система Electric Damper Control system with Continuously working damping valves (EDCC), применяемая в BMW 7-серии, представлена в 2011 году. Здесь, так же как в системе-предшественнике EDC, используются регулируемые клапаны, расположенные на конце штока амортизатора внутри рабочей камеры амортизатора [136]. Питание клапана осуществляется посредством проводов, расположенных внутри полого штока.

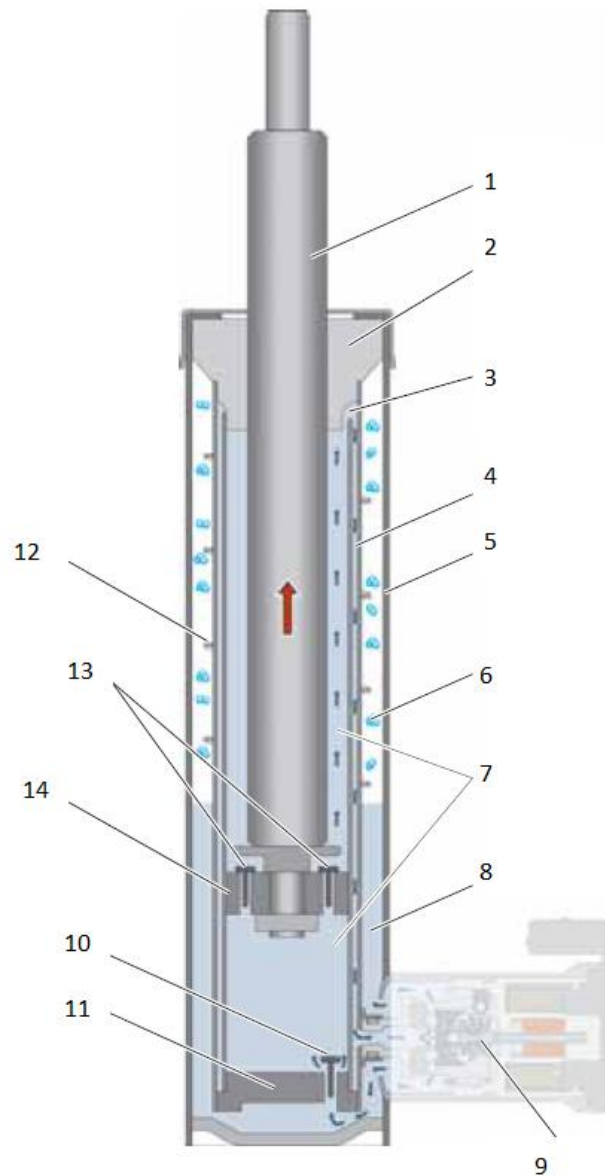


Рисунок 1.15 – Схема телескопического амортизатора системы DCC в фазе отбоя

В основном, в мехатронных системах транспортных средств используется передача информации по интерфейсам CAN или Flexray. Электронное устройство управления получает информацию с датчиков вертикальных ускорений, угла поворота рулевого колеса и скоростей вращения колес и вычисляет управляющие

воздействия на клапаны амортизаторов в соответствии с заданным алгоритмом управления [139,152].

В области адаптивных амортизаторов с бесступенчатым изменением рабочих характеристик следует также отметить разработки компании ТКА-Bilstein. Данная компания представила два поколения адаптивных амортизаторов – DampTronic I (с внутренней компоновкой регулируемых клапанов) и DampTronic II (с внешними клапанами) [140].

Один из ведущих американских производителей амортизаторов Tenneco выпускает адаптивные амортизаторы с системой управления Continuously controlled Electronic Suspension (CES). Здесь используется четыре независимых блока управления для каждого амортизатора, вычисляющих желаемую рабочую характеристику, используя модель четверти массы [140].

Еще одна разработка – система непрерывного управления демпфированием CDC (Continuous Damping Control) [138]. Основными элементами являются: электронный блок управления (ECU), передние и задние телескопические амортизаторы и датчики. На внешней стороне амортизаторов установлен регулирующий степень демпфирования пропорциональный клапан. Датчики, устанавливаемые на колесах, передают значения их вертикальных ускорений.

Также используются датчики, устанавливаемые в кузове ТС, передающие информацию о его перемещениях. Эта система используется производителем Opel в моделях Astra. Блок управления с частотой 2 миллисекунды (период) рассчитывает электрический ток, подаваемый на амортизаторы в соответствии с потребностью демпфирования и передает его на пропорциональные клапаны. Для расчета значений тока блок управления считывает значения, измеренные тремя датчиками ускорения, размещенными внутри транспортного средства, а также данные из CAN (сеть контроллеров) транспортного средства. Через характерные значения в памяти блока управления процессор вычисляет необходимый ток, который может

варьироваться от 0 А для самой жесткой позиции подвески до 1,6 А для самой мягкой настройки.

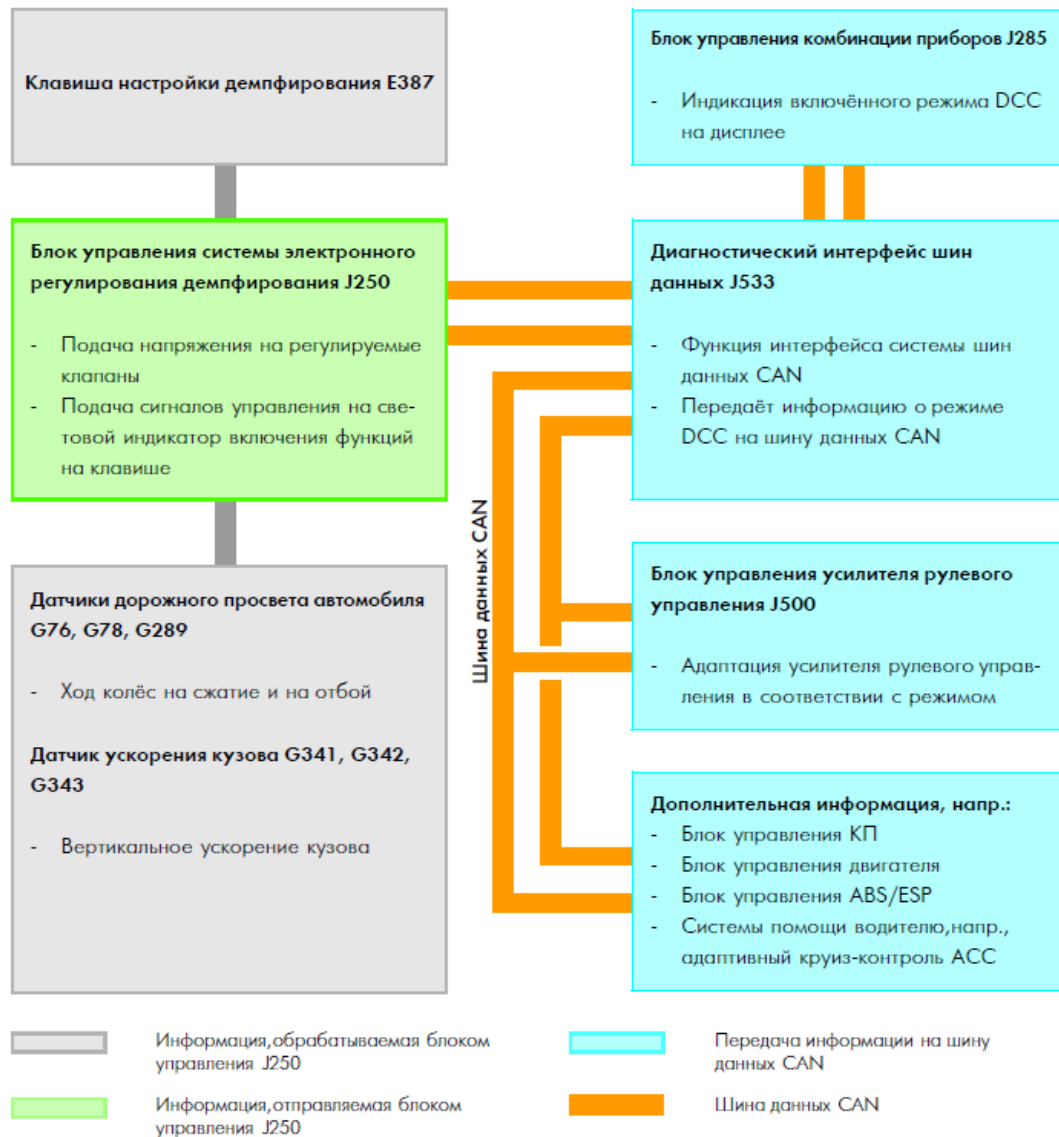


Рисунок 1.16 – Структурная схема системы DCC

На рисунке 1.17 представлена принципиальная схема системы CDC. Здесь: 1 – регулируемые амортизаторы, 2 – электронный блок управления, 3 – датчик положения рулевого колеса, 4 – датчик положения педали тормоза, 5 – датчики продольного и поперечного ускорения, 6 – датчик линейной скорости автомобиля,

7 – блок управления TCS, 8 – переключатель режимов «Спорт/Нормальный», 9 – сигнальная лампа.

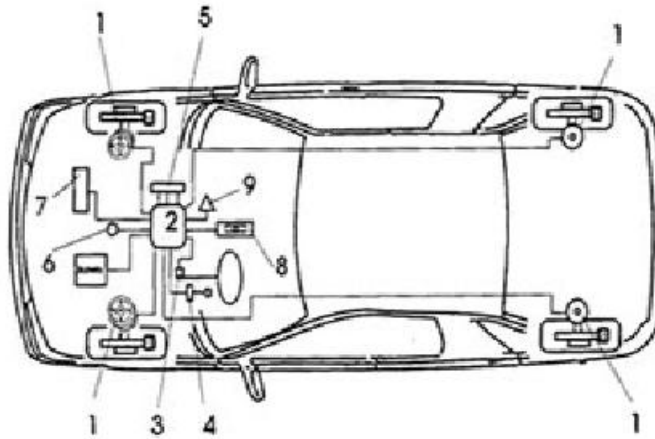


Рисунок 1.17 – Принципиальная схема системы CDC

Система автоматически принимает решения о переключении подвески в безопасный режим «Спорт», если происходит регистрация одного из следующих событий:

- резкое вращение рулевого колеса, регистрируемое датчиком 3, или высокое значение центробежной скорости, возникающей из-за высокой скорости прохождения кривой, регистрируемое акселерометром 5;
- высокие значения ускорения с акселерометра 5;
- сильное торможение, обнаруженное датчиком положения педали тормоза 4, присоединенным к акселерометру 5;
- сильные вертикальные колебания кузова, вызванные неровностями дорожных условий, определяемые акселерометром 5;
- высокие значения скорости с датчика скорости 6;

- значительные разности силы тяги на колесах, зарегистрированные блоком управления системы TCS 7.

При отсутствии вышеуказанных ситуаций блок управления CDC автоматически переключает систему в режим комфортабельной мягкой подвески.

Выбор между «жесткой» и «мягкой» подвесками также может осуществляться вручную с помощью переключателя 8 на приборной панели. Индикация о состоянии системы производится с помощью сигнальной лампы 9.

Важным преимуществом CDC является согласованность системы с другими системами безопасности, такими как ABS, ESP, TCS.

Амортизаторы с электромагнитными клапанами имеют значительное преимущество – низкая стоимость. Данный фактор позволил широко внедрить их в массовое производство. Недостатки, присущие рассмотренным выше системам, это, в первую очередь, возможность регулирования рабочих характеристик в ограниченном диапазоне. Поэтому в абсолютном большинстве представленных на массовом рынке системах управления адаптивными подвесками используется алгоритм, основанный на законе управления Skyhook [138]. Данный закон управления представляет из себя релейный регулятор с уровнями, соответствующими «максимально» и «минимально» возможным значениям силы. Подобный релейный регулятор не позволяет в полной мере реализовать потенциал адаптивных амортизаторов.

Отдельно следует рассмотреть адаптивные амортизаторы, в которых регулирование рабочих характеристик осуществляется за счет изменения свойств амортизаторной жидкости. Наибольшее распространение среди них получили амортизаторы с магнитно-реологической жидкостью.

Система MagneRide, использующая магнитно-реологическую жидкость в своей конструкции, впервые была представлена в 2002 году на автомобиле Cadillac Seville STS. В настоящее время она используется на большом количестве ма-

шин, таких как Lamborghini Hurucanto, Audi S3, Ferrari F12, Vauxhall VXR8 GTS. Ее производство постоянно расширяется, так производитель системы BWI Group заявляет о 300000 автомобилей, оборудованных системой MagneRide, планируемых к выпуску в 2020 году [138].

В данной системе используются однотрубные амортизаторы, заполненные магнитно-реологической жидкостью с включением магнитных частиц размером от 3 до 10 микрон. Поршень амортизатора представляет собой электромагнит, управляемый бортовым компьютером. При наведении магнитного поля частицы выстраиваются в упорядоченные структуры, тем самым изменяется вязкость жидкости и режим работы амортизатора. Заявленная скорость реакции системы – 1 мс, что в десятки раз меньше скорости отклика систем с электромагнитными клапанами. При это потребляется мощность всего 20 Вт. При отключении или неисправности системы подвеска работает в режиме гидравлического пассивного амортизатора. Рабочий диапазон температур от -40°C до $+70^{\circ}\text{C}$.

На рисунке 1.18 представлена схема магнитно-реологического амортизатора. Диссипативные элементы с магнитно-реологической жидкостью позволяют за счет значительно меньшего времени изменения рабочей характеристики менять режим езды практически незаметно для водителя, тем самым увеличивая плавность хода автомобиля. Существенный недостаток таких конструкций – высокая стоимость. Поэтому амортизаторы с магнитно-реологической жидкостью применяются исключительно в автомобилях премиум класса, а также в спортивных болидах. Также следует отметить нестабильность рабочих характеристик, не позволяющих с высокой точностью реализовывать управляющие воздействия в соответствии с определенным алгоритмом управления [138].

Активные адаптивные амортизаторы имеют в своей конструкции собственные источники энергии. Таким образом, направление и величина диссипатив-

ной силы не зависят от направления и скорости перемещения неподрессоренных масс [97-101, 132].

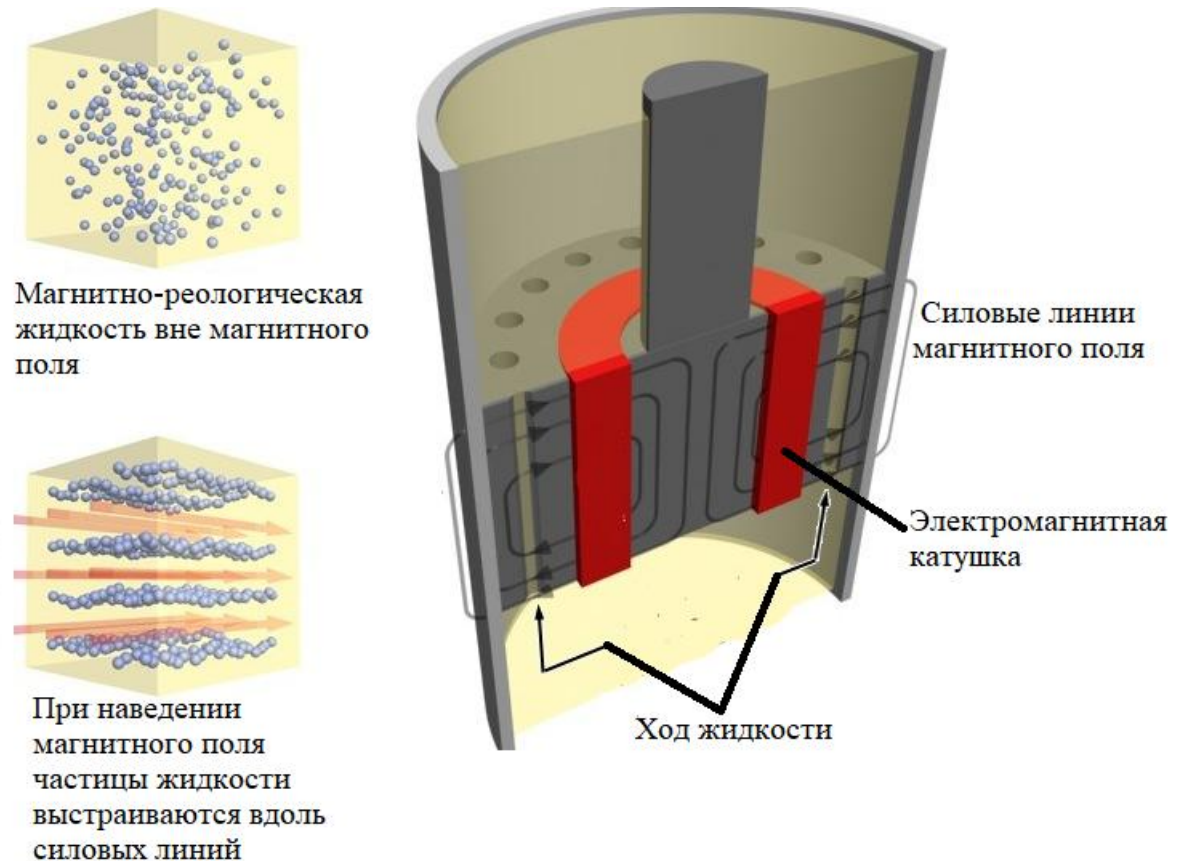


Рисунок 1.18 – Схема работы магнитно-реологического амортизатора

Разработка Mercedes-Benz – пневматическая подвеска Airmatic Dual Control. В состав подвески входит адаптивная система демпфирования ADS. Один из составляющих элементов подвески – система регулирования дорожного просвета, являющаяся по сути дополнительной пневматической или гидропневматической системой, несущей часть веса автомобиля. Регулирование дорожного просвета позволяет поддерживать положение кузова неизменным относительно дороги, что обеспечивает полный ход подвески при движении по неровным дорогам, а также достаточный дорожный просвет. Таким образом, значительно повышается ком-

фортабельность езды, равно как управляемость, устойчивость, а следовательно, безопасность транспортного средства. На автомобилях Mercedes-Benz системы регулирования дорожного просвета могут быть установлены на всех четырех колесах, либо на колесах задней оси. Упругие элементы, рассчитанные на меньшую нагруженность, а также амортизаторные стойки, предназначенные для перенятия на себя остальной части нагрузки, устанавливаются при этом вместо стандартных упругих и диссипативных элементов подвески. В таких конструкциях изменение положения кузова относительно дорожного покрытия достигается регулированием несущей способности амортизаторной стойки. Система может изменять заданное значение дорожного просвета автоматически или в ручном режиме, например, при преодолении неровностей дороги, ям. Схема системы регулирования дорожного просвета на задней оси представлена на рисунке 1.19, где введены следующие обозначения: 1 – амортизаторная стойка правая, 2 – трубка от аккумулятора к правой стойке, 3 – рычаг на стабилизаторе, 4 – правый аккумулятор, 5 – трубка от регулятора уровня к правому аккумулятору, 6 – трубка от регулятора уровня к левому аккумулятору, 7 – левый аккумулятор, 8 – трубка от аккумулятора к левой стойке, 9 – амортизаторная стойка левая, 10 – пружина, 11 – поперечный рычаг, 12 – подрамник, 13 – стабилизатор поперечной устойчивости, 14 – обратка от регулятора уровня к бачку, 15 – бачок для масла, 16 – трубка забора масла из бачка, 17 – трубка к регулятору уровня от насоса, 18 – масляный насос, 19 – соединительная штанга, 20 – регулятор уровня.

Система работает по следующему принципу. Из бачка 15 гидравлическое масло засасывается насосом 18, далее масло перекачивается под давлением в регулятор уровня 20. Среднее положение рычага регулятора соответствует нормальному дорожному просвету. В этом положении масло перетекает в бак без давления через трубу обратки 14. Перемещение рычага регулятора связано с изменением положения кузова. При загруженном автомобиле задняя часть кузова

опускается и рычаг регулятора поднимается в верхнее положение. Масло под давлением подается в амортизаторные стойки через клапаны в регуляторе. Стойки выдвигаются, задняя часть кузова возвращается в нормальное положение, следовательно, регулировка прекращается, поскольку рычаг регулятора возвращается в среднее положение. Во время разгрузки ТС рычаг находится в нижнем положении, поскольку задняя часть кузова поднимается. Масло через клапаны регулятора перетекает через обратку в бачок. Задняя часть кузова опускается, рычаг регулятора переходит в среднее положение, регулировка прекращается.

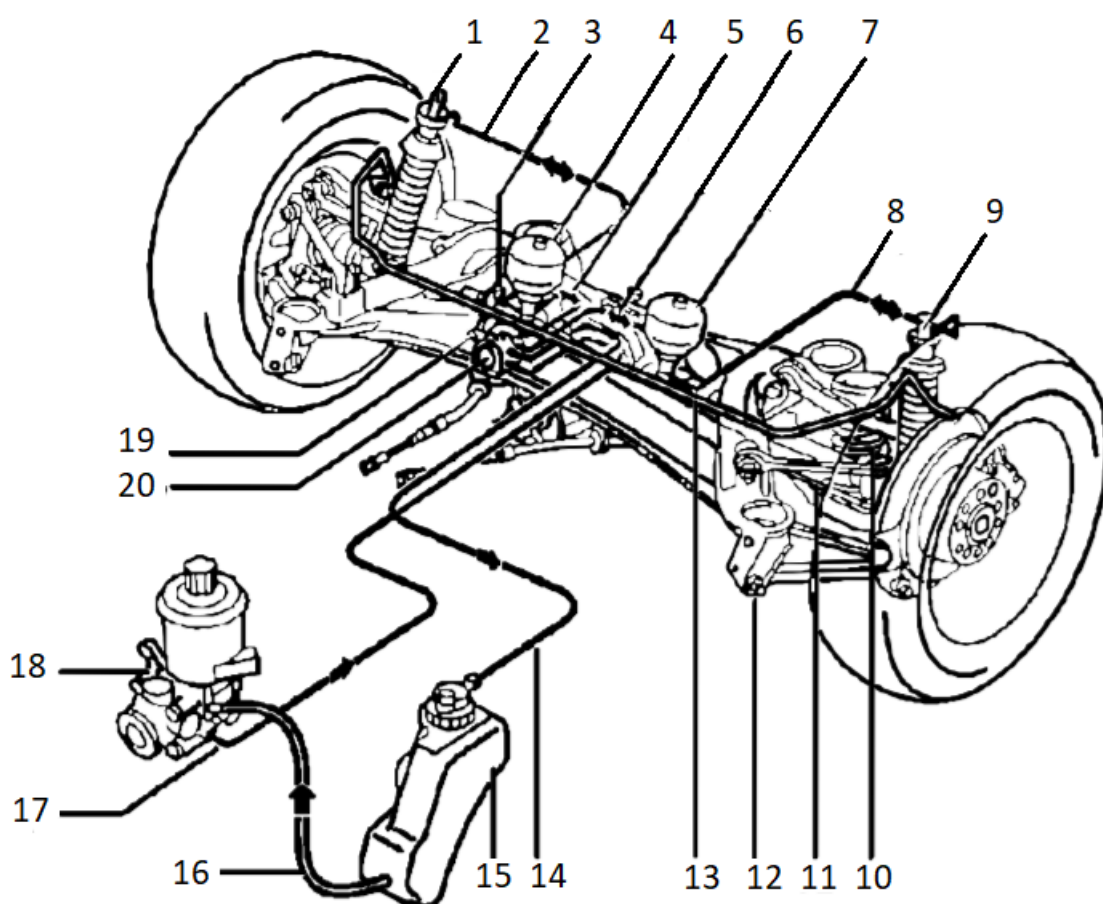


Рисунок 1.19 – Регулировка дорожного просвета на задней оси.

Адаптивная система демпфирования ADS работает автоматически, выбирая рабочую характеристику амортизаторов, исходя из дорожных условий. В данных

системах всего доступно четыре рабочие характеристики амортизатора. Кроме этого, водитель может переключать между «спортивным» и «комфортабельным» режимами «жесткости» подвески.

В системе ADS I-го поколения используется следующий набор датчиков: датчик ускорения колеса, датчик ускорения кузова, датчик давления в задних стойках (уровень загрузки автомобиля), тумблер «комфортабельного/спортивного» режимов, датчик скорости от электронного блока ABS, датчик угла поворота руля. На рисунке 1.20 изображена принципиальная схема системы регулирования электромагнитных клапанов.

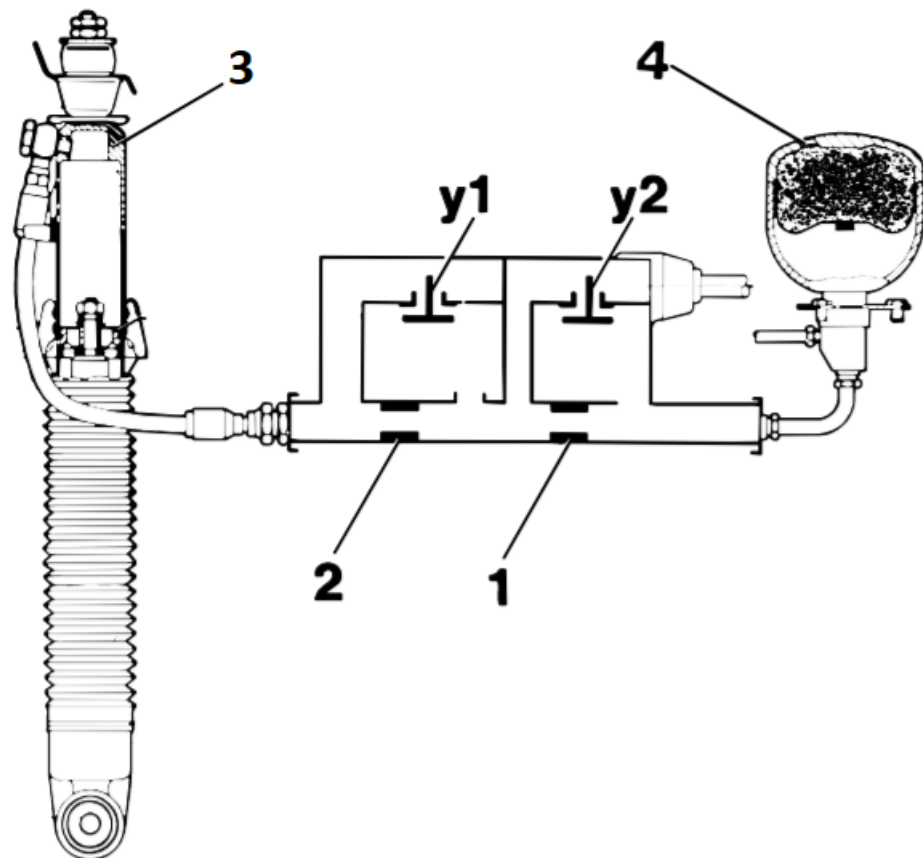


Рисунок 1.20 – Принципиальная схема работы системы регулирования электромагнитных клапанов

Здесь введены следующие обозначения: 1, 2 – калиброванные отверстия, 3 – амортизаторная стойка, 4 - энергоаккумулятор, у1, у2 – электромагнитные клапаны.

Клапаны у1, у2 являются дискретными, т.е. могут находиться в двух состояниях «вкл/выкл». Амортизатор имеет максимальную жесткость при закрытых клапанах у1, у2. В этом случае сечение канала минимально. Открывая клапаны по отдельности или одновременно, можно увеличить площадь сечения канала. При этом жесткость амортизатора снижается.

С 1995 года на автомобили Mercedes-Benz устанавливается [5] система адаптивного демпфирования ADS II-го поколения. Основные отличия системы от предшественника:

- электромагнитные клапаны регулировки жесткости установлены для каждого колеса;
- датчики ускорений колеса и датчик загрузки отсутствуют;
- дополнительно установлены два датчика ускорений кузова;
- установлен электронный датчик уровня;
- состояния переключателей режимов работы сохраняются при выключенном зажигании;
- возможна реализация двух вариантов увеличенного дорожного просвета: 35 и 60 мм.

Значительным преимуществом данной системы является малое время срабатывания клапанов регулирования жесткости: 2...3 мс. При таком быстром включении клапанов, регулировка жесткости происходит практически незаметно для водителя.

Недостатки данной системы связаны, в первую очередь, с ресурсами, необходимыми для работы пневматической системы регулирования дорожного просвета. Что касается самой системы ADS, главный ее недостаток – ступенчатое ре-

гулирование рабочих характеристик амортизатора, возможность реализовать ограниченный набор характеристик.

Еще одна широко известная система – разработка компании Bose. В данной конструкции привычные элемента подвески (пружины и амортизаторы) заменяются на линейные электродвигатели Bose Suspension System. Это позволяет в десятки раз снизить время срабатывания актуаторов. Во время презентации данной системы в качестве теста был продемонстрирован маневр «прыжок через препятствие». Несмотря на абсолютное преимущество данной системы по сравнению с аналогичными активными подвесками, она так и не получила распространение, не выпускалась серийно. В первую очередь это связано с требуемой мощностью питания линейных электродвигателей – существующие оценки говорят о 20-30 кВт. Кроме того, общая масса данной системы составляет порядка 90 кг, что, очевидно, негативно сказывается на расходе топлива. Еще одним недостатком является высокая стоимость системы – на момент презентации она оценивалась в 5900\$ [138].

Регулируемые амортизаторы. Адаптивный амортизатор способен изменять рабочие характеристики в процессе движения в соответствии с алгоритмом системы управления высокого уровня. Частный случай адаптивного амортизатора – регулируемый. Он также способен изменять рабочие характеристики, однако изменение происходит либо вручную водителем, либо автоматически, при этом для каждого типа дорожного профиля выбирается своя рабочая характеристика, исходя из требуемых показателей движения. Процесс изменения рабочих характеристик в этом случае называется регулированием, а подвеска ТС – регулируемой.

1.5 Конструкция исследуемой регулируемой подвески

Перспективной разработкой в области адаптивной и регулируемой подвески является конструкция, предложенная научной группой Южно-Уральского государственного университета под руководством доктора технических наук, профессора Дубровского А.Ф. Данная конструкция включает в себя упругий элемент с существенно нелинейной рабочей характеристикой и адаптивный амортизатор нового принципа действия, позволяющий реализовывать сверхширокий диапазон рабочих характеристик. В диссертации приводится краткое описание исследуемых конструкций упругого элемента и амортизатора. Подробное описание конструкции и принципа работы подвески приводится в работах [4, 65,66, 106-110, 113-119, 126-128]. В рамках данного исследования рассматривается регулирование рабочих характеристик исследуемого амортизатора. Таким образом, речь будет идти о регулируемой подвеске (РП). В дальнейшем, при использовании сокращения РП будем подразумевать именно данную конструкцию подвески. Преимуществами РП являются простота изготовления, низкая стоимость, низкое потребление энергии, возможность регулирования рабочих характеристик в сверхшироком диапазоне.

Рассмотрим конструкцию упругого элемента. Общий вид упругого элемента представлен на рисунке 1.21. На рисунках 1.22 и 1.23 представлены виды по сечениям А–А и В–В соответственно. Упругий элемент торсионный, в своей конструкции содержит стержневой вал 1, установленный концентрично в трубчатом валу 2. Один конец 3 стержневого вала и конец одной стороны трубчатого вала расположены в первом опорном кронштейне 4, соединенном с корпусом транспортного средства (на чертеже не указан). Другой конец 5 стержневого вала связан подвижно с возможностью вращения со вторым опорным кронштейном 6, также соединенным с корпусом транспортного средства, и жестко связан с другим концом трубчатого вала 2. Конец 3 (левый) стержневого вала 1 в кронштейне 4

расположен с возможностью вращения. Стержневой и трубчатый валы выполнены ступенчатыми, при этом первый (левый) участок 7 стержневого вала 1 является ведущим участком, а первый участок 8 трубчатого вала 2 является ведомым участком.

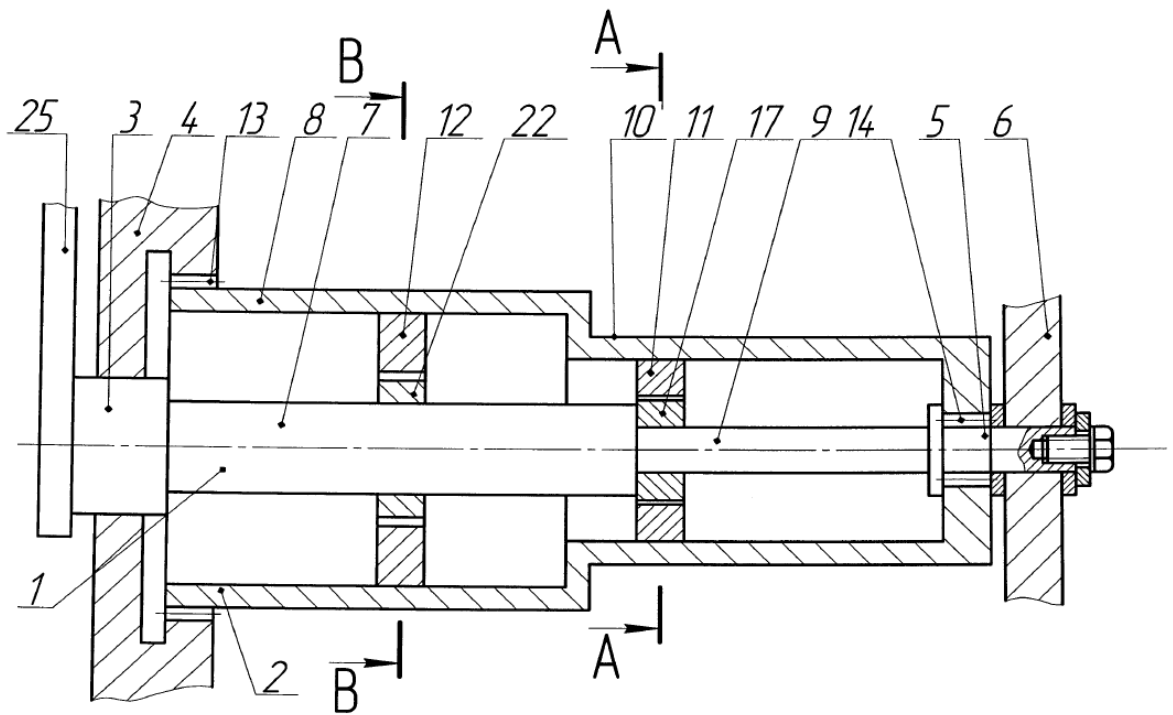


Рисунок 1.21 – Общий вид упругого элемента РП

Участок 9 (правый) стержневого вала является ведомым, а участок 10 трубчатого вала – ведущим. Ведомый 9 и ведущий 7 участки стержневого вала посредством соединительных муфт 11 и 12 с радиальными зазорами кинематически связаны с ведущим 10 и ведомым 8 участками трубчатого вала соответственно. Конец (левый) трубчатого вала 2 по наружной поверхности связан с первым опорным кронштейном 4, например, посредством шлицевого соединения 13. Другой конец (правый) трубчатого вала 2 по внутренней поверхности связан с ведомым участком 9 стержневого вала 1 также, например, с помощью шлицевого со-

единения 14. На ведущем рабочем участке 10 трубчатого вала 2 жестко закрепле-
на наружная обойма соединительной муфты 11, в которой предусмотрены ради-
альные зазоры (пазы) 15 и 16.

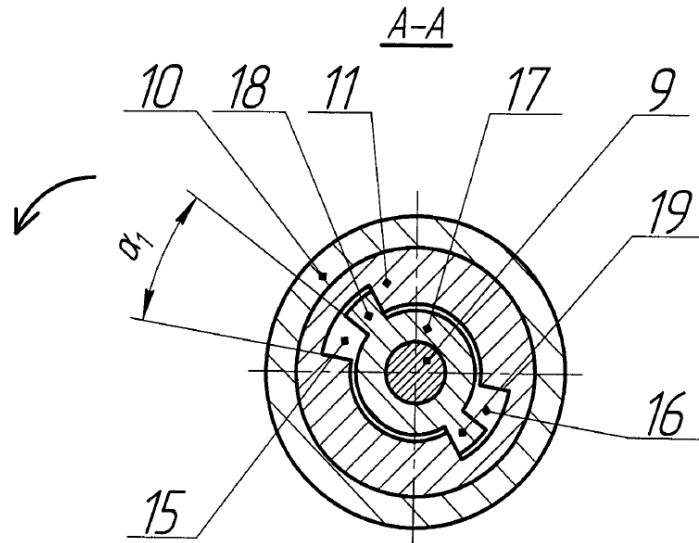


Рисунок 1.22 – Вид упругого элемента РП по сечению А–А

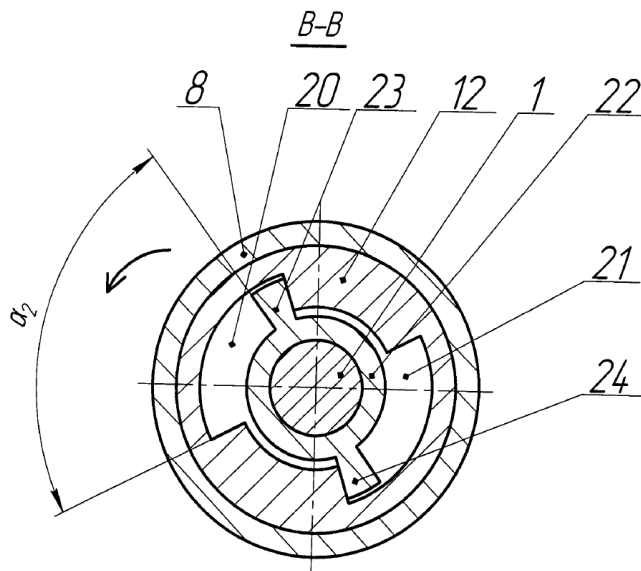


Рисунок 1.23 – Вид упругого элемента РП по сечению В–В

Внутренняя обойма 17 соединительной муфты 11, содержащая два кулачка
18 и 19, жестко закреплена на ведомом участке 9 стержневого вала 1. На ведомом

участке 8 трубчатого вала жестко закреплена наружная обойма соединительной муфты 12, в которой предусмотрены радиальные пазы 20 и 21. Внутренняя обойма 22 соединительной муфты 12, содержащая два кулачка 23 и 24, жестко закреплена на ведущем участке 7 стержневого вала 1. Благодаря наличию шлицевого соединения 14, можно регулировать предварительную закрутку стержневого вала. Предполагается, что при отсутствии внешней нагрузки на валу 1 (вращающий момент, приложенный к балансиру – кривошипу 25, жестко связанному с левым концом 3 вала 1, равен нулю) кулачки 18 и 19 касаются соответствующих поверхностей внутренней обоймы 11 соединительной муфты. Аналогичное предполагается и в отношении кулачков 23 и 24.

Торсионный стержнево-трубчатый упругий элемент подвески транспортного средства работает следующим образом. При наезде транспортного средства на препятствие поворачивается балансир – кривошип 25. При этом участки 7 и 9 стержневого торсионного вала 1, благодаря их упругости, начинают поворачиваться вокруг своей продольной оси в направлении, указанном на рисунках 1.28, 1.29 стрелками. Следует иметь в виду, что диаметр ведущего участка 7 стержневого торсионного вала 1, а следовательно, и его жесткость, больше, чем у ведомого участка 9. Аналогично, жесткость ведомого участка 8 трубчатого торсионного вала 2 больше, чем жесткость ведущего участка 10. Данные соотношения можно легко реализовать за счет выбора значений диаметров соответствующих участков и их длин.

На рисунке 1.24 представлена схема амортизатора РП в фазе отбоя. Подробное описание амортизатора приводится в [66]. Амортизатор состоит из концентрически расположенных наружной трубки-резервуара 1 и рабочего цилиндра 2, которые сверху закреплены на направляющей 3 штока 4, соединенного с монолитным (не содержащим клапанов или дросселей) поршнем 5. Поршень 5 размещен подвижно в рабочем цилиндре 2. В нижней части направляющей 3 размещен

перепускной клапан 6 выполненный, например, в виде упругой пластины малой жесткости. Аналогичный перепускной клапан 7 размещен в основании рабочего цилиндра 2. Рабочий цилиндр 2 образует с трубкой-резервуаром 1 и направляющей 3 кольцевую полость 8, которая посредством окна 9 сообщается с выходным отверстием 10 регулируемого электромагнитного клапана 11.

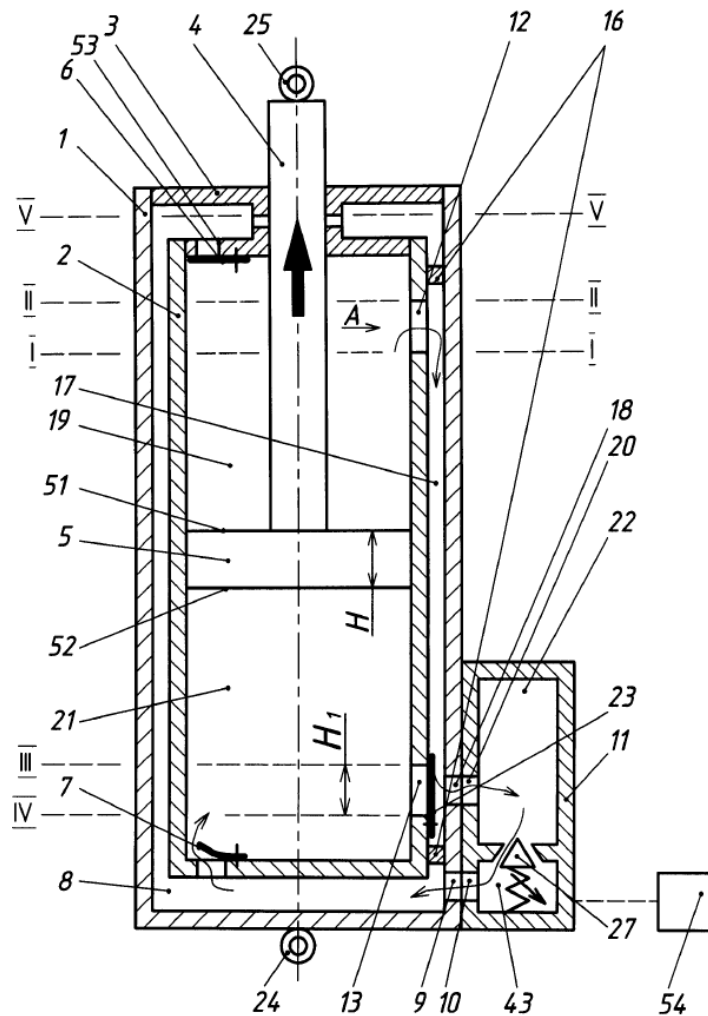


Рисунок 1.24 – Схема адаптивного амортизатора РП в фазе отбоя

На внутренней поверхности рабочего цилиндра 2, в периферийной его части, выполнены сквозные рабочие окна, верхнее 12 и нижнее 13. Профиль рабочих окон 12 и 13 симметричен друг относительно друга и выбирается, исходя из необходимости реализации в каждом конкретном случае требуемого закона движения

штока при приближении его к крайним, граничным положениям. В полости 8 с помощью замкнутого элемента 16 (например, «кольца» прямоугольного сечения) выделена ограниченная замкнутая полость 17. Она образована цилиндрическими поверхностями рабочего цилиндра 2, трубки-резервуара 1 и замкнутым элементом 16. Полость 17 охватывает и объединяет рабочие окна 12 и 13 рабочего цилиндра 2 и окно 18 трубки-резервуара 1. Благодаря наличию замкнутой полости 17, надпоршневая полость 19 посредством верхнего рабочего окна 12 сообщается через окно 18 трубки-резервуара 1 с входным отверстием 20 регулируемого электромагнитного клапана 11. Одновременно с этим, подпоршневая полость 21 посредством нижнего рабочего окна 13 также сообщается с замкнутой полостью 17 и, далее, посредством рабочего окна 12 - с надпоршневой полостью 19, а посредством окна 18 трубки-резервуара 1 и входного отверстия 20 регулируемого электромагнитного клапана 11 - с входной полостью 22 этого клапана. На рабочем окне 13 установлен перепускной клапан 23. Амортизатор с помощью узлов 24 и 25 (например, проушин) крепится к соответствующим элементам подвески транспортных средств.

Регулируемый электромагнитный клапан 11 по функциональному исполнению является гидравлическим клапаном дифференциального типа с электромагнитным управлением. Он состоит из корпуса 11 и размещенных в корпусе запорно-регулирующего узла и управляющего электромагнита. Запорно-регулирующий узел включает направляющую втулку 26, на наружной цилиндрической поверхности которой установлена клапанная заслонка 27, выполненная в виде цилиндрической кольцевой втулки, которая может свободно перемещаться вдоль ее продольной оси. На внутренней цилиндрической поверхности направляющей втулки 26 размещена управляющая заслонка 28, которая может свободно перемещаться вдоль ее продольной оси. Управляющий электромагнит включает катушку 29, на клеммы 30 которой подается управляющий сигнал – управляющий ток I. Якорь 31

электромагнита выполнен заодно целое с толкателем 32. Управляющая заслонка 28 поджимается пружиной 33 посредством толкателя 32 к якорю 31. Таким образом, осевое положение управляющей заслонки 28 ограничено, например, упорами - штифтами 34 и 35. Осевое перемещение клапанной заслонки 27 ограничено, например, упорами - штифтами 36 и 37. При этом клапанная заслонка 27 поджимается к упору 36 пружиной 38. На наружной поверхности якоря 31 выполнен осевой паз 39, посредством которого полость 40 сообщается с полостью 41. В свою очередь полость 40 посредством окон 42 в управляющей заслонке 28 сообщается с выходной полостью 43 регулируемого электромагнитного клапана 11, соединенной с выходным отверстием 10 регулируемого электромагнитного клапана 11. На боковой цилиндрической поверхности направляющей втулки 26 выполнены сквозные сегментные тангенциальные пазы - дроссельные 44 и клапанные 45. На схеме отмечено по два паза, в реальных же конструкциях их может быть несколько - в зависимости от требуемого вида рабочей характеристики амортизатора. Аналогичные пазы 46 и 47 предусмотрены и в управляющей заслонке 28. В клапанной же заслонке 27 имеются лишь клапанные пазы 48. Радиальный канал 49 соединяет полости 43 и 50. Полости 40, 43, 41 и 22 заполнены маслом.

1.6 Обзор существующих расчетных схем и математических моделей транспортных средств, применяемых при исследовании динамической нагруженности

При составлении математических моделей наиболее распространенным является подход, связанный с использованием второго закона Ньютона [21, 29, 47]. На сегодняшний день, существует три основные математические модели, применяемые для анализа свойств подвески: так называемые модель «четверти массы», модель «половины» и «полная модель». Рассмотрим данные модели подробнее.

В работах [49, 111,112], а также в более современных работах [22, 33, 44, 125, 140, 151] используется модель «четверти массы» автомобиля. Модель «четверти массы» представлена в двух вариантах: с одной и двумя степенями свободы. Расчетная схема «четверти массы» с одной степенью свободы представлена на рисунке 1.25.

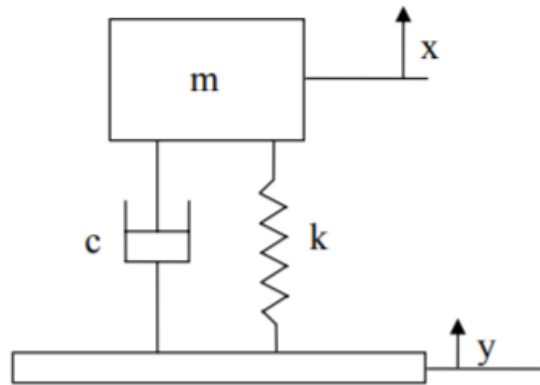


Рисунок 1.25 – Расчетная схема «четверти массы» автомобиля с одной степенью свободы

Модель является упрощенной, не учитывает угловые колебания кузова, упруго-диссипативные свойства шины. Подвеска представлена с помощью упругого и диссипативного элементов с линейными рабочими характеристиками, выраженными через так называемые «коэффициент жесткости подвески» и «коэффициент демпфирования подвески». Уравнения движения записываются в следующем виде:

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \omega_n^2f(t), \\ f(t) = \frac{2\zeta}{\omega_n}\dot{y}(t) + y(t). \end{cases} \quad (1.1)$$

Более реалистичной является модель «четверти массы» автомобиля, учитывающей упруго-диссипативные свойства шины. Модель имеет две степени свободы. Расчетная схема такой системы представлена на рисунке 1.26.

Уравнения движения записываются в виде [112, 134]:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u), \\ m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_u(x_u - y) - c_u(\dot{x}_u - \dot{y}). \end{cases} \quad (1.2)$$

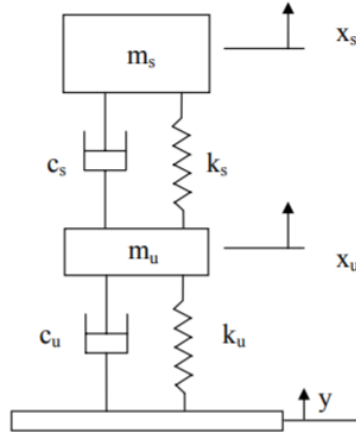


Рисунок 1.26 – Расчетная схема «четверти массы» автомобиля, учитывающая упруго-диссипативные свойства шины

При моделировании адаптивной и активной подвесок используют следующие расчетные схемы [120, 138] (рисунок 1.27).

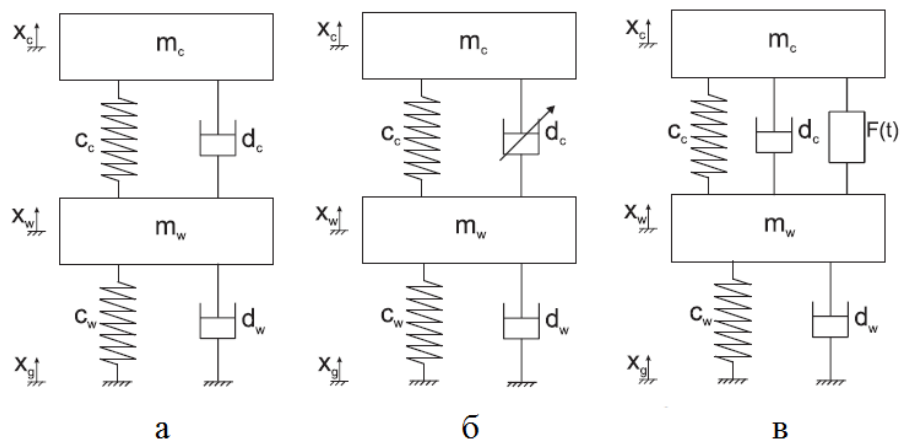


Рисунок 1.27 – Расчетные схемы «четвери массы» автомобиля; а – пассивная подвеска; б – адаптивная; в – активная.

Как видно из рисунка 1.27б, при моделировании адаптивной подвески амортизатор подвески полагают управляемым. При моделировании активной подвески (рисунок 1.27в) между подрессоренной и непрорессоренной массами добавляют источник силы параллельно к упругому и диссипативному элементам подвески.

Две рассмотренные модели «четверти массы» автомобиля позволяют провести исследования динамических свойств ТС для случая только вертикальных колебаний кузова. Однако, на практике часто при проектировании подвески наибольший интерес представляют продольно-угловые колебания ТС, возникающие при движении.

В работах [121, 122, 132, 142, 146-149] исследования проводятся с использованием так называемой модели «половины массы», или, иначе, модель называют «велосипедной моделью». Расчетная схема представлена на рисунке 1.28.

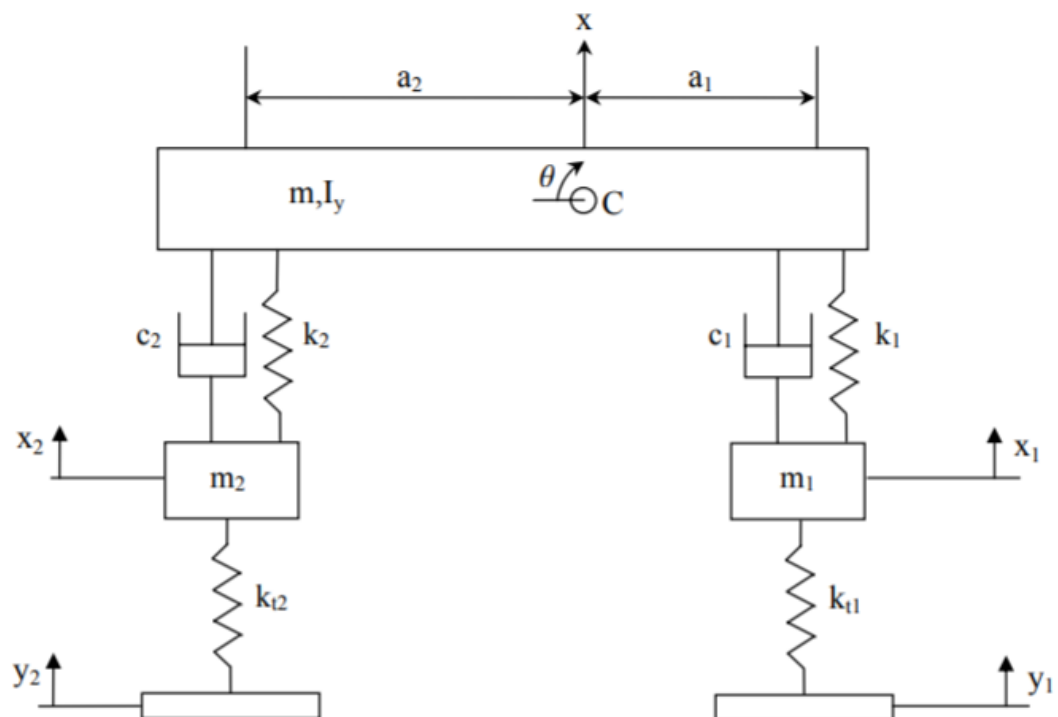


Рисунок 1.28 – Расчетная схема «половины массы» автомобиля

Модель имеет четыре степени свободы. Уравнения движения записаны в работе [142]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\vartheta}) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\vartheta}) + k_1(x - x_1 - a_1\vartheta) + \\ \quad + k_2(x - x_2 - a_2\vartheta) = 0, \\ I_z\ddot{\vartheta} - a_1c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\vartheta}) + a_2c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\vartheta}) - a_1k_1(x - x_1 - a_1\vartheta) + \\ \quad + a_2k_2(x - x_2 - a_2\vartheta) = 0, \\ m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\vartheta}) - k_1(x - x_1 - a_1\vartheta) + k_{f1}(x_1 - y_1) = 0, \\ m_2\ddot{x}_2 - c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\vartheta}) - k_2(x - x_2 - a_2\vartheta) + k_{f2}(x_2 - y_2) = 0. \end{array} \right. \quad (1.3)$$

В статьях [34, 40, 120, 141] проведен обзор работ авторов, использующих модель «половины автомобиля», позволяющую исследовать поперечно-угловые колебания. Разные модели рассматриваются для передней и задней подвесок, ввиду отличия конструкций и распределений масс. Модель также имеет четыре степени свободы. Расчетная схема представлена на рисунке 1.29.

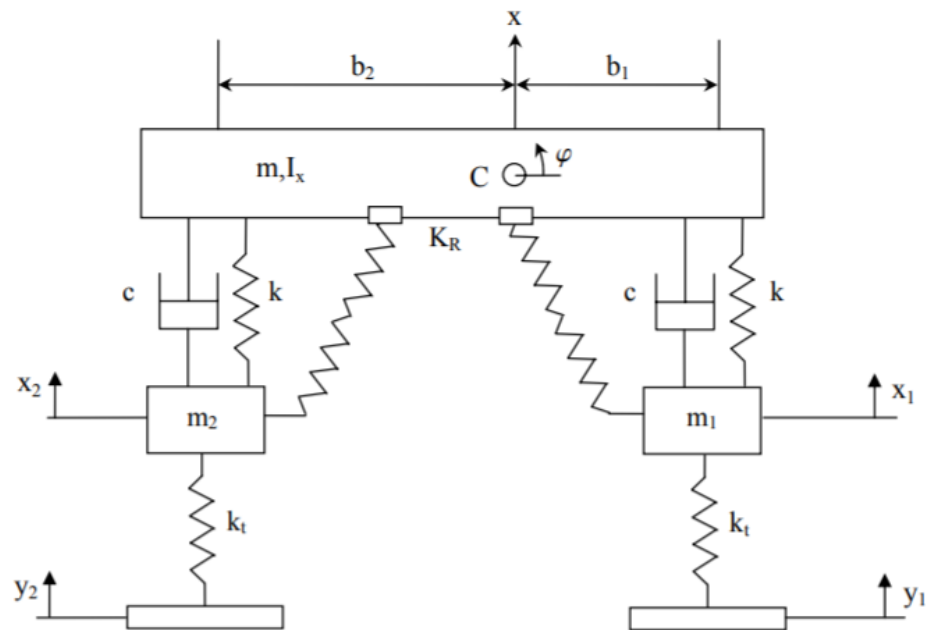


Рисунок 1.29 – Расчетная схема поперечно-угловых колебаний «половины автомобиля»

Уравнения движения записаны в работе [133]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_1 - b_1\dot{\varphi}) + c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) + k(x - x_1 - b_1\varphi) + \\ \quad + k(x - x_2 - b_2\varphi) = 0, \\ I_x\ddot{\varphi} + b_1c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) - b_2c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) + b_1k(x - x_1 - b_1\varphi) - \\ \quad - b_2k(x - x_2 - b_2\varphi) + K_R\varphi = 0, \\ m_1\ddot{x}_1 - c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) + k_t(x_1 - y_1) - k(x - x_1 + b_1\varphi) = 0, \\ m_2\ddot{x}_2 - c(\dot{x} - \dot{x}_2 + b_2\dot{\varphi}) + k_t(x_2 - y_2) - k(x - x_2 + b_2\varphi) = 0. \end{array} \right. \quad (1.4)$$

Следующие авторы [129-131, 135, 137] используют модель, называемую «полной моделью» автомобиля («full vehicle model» в англоязычной литературе). В ней учитываются упругие свойства шины, корпус автомобиля представлен как жесткое тело с тремя степенями свободы, соответственно, учитываются как продольно-угловые, так и поперечно-угловые колебания, а также вертикальные перемещения. Расчетная схема модели представлена на рисунке 1.30.

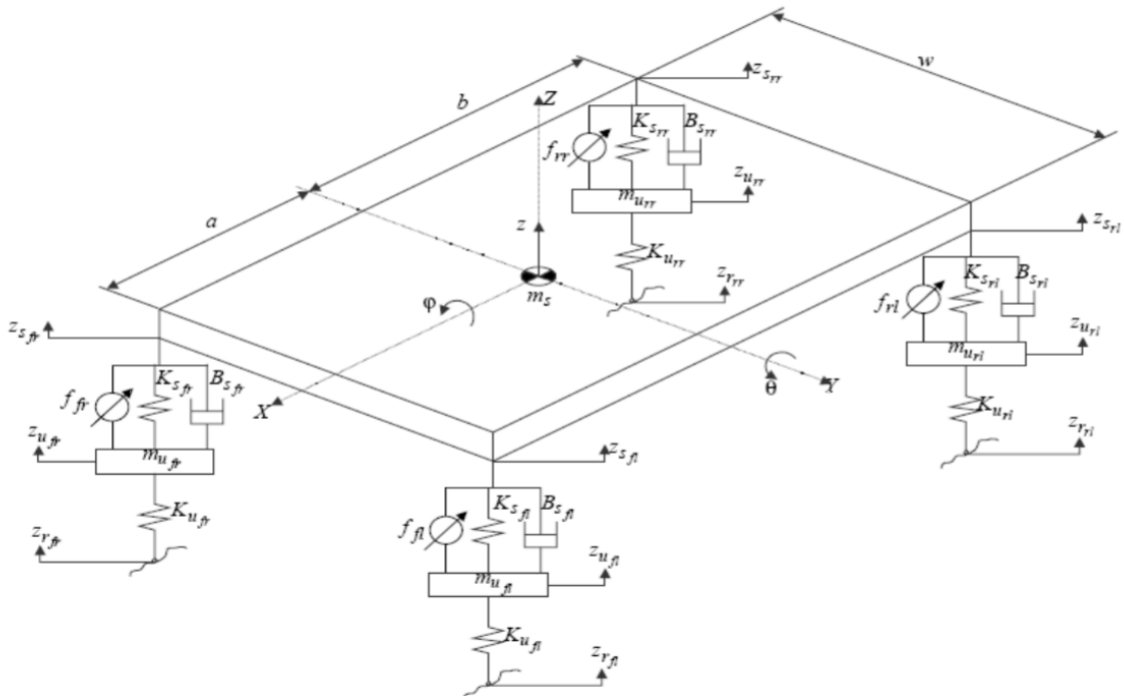


Рисунок 1.30 – «Полная модель» автомобиля

Все вышерассмотренные модели записаны с помощью второго закона Ньютона. Данный подход отличается своей простотой. Кроме того, уравнения, запи-

санные таким образом, легко могут быть преобразованы в пространство состояний. Для систем, записанных в пространстве состояний, существует большое количество методов управления. Поведение таких систем хорошо изучено. Все это облегчает синтез системы управления. Однако, подход, связанный с использованием второго закона Ньютона, предполагает ряд ограничений. В частности, в моделях не рассматриваются свойства трансмиссии, отсутствует возможность рассмотрения различных режимов движения ТС, адаптивная подвеска представлена через «коэффициенты жесткости и демпфирования» с возможностью мгновенного изменения характеристики диссипативного элемента.

Другой подход к составлению математических моделей движения транспортного средства с адаптивной подвеской основан на использовании уравнений Лагранжа второго рода. Данный подход часто встречается среди отечественных авторов [10, 11, 27, 41, 46, 53, 77-79, 85, 86, 90], но также используется и иностранными авторами [137, 139, 143-145]. Применение уравнений Лагранжа при составлении математических моделей обеспечивает большую общность модели, дает возможность рассмотреть различные режимы работы. Однако, в указанных выше работах также не учитываются реальные нелинейные рабочие характеристики упругого и диссипативного элементов, характеристики принимаются линейными. В связи с этим, возникает задача разработки математической модели движения ТС с адаптивной подвеской, учитывающей реальные нелинейные рабочие характеристики элементов подвески с целью более точного математического моделирования транспортного средства. Данной задаче посвящена вторая глава диссертации.

1.7 Основные выводы по разделу

В разделе приведены общие сведения о конструкциях подвесок транспортных средств. Представлены основные функции элементов подвески. Особое место

уделено рассмотрению упругих и диссипативных элементов. Рассмотрены существующие на сегодняшний день конструкции пассивных, адаптивных пассивных и активных амортизаторов и систем их управления. Представлены существующие подходы к созданию физических и математических моделей транспортных средств с пассивными, адаптивными и активными подвесками.

Пассивные амортизаторы получили наиболее широкое распространение среди серийно выпускаемых автомобилей. Это связано с их простотой и достаточной эффективностью. Однако, их рабочая характеристика должна быть predetermined на этапе проектирования амортизатора и не может быть изменена в дальнейшем. Это накладывает определенные ограничения на возможные режимы эксплуатации транспортного средства.

Рабочая характеристика адаптивного пассивного амортизатора может изменяться во время движения в ограниченном диапазоне в соответствии с заданным законом управления. Это позволяет значительно увеличить комфортабельность транспортного средства, повысить его устойчивость и управляемость. Адаптивные пассивные амортизаторы имеют ряд преимуществ – низкая стоимость, низкое потребление энергии, простота установки. Среди серийно выпускаемых автомобилей адаптивные амортизаторы также получили распространение. Однако, на сегодняшний день потенциальные возможности таких систем не реализованы в полном объеме. Это связано, в первую очередь, с ограниченным диапазоном регулирования рабочих характеристик, что, в свою очередь, накладывает ограничения на реализуемый закон управления. Кроме того, существующие на сегодняшний день алгоритмы оценки вибронагруженности ТС основаны в большинстве своем на использовании упрощенных линейных математических моделей движения транспортного средства. В связи с этим, в данной диссертации рассматривается и решается вопрос разработки математической модели движения ТС

с адаптивной подвеской, учитывающей реальные, нелинейные рабочие характеристики упругого и диссипативного элементов в классе аналитических функций.

Активные адаптивные амортизаторы представляют собой диссипативные устройства с внешним источником энергии. Теоретически, активные амортизаторы способны обеспечить полную стабилизацию корпуса автомобиля в заданных плоскостях, полностью исключить колебания и вибрацию. Однако, несмотря на ряд преимуществ, активные амортизаторы не получили широкого распространения, а представленные в продаже системы не являются эффективными, обладают высокой стоимостью и высокими требованиями к потребляемой мощности.

2 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДВЕСКОЙ

2.1 Сравнительный анализ результатов аппроксимации нелинейной рабочей характеристики упругого элемента подвески транспортного средства

В конструкциях современных подвесок ТС, в том числе регулируемых, для улучшения эксплуатационных свойств часто применяется упругий элемент подвески с нелинейной рабочей характеристикой [12, 15, 56]. Рассмотрим рабочую характеристику упругого элемента с учетом буферов отбоя и сжатия. Типовой вид зависимости $F = F(f)$ представлен на рисунке 2.1 [58].

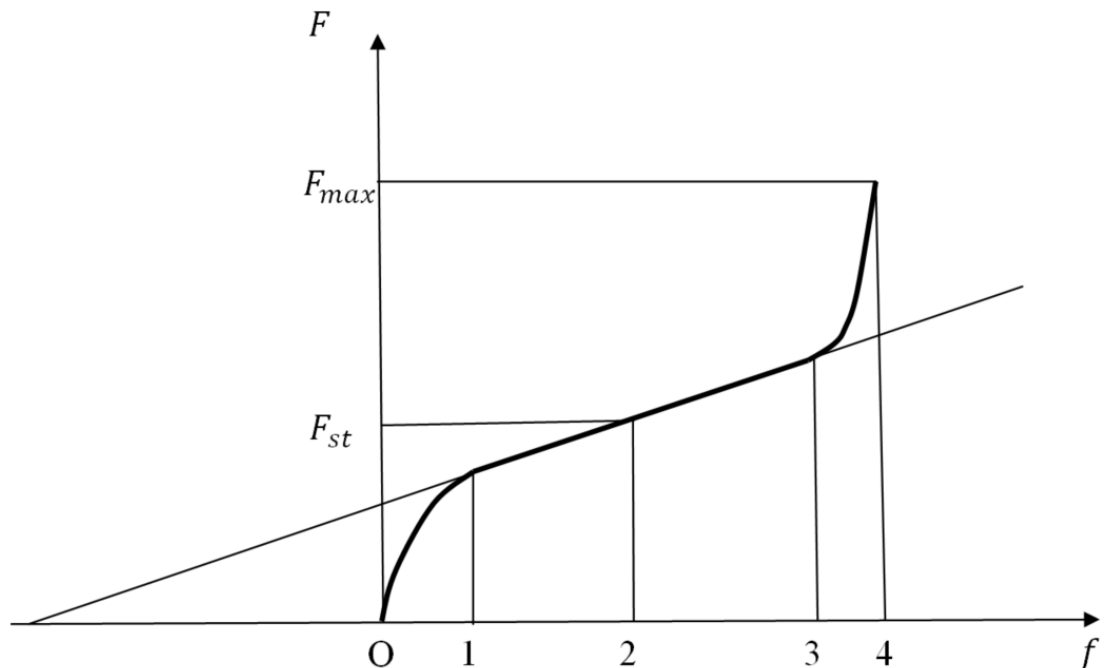


Рисунок 2.1 – Типовая нелинейная рабочая характеристика упругого элемента подвески с буферами отбоя и сжатия

Для дальнейшей разработки математической модели упругого элемента подвески ТС необходимо по изображенному на рисунке 2.1 графику составить

математическое выражение. Так как точное решение данной задачи часто затруднено, в инженерной деятельности широкое распространение получили методы аппроксимации.

Рассмотрим подробнее различные существующие методы аппроксимации функции, применимые для решения задачи представления нелинейной характеристики жесткости упругого элемента подвески ТС в виде единого аналитического выражения, и проведем сравнительный анализ данных методов.

Методы аппроксимации нелинейной рабочей характеристики упругого элемента

Обычно с целью упрощения зависимость (рисунок 2.1) представляется в виде непрерывной кусочно-линейной функции (рисунок 2.2) [7]:

$$F(f) = \begin{cases} k_1 f, f \in [0; f_1), \\ k_2 f + b, f \in [f_1; f_2), \\ k_3 f + c, f \in [f_2; f_3]. \end{cases} \quad (2.1)$$

где F – усилие на упругом элементе; f – деформация упругого элемента; k_1, k_2, k_3, b, c – коэффициенты наклона и сдвига аппроксимирующих прямых; f_1, f_2, f_3 – угловые точки кусочно-линейной аппроксимации.

Кусочно-линейная аппроксимация – метод представления нелинейной функции в виде набора участков, на каждом из которых эта функция является линейной. Выражение (2.1) является функцией переменной структуры. Во многих случаях при математическом моделировании процессов подвески использование выражения (2.1) позволяет упростить рассмотрение динамики подвески автомобиля на каждом из участков, однако, может вызвать некоторые сложности на этапе интегрирования уравнений динамики. В работе [7] рассматриваются данные сложности, связанные, в первую очередь, с необходимостью «сшивания» решений, полученных на каждом из участков работы подвески. Также необходимо следить за выполнением условий перехода функции между участками при рас-

смотрении переходных и периодических решений, что может приводить к представлению полученных решений в виде сложных и громоздких аналитических функций. Кроме того, кусочно-линейная аппроксимация (2.1) не учитывает реальный "скругленный" характер переходов между участками, что приводит к значительной погрешности расчетов в области данных переходов.

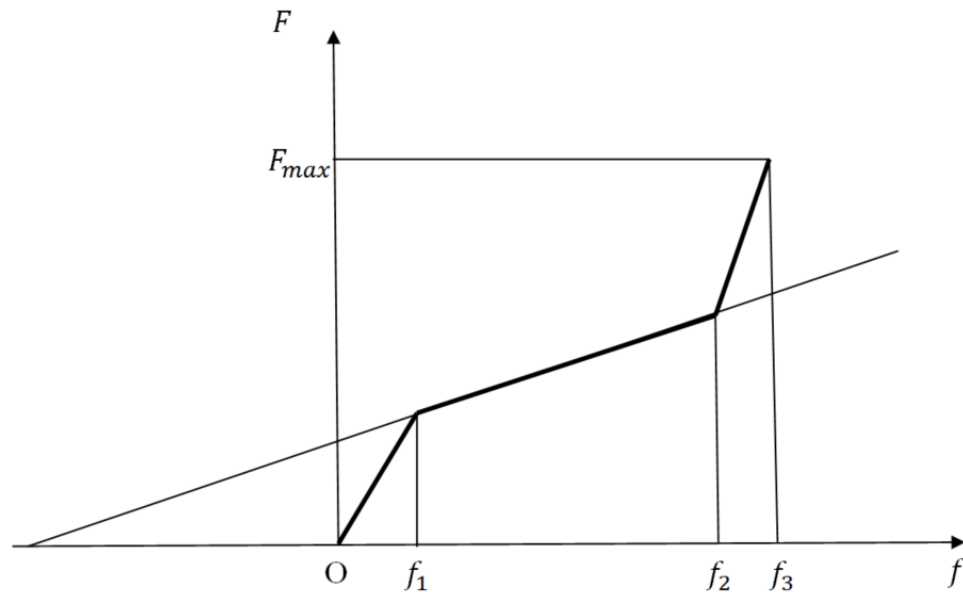


Рисунок 2.2 – Кусочно-линейная аппроксимация характеристики жесткости упругого элемента

При численном решении дифференциальных уравнений, содержащих кусочно-линейные функции в правых частях, методами с постоянным шагом интегрирования может накапливаться общая ошибка интегрирования. При использовании методов с переменным шагом оценка локальной погрешности в окрестностях точек перехода между прямолинейными участками может постоянно увеличиваться, за счет чего происходит уменьшение шага интегрирования до столь малых значений, что потребует существенного увеличения вычислительной мощности и времени интегрирования.

С учетом всего вышесказанного, задача представления выражения кусочно-линейной аппроксимации (2.1) в виде единого аналитического выражения является важной и актуальной.

Один из возможных методов, часто применяемых для представления кусочно-линейной аппроксимации (2.1) в виде единого выражения, заключается в использовании функции Хевисайда [7]:

$$H(f) = \begin{cases} 0, & \text{при } f < 0, \\ 1, & \text{при } f \geq 0. \end{cases} \quad (2.2)$$

Используя функцию Хевисайда, выражение (1) может быть представлено в следующем виде:

$$F(f) = H(f_1 - f) \cdot k_1 f + H(f - f_1) \cdot H(f_2 - f) \cdot (k_2 f + b) + H(f - f_2) \cdot (k_3 f + c) \quad (2.3)$$

В случае инженерных расчетов для исследования работы подвески и моделирования динамических процессов использование выражения (2.3) не является удобным, так как функция Хевисайда не аналитическая, содержит разрывы. Таким образом, хотя выражение (2.3), описывая кусочно-линейную аппроксимацию функции, является единым, его также приходится рассматривать с учетом участков постоянства функции (2.2).

Кроме того, со всеми вытекающими вышеописанными негативными последствиями остается проблема «сшивания» решений, полученных для каждого участка в отдельности. С учетом данных замечаний, для дальнейшей разработки математической модели подвески ТС возникает задача представления рабочей характеристики упругого элемента в виде аналитической функции, определенной на всей области хода подвески (определяемой деформацией упругого элемента f).

Сравнительный анализ возможных решений данной задачи будем проводить, рассматривая пять различных аналитических функций, приближенных к функции (2.2). Рассмотрим данные методы аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента подвески ТС.

Аппроксимация функцией арктангенса $y = \arctg x$

Функция арктангенса $y = \arctg x$ может быть приближена к функции Хевисайда путем преобразования ее к виду $y = 0,5 + \pi^{-1} \cdot \arctg(Nx)$, $N \in \mathbb{R}$ [84]. Отметим, что при достаточно больших значениях N достигается сколь угодно малая погрешность аппроксимации. Однако, как будет отмечено далее, достаточная точность для инженерных расчетов может быть достигнута при относительно небольших значениях N .

Выражение рабочей характеристики упругого элемента может быть записано в виде:

$$F(f) = \varphi(N(f_1 - f)) \cdot k_1 f + \varphi(N(f - f_1)) \cdot \varphi(N(f_2 - f)) \cdot (k_2 f + b) + \varphi(N(f - f_2)) \cdot (k_3 f + c), \quad (2.4)$$

где $\varphi(f) = 0,5 + \pi^{-1} \cdot \arctg f$.

Аппроксимация функцией сигмоиды $y = \frac{1}{1+e^{-x}}$

Выполним преобразование функции сигмоиды к виду $y = \frac{1}{1+e^{-Nx}}$, где $N \in \mathbb{R}$ [7].

Выражение (2.3) в таком случае можно записать как

$$F(f) = \psi(N(f_1 - f)) \cdot k_1 f + \psi(N(f - f_1)) \cdot \psi(N(f_2 - f)) \cdot (k_2 f + b) + \psi(N(f - f_2)) \cdot (k_3 f + c), \quad (2.5)$$

где $\psi(f) = \frac{1}{1+e^{-f}}$.

Аппроксимация интегральной функцией распределения Лапласа

В данном методе рассмотрим интегральную функцию распределения Лапласа $y(x) = 0,5 + \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt$ [7].

Тогда выражение (2.3) примет следующий вид:

$$F(f) = \chi(f_1 - f) \cdot k_1 f + \chi(f - f_1) \cdot \chi(f_2 - f) \cdot (k_2 f + b) + \chi(f - f_2) \cdot (k_3 f + c), \quad (2.6)$$

где $\chi(f) = 0,5 + \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^f e^{-t^2} dt$.

Стоит отметить, что выражаемая через определенный интеграл функция распределения Лапласа не является элементарной. В случае прикладных задач использование интегральной функции затруднено за счет увеличения сложности расчетов, повышения вычислительной мощности и времени.

Аппроксимация с использованием вложенных синусоидальных функций

Метод аппроксимации функции Хевисайда с использованием вложенных синусоидальных функций предложен в работе [7]. В соответствии с данной работой, аппроксимацию функции (2.2) проведем, записав выражение:

$$y(x) = 0,5 + 0,5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sin\left(\dots \frac{\pi}{2} \cdot \sin(x)\right)\right). \quad (2.7)$$

Записанная функция периодическая, с ее помощью удобно описывать периодические процессы. В случае непериодических функций (какой является функция рабочей характеристики упругого элемента подвески) необходимо сле-

дальше за покрытие периода функции (2.7) области определения исходной функции. С учетом данного замечания, рассмотрим функцию вида

$$\zeta(f) = 0,5 + 0,5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sin\left(\dots \frac{\pi}{2} \cdot \sin(3f/2N)\right)\right). \quad (2.8)$$

Выражение (2.3) тогда примет вид

$$F(f) = \zeta(f_1 - f) \cdot k_1 f + \zeta(f - f_1) \cdot \zeta(f_2 - f) \cdot (k_2 f + b) + \zeta(f - f_2) \cdot (k_3 f + c). \quad (2.9)$$

Новый метод аппроксимации нелинейной рабочей характеристики упругого элемента

Новый метод аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента подвески представлен в статье [84]. Рассмотрим функцию

$$y = 0,5 + 0,5 \frac{x}{\sqrt{x^2 + \frac{1}{N}}}. \quad (2.10)$$

Тогда выражение (2.3) может быть представлено в виде

$$F(f) = \xi(N(f_1 - f)) \cdot k_1 f + \xi(N(f - f_1)) \cdot \xi(N(f_2 - f)) \cdot (k_2 f + b) + \xi(N(f - f_2)) \cdot (k_3 f + c), \quad (2.11)$$

где $\xi(f) = 0,5 + 0,5 \frac{f}{\sqrt{f^2 + \frac{1}{N}}}$.

В дальнейшем, в рамках данного подраздела, исследуемые методы будем называть по порядку номеров из описания, то есть с первого по пятый.

Сравнительный анализ рассмотренных выше методов будем проводить построением выражений (2.3)-(2.11) в программном комплексе Mathcad. Рассмотрим

подвеску автомобиля ВАЗ-2110. В качестве значения параметра N для всех выражений примем 100. Параметры рабочей характеристики упругого элемента подвески ВАЗ-2110 имеют значения:

$$f_1 = 7,2 \text{ мм}, f_2 = 137,6 \text{ мм}, f_3 = 180 \text{ мм}, k_1 = 17,36, k_2 = 2,34, k_3 = 18,161, \\ b = 108,152, c = -2068,8.$$

На рисунке 2.3 показано построение графиков, полученных с использованием рассмотренных методов 1-5 в диапазоне полного хода подвески, соответствующем всей области определения исходной функции (2.1). Как можно видеть из рисунка, в данном масштабе при применении различных методов различия в графиках не прослеживаются – методы 1-5 дают приблизительно один результат.

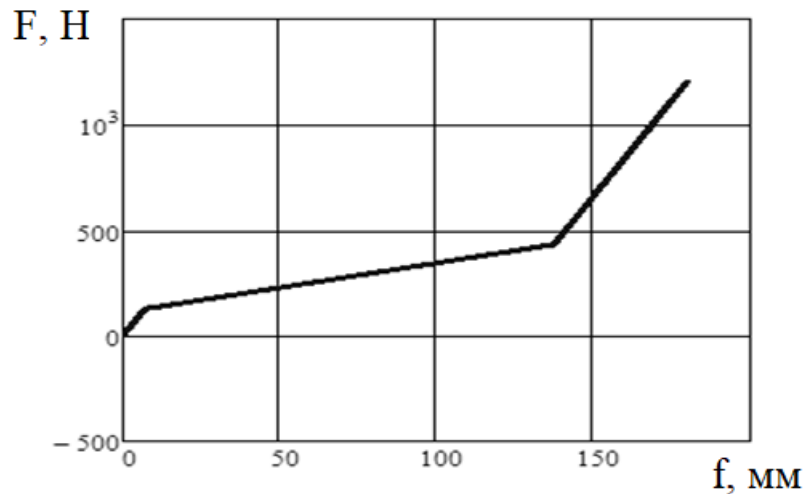


Рисунок 2.3 – Зависимости, построенные при применении исследуемых методов

Рассмотрим графики, полученные при применении методов 1-5, в окрестностях точек f_1 и f_2 (рисунок 2.4).

На рисунке 2.4 а,б номера кривых соответствуют обозначению методов (1-5). Из данных рисунков видно, что методы 1,2,5 обеспечивают наиболее близкое соответствие кусочно-линейной функции (2.1). В реальности же рабочая характеристика упругого элемента не имеет угловых точек в окрестностях точек f_1, f_2 ,

как показано на рисунке 2.1, функция имеет скругления. Методы 3,4 обеспечивают гладкий переход между участками кусочно-линейной функции. Однако, как было отмечено выше, использование метода 3 требует вычисления интегральной функции Лапласа, что приводит к определенным недостаткам, связанным с увеличением сложности расчетов, требований к вычислительной мощности компьютера и времени интегрирования дифференциальных уравнений.

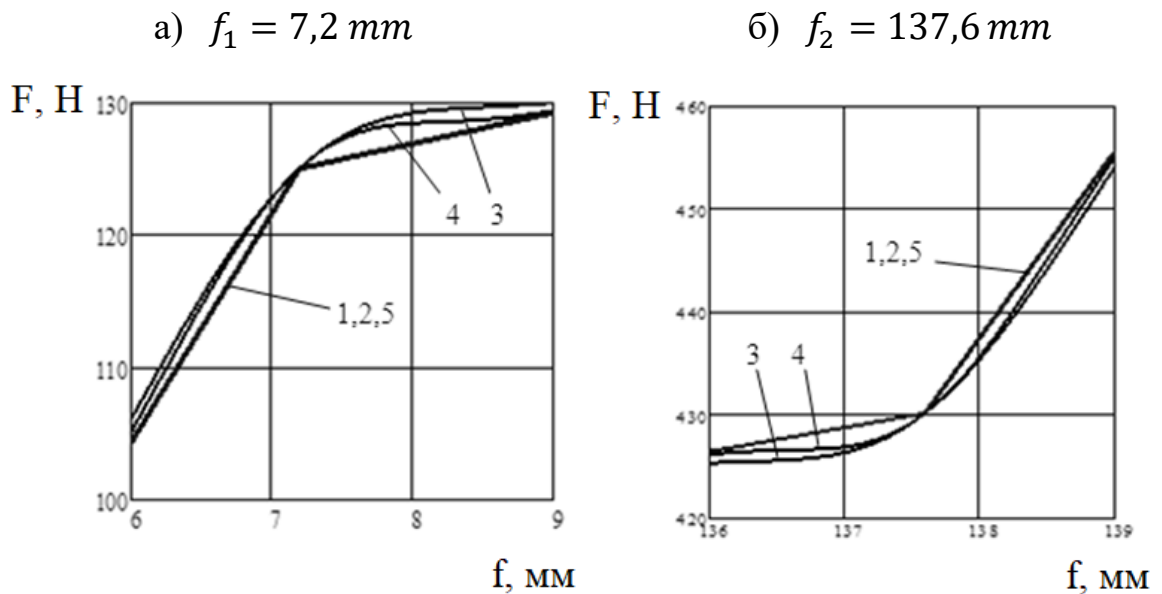


Рисунок 2.4 – Аппроксимации функции методами 1-5 в окрестностях угловых точек f_1, f_2

Кроме того, как видно из рисунка 2.5, отклонение полученной по методу 3 зависимости от реальной характеристики жесткости упругого элемента подвески в местах перехода на прямолинейные участки является существенным.

Можно утверждать, что для инженерных расчетов целесообразным представляется использование метода 4 (метод вложенных синусоидальных функций). Данный метод обеспечивает гладкий переход (рисунок 2.4) между участками ку-

сочно-линейной аппроксимации и быстрый выход аппроксимирующей функции на прямолинейные участки (рисунок 2.5).

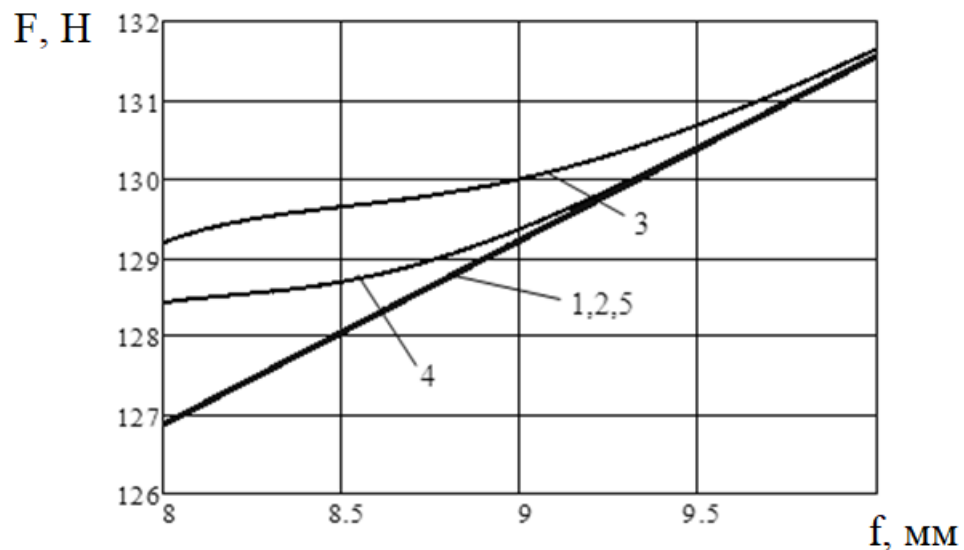


Рисунок 2.5 – Аппроксимации с использованием методов 1-5 при переходе на прямолинейные участки

Наряду с известными методами 1,2, новый предложенный метод 5 показывает хорошее приближение кусочно-линейной зависимости (рисунок 2.4). Данный метод по сравнению с методами 3,4 хуже сглаживает функцию в окрестностях точек перехода между прямолинейными участками, однако, имеет достаточно простое аналитическое выражение, является достаточно простым в использовании и также может применяться в инженерных задачах при аппроксимации нелинейной рабочей характеристики упругого элемента подвески транспортного средства. В дальнейшем в работе используется метод 1, поскольку он основан на использовании стандартной тригонометрической функции и обеспечиваемая им точность аппроксимации является достаточной для поставленных задач. На основе этого метода разработан функциональный аналог упругого элемента подвески ТС, включающий нелинейную рабочую характеристику и ее математическое описание.

Отметим также, что путем изменения значения параметра N (а также путем изменения числа вложений при использовании метода вложенных синусоидальных функций) можно добиться в наибольшей степени удовлетворяющего поставленным условиям проводимых исследований результата. Рассмотренные в данном подразделе методы являются универсальными, могут быть применены для исследований широкого многообразия и чисто математических, и прикладных инженерных задач в различных областях науки и техники [84].

2.2 Разработка функционального аналога регулируемого амортизатора

Как было указано ранее, под регулируемым понимают частный случай адаптивного амортизатора, рабочие характеристики которого можно менять в процессе движения автомобиля в зависимости от дорожных условий. Для примера рассмотрим регулируемый амортизатор, характеризующийся 3-мя режимами работы (Sport, Normal, Comfort). На рисунке 2.6 представлено типовое семейство рабочих характеристик такого амортизатора как функция f силы F_d , действующей на шток амортизатора, в зависимости от скорости перемещения штока \dot{f}_d и управляющего воздействия $u = u_i, i = 1, 2, 3$:

$$F_d = f(\dot{f}_d, u). \quad (2.12)$$

С помощью рассмотренных методов аппроксимации возможно разработать функциональный аналог регулируемого амортизатора, включающий совокупность нелинейных рабочих характеристик и их математическое описание. Аналогично методу, представленному в главе 2.1, рассмотрим кусочно-линейную аппроксимацию одной из рабочих характеристик регулируемого амортизатора подвески автомобиля непрерывной функцией переменной структуры (рисунок 2.7):

$$F_d(\dot{f}_d) = \begin{cases} k_1 \dot{f}_d + b, & \text{при } \dot{f}_d \in [\dot{f}_1; \dot{f}_2), \\ k_2 \dot{f}_d, & \text{при } \dot{f}_d \in [\dot{f}_2; \dot{f}_3), \\ k_3 \dot{f}_d + c, & \text{при } \dot{f}_d \in [\dot{f}_3; \dot{f}_4]. \end{cases} \quad (2.13)$$

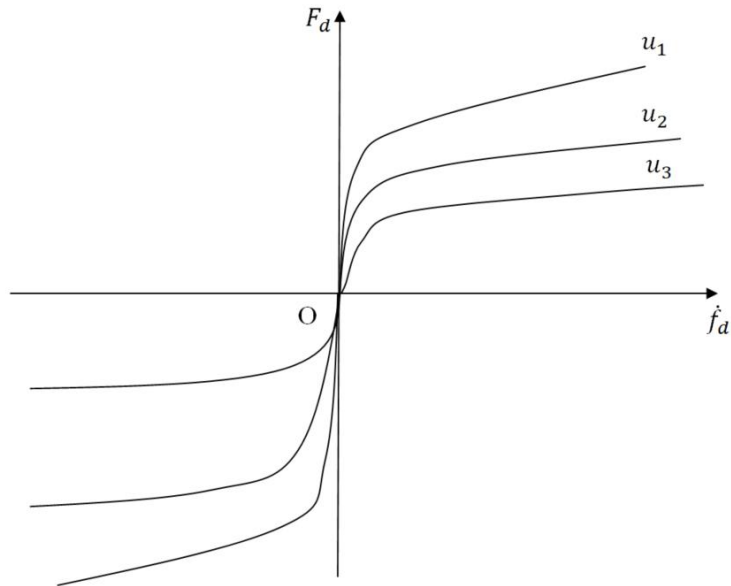


Рисунок 2.6 – Типовое семейство рабочих характеристик регулируемого амортизатора подвески автомобиля

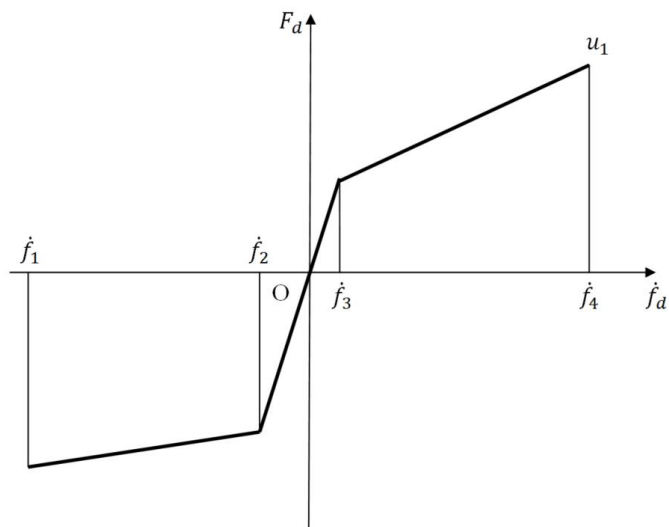


Рисунок 2.7 – Кусочно-линейная аппроксимация одной из рабочих характеристик регулируемого амортизатора

Используя аппроксимацию функции Хевисайда функцией арктангенса, получим аналитическое выражение для рабочей характеристики амортизатора. После подобной аппроксимации всех рабочих характеристик математическое описание регулируемого амортизатора можно представить в виде:

$$F_d(\dot{f}_d) = \begin{cases} \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_1)) \cdot \chi(N(\dot{f}_2 - \dot{f})) \cdot (k_1\dot{f} + b) + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_2)) \cdot \chi(N(\dot{f}_3 - \dot{f})) \cdot k_2\dot{f} + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_3)) \cdot \chi(N(\dot{f}_4 - \dot{f})) \cdot (k_3\dot{f} + c), & \text{при } u = u_1. \\ \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_4)) \cdot \chi(N(\dot{f}_5 - \dot{f})) \cdot (k_4\dot{f} + d) + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_5)) \cdot \chi(N(\dot{f}_6 - \dot{f})) \cdot k_5\dot{f} + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_6)) \cdot \chi(N(\dot{f}_7 - \dot{f})) \cdot (k_6\dot{f} + e), & \text{при } u = u_2. \\ \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_8)) \cdot \chi(N(\dot{f}_9 - \dot{f})) \cdot (k_7\dot{f} + g) + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_9)) \cdot \chi(N(\dot{f}_{10} - \dot{f})) \cdot k_8\dot{f} + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_{10})) \cdot \chi(N(\dot{f}_{11} - \dot{f})) \cdot (k_9\dot{f} + h), & \text{при } u = u_3, \end{cases} \quad (2.14)$$

где $\chi(\dot{f}) = 0,5 + \pi^{-1} \cdot \arctg \dot{f}$, $N \in \mathbb{R}$, $k_1 \dots k_9$ – коэффициенты наклона аппроксимирующих прямых, b, c, d, e, g, h – коэффициенты сдвига аппроксимирующих прямых.

2.3 Расчетная схема транспортного средства с регулируемой подвеской

Число возможных перемещений подрессоренной массы автомобиля в общем случае определяются шестью степенями свободы: тремя линейными и тремя угловыми обобщенными координатами. В реальных условиях число степеней свободы значительно уменьшается. Направляющими элементами подвески в значительной мере устраняются колебания вдоль вертикальной оси. Этими же элементами угловые колебания относительно вертикальной оси и линейные колеба-

ния относительно поперечной оси сводятся к минимуму [83]. На практике такие колебания могут возникнуть лишь за счет бокового проскальзывания и боковой податливости шин. Таким образом, можно считать, что подрессоренная масса транспортного средства совершает, в основном, вертикальные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания. При симметричной относительно поперечной оси системе подрессоривания продольно-угловые и поперечно-угловые колебания становятся независимыми.

При составлении расчетной схемы движения ТС с регулируемой подвеской рассматривается плоское прямолинейное движение переднеприводного двухосного автомобиля. При разработке расчетной схемы были приняты следующие допущения:

- движение плоское (в поперечной плоскости движение отсутствует), другими словами, высота неровностей дороги под левыми и правыми бортами одинаковая и перемещение неподрессоренных масс происходит только перпендикулярно плоскости дороги и в продольном направлении вместе с подрессоренной массой;
- в данной работе исследуются ТС – легковые автомобили среднего класса сегмента В длиной до 4,2 м;
- рассматриваются переднеприводные автомобили;
- не учитывается диссипация энергии в пружинах подвески, сайлентблоках и т.п.;
- не учитывается деформация сайлентблоков и подобных элементов подвески.

Подчеркнем, что для автомобилей с пружинной подвеской подобные допущения общеприняты [90, 83].

Разработка расчетной схемы транспортного средства базируется на использовании методической концепции, предложенной Умняшкиным В.А., Филькиным

Н.М. и Музафаровым Р.С. [90]. Вместе с тем, как будет показано ниже, разработанная расчетная схема существенно отличается от приведенной в работе [90].

На рисунке 2.8 представлена разработанная расчетная схема автомобиля. На рисунке введены следующие обозначения:

XOZ – прямоугольная декартова система координат с началом в центре масс автомобиля. Ось OZ системы координат перпендикулярна плоскости дороги. Ось OX – направление продольного перемещения автомобиля со скоростью V . Подвесная масса M_{Π} . J_{ϑ} – момент инерции M_{Π} относительно оси, перпендикулярно плоскости XOZ, проходящей через центр масс автомобиля. G_M – вес автомобиля. M_1, M_2 – неподрессоренные массы на передней и задней осях автомобиля соответственно. $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя. J_1 – момент инерции колес передней оси, J_2 – момент инерции колес задней оси.

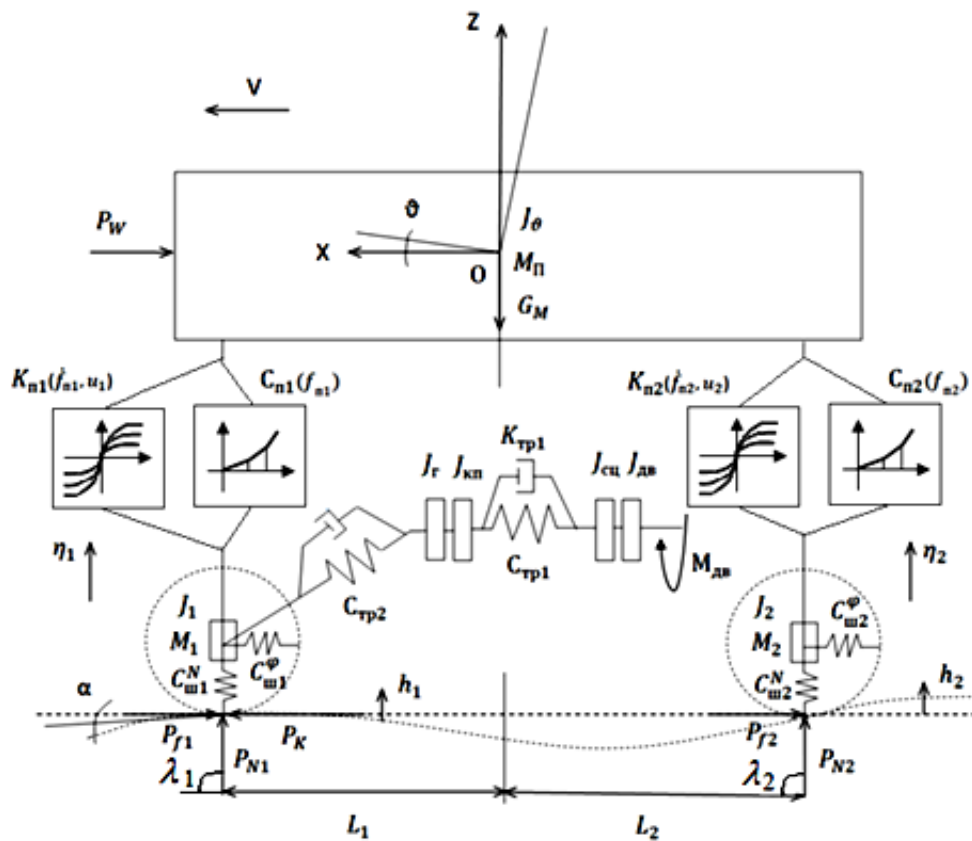


Рисунок 2.8 – Расчетная схема транспортного средства

Рассмотрим следующие участки трансмиссии [88, 90]. Выделим как первый участок детали двигателя, ведущие детали муфты сцепления, маховика. Обозначим момент инерции на данном участке как $J_{дв}$. Момент инерции ведомых деталей муфты сцепления обозначим как $J_{сц}$. Следующим участком выделим детали от входного вала коробки передач до синхронизатора включенной передачи. Тогда момент инерции на данном участке обозначим $J_{кп}$. Затем, введем момент инерции $J_{г}$ на участке от синхронизатора включенной передачи до ведущих колес автомобиля. $C_{п1}(f_{п1}), C_{п2}(f_{п2})$ – нелинейные рабочие характеристики упругих элементов передней и задней подвесок соответственно. u_1, u_2 – управляющие воздействия на передний и задний адаптивные диссипативные элементы соответственно. $K_{п1}(\dot{f}_{п1}, u_1), K_{п2}(\dot{f}_{п2}, u_2)$ – нелинейные рабочие характеристики регулируемых амортизаторов передней и задней подвесок соответственно. $C_{тр1}, C_{тр2}$ – коэффициенты жесткости 1-го и 2-го участков трансмиссии, $K_{тр1}, K_{тр2}$ – коэффициенты демпфирования 1-го и 2-го участков трансмиссии. $C_{ш1}^N, C_{ш2}^N$ – коэффициенты нормальной жесткости шин колес передней и задней осей соответственно. $C_{ш1}^\varphi, C_{ш2}^\varphi$ – коэффициенты угловой жесткостей шин колес передней и задней осей соответственно. ϑ – угол поворота подрессоренной массы в плоскости XOZ . α – угол подъема (спуска) при движении автомобиля. η_1, η_2 – вертикальные перемещения масс M_1, M_2 соответственно. L_1, L_2 – расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней осей соответственно. h_1, h_2 – высота неровностей дорожного покрытия под передними и задними колесами соответственно. P_{f1}, P_{f2} – силы сопротивления качению колес передней и задней осей соответственно. P_K – сила тяги ведущих колес. ; P_{N1}, P_{N2} – нормальные реакции передних и задних колес, направленные под углами λ_1, λ_2 соответственно, определяемыми дорожным профилем. P_W – сила сопротивления воздуха.

2.4 Составление математической модели движения транспортного средства с регулируемой подвеской

В соответствии с составленной расчетной схемой, а также учитывая описанные выше принятые допущения, исследуемая система имеет десять степеней свободы. Таким образом, для однозначного определения положения ТС во время движения необходимо десять обобщенных координат. В качестве обобщенных координат выберем следующие независимые между собой переменные: X – продольное перемещение автомобиля; Z – вертикальное перемещение подрессоренной массы; ϑ – угол поворота подрессоренной массы в плоскости XOZ ; η_1, η_2 – вертикальные перемещения масс M_1, M_2 соответственно. С учетом рассмотренных выше участков, введем обозначения углов поворота деталей трансмиссии [90]: $\varphi_{дв}$ – угол поворота вала двигателя; $\varphi_{сц}$ – угол поворота ведомых деталей муфты сцепления; $\varphi_{кп}$ – угол поворота деталей коробки передач от входного вала до синхронизатора передачи; $\varphi_{т}$ – угол поворота деталей трансмиссии от синхронизатора передачи до ведущих колес автомобиля и полуосей; $\varphi_{к1}$ – угол поворота обода ведущего колеса.

Составление математической модели движения автомобиля проведем, используя уравнения Лагранжа второго рода [23]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} = Q_k, \quad (2.15)$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная функция Рэлея, характеризующая скорость рассеяния механической энергии; Q_k – обобщенная сила, соответствующая k -ой обобщенной координате q_k ; \dot{q}_k – скорость изменения k -ой обобщенной координаты.

Выражение для кинетической энергии записывается следующим образом:

$$T = \sum_{i=1}^{10} T_{q_i} = 0,5(M_{\Pi} + M_1 + M_2)\dot{X}^2 + 0,5M_{\Pi}\dot{Z}^2 + 0,5M_1\dot{\eta}_1^2 + 0,5M_2\dot{\eta}_2^2 + 0,5J_{\theta}\dot{\theta}^2 + 0,5J_{\text{дв}}\dot{\phi}_{\text{дв}}^2 + 0,5J_{\text{сц}}\dot{\phi}_{\text{сц}}^2 + 0,5J_{\text{кп}}\dot{\phi}_{\text{кп}}^2 + 0,5J_{\Gamma}\dot{\phi}_{\Gamma}^2 + 0,5J_{\text{к2}}\dot{\phi}_{\text{к2}}^2 \quad (2.16)$$

Потенциальная энергия может быть разложена на несколько составляющих:

1. Потенциальная энергия автомобиля при движении на спуск (подъем), определяемый углом α .

$$P_h = (M_{\Pi} + M_1 + M_2)gX\sin\alpha,$$

g – ускорение свободного падения.

Потенциальная энергия двух упругих участков трансмиссии, накапливаемая при закручивании элементов трансмиссии на некоторый угол при передаче крутящего момента от двигателя к ведущим колесам [102], найдется по формулам:

$$P_{\text{тр1}} = 0,5C_{\text{тр1}}(\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{кп}})^2,$$

$$P_{\text{тр2}} = 0,5C_{\text{тр2}}(\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\text{к1}}i_0)^2,$$

где i_0 – передаточное отношение главной передачи.

Общая потенциальная энергия трансмиссии может быть записана в виде:

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр1}} + P_{\text{тр2}}.$$

2. При движении автомобиля шины ведущих колес закручиваются. Происходит накапливание потенциальной энергии:

$$P_{\text{к1}} = 0,5C_{\text{к1}}^{\varphi}\left(\varphi_{\text{к1}} - \frac{X}{r_{\text{к1}}}\right)^2,$$

где $r_{\text{к1}}$ – радиус качения ведущих колес.

3. Деформация упругих элементов передней и задней подвесок определяется как:

$$f_{\text{п1}} = Z + L_1 \text{tg}\vartheta - \eta_1,$$

$$f_{\pi 2} = Z - L_2 \operatorname{tg} \vartheta - \eta_2.$$

Потенциальная энергия запишется в следующем виде:

$$\Pi_{\pi 1} = \int_0^{f_{\pi 1 \tau}} C_{\pi 1}(f_{\pi 1}(Z, \vartheta, \eta_1)) df_{\pi 1},$$

$$\Pi_{\pi 2} = \int_0^{f_{\pi 2 \tau}} C_{\pi 2}(f_{\pi 2}(Z, \vartheta, \eta_2)) df_{\pi 2},$$

где $f_{\pi 1 \tau}$, $f_{\pi 2 \tau}$ – текущая деформация упругих элементов передней и задней подвесок соответственно.

4. При движении по неровностям происходит деформация упругих элементов подвески вследствие деформации шин [103, 105]. Деформация происходит с силами:

$$P_{\pi 1} = C_{\text{ш}1}^N (\eta_1 - h_1),$$

$$P_{\pi 2} = C_{\text{ш}2}^N (\eta_2 - h_2).$$

Тогда суммарная потенциальная энергия подвесок (передней и задней) может быть записана в виде:

$$\Pi_{\pi} = \sum_{i=1}^2 \Pi_{\pi i} + (0.5 C_{\text{ш}i}^N (\eta_i - h_i)^2).$$

Общая потенциальная энергия транспортного средства:

$$\Pi = \Pi_h + \Pi_{\text{тр}} + \Pi_{\text{к}1} + \Pi_{\pi}. \quad (2.17)$$

Диссипативная функция Φ состоит из энергий, связанных с силами демпфирования. Диссипативная функция для двух участков трансмиссии запишется как [17, 18]:

$$\Phi_{\text{тр}} = \Phi_{\text{тр}1} + \Phi_{\text{тр}2},$$

где

$$\Phi_{\text{тр1}} = 0.5K_{\text{тр1}}(\dot{\varphi}_{\text{сц}} - \dot{\varphi}_{\text{кп}})^2,$$

$$\Phi_{\text{тр2}} = 0.5K_{\text{тр2}}(\dot{\varphi}_{\text{г}} - \dot{\varphi}_{\text{к1}} i_0)^2.$$

Диссипативная функция для передней и задней подвесок с адаптивными амортизаторами запишется в виде:

$$\Phi_{\text{п1}} = \int_0^{\dot{f}_{\text{п1т}}} K_{\text{п1}}(\dot{f}_{\text{п1}}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_1), u_1) d\dot{f}_{\text{п1}},$$

$$\Phi_{\text{п2}} = \int_0^{\dot{f}_{\text{п2т}}} K_{\text{п2}}(\dot{f}_{\text{п2}}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_2), u_2) d\dot{f}_{\text{п2}},$$

где $\dot{f}_{\text{п1т}}$, $\dot{f}_{\text{п2т}}$ - текущая скорость перемещения штока передних и задних амортизаторов соответственно.

Тогда получим:

$$\Phi_{\text{п}} = \Phi_{\text{п1}} + \Phi_{\text{п2}}.$$

Найдем общую диссипативную функцию для рассматриваемой системы:

$$\Phi = \Phi_{\text{тр}} + \Phi_{\text{п}}. \quad (2.18)$$

Рассмотрим теперь обобщенные силы, действующие по соответствующим координатам:

1. Обобщенные силы, действующие в направлении координаты X:

$$Q_X = P_K - P_{f1} - P_{f2} - P_w.$$

2. В направлении координаты Z действуют силы сухого трения в подвесках [62,63], являющиеся практически постоянными по величине (определяются экспериментально, либо по эмпирическим зависимостям), а их направление определяется направлением перемещения неподрессоренных масс [90]:

$$Q_z = \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{ТР}} + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{ТР}},$$

где $P_{\Pi 1}^{\text{ТР}}$, $P_{\Pi 2}^{\text{ТР}}$ – силы сухого трения в передней и задней подвесках соответственно.

Обобщенные силы по координатам перемещения неподрессоренных масс отсутствуют:

$$3. \quad Q_{\eta_1} = 0.$$

$$4. \quad Q_{\eta_2} = 0.$$

5. Обобщенная сила Q_{ϑ} представляет собой сумму моментов сил сухого трения в подвесках:

$$Q_{\vartheta} = \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{ТР}} L_1 + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{ТР}} L_2.$$

Отметим, что функция $\text{sign}()$ может быть представлена в аналитическом виде путем использования методов аппроксимации, рассмотренных ранее.

6. В процессе буксования муфты сцепления при ее включении крутящий момент может быть вычислен по одной из эмпирических формул. Пример формулы изменения крутящего момента по линейному закону [88] может быть записан в виде:

$$M_{\text{сц}} = \begin{cases} 0, & \text{при } t \leq t_0^{\text{ВКЛ}} \\ \frac{\Omega_{\text{сц}} M_{\text{max}} (t - t_0^{\text{ВКЛ}})}{\Delta t_{\text{сц}}^{\text{ВКЛ}}}, & \text{при } t_0^{\text{ВКЛ}} < t < t_0^{\text{ВКЛ}} + \Delta t_{\text{сц}}^{\text{ВКЛ}} \\ \Omega_{\text{сц}} M_{\text{max}}, & \text{при } t \geq t_0^{\text{ВКЛ}} + \Delta t_{\text{сц}}^{\text{ВКЛ}}, \end{cases}$$

где $\Omega_{\text{сц}}$ – коэффициент запаса сцепления; M_{max} – максимальный момент двигателя; $t_0^{\text{ВКЛ}}$ – время начала включения муфты сцепления; $\Delta t_{\text{сц}}^{\text{ВКЛ}}$ – продолжительность включения муфты сцепления.

Таким образом, при движении автомобиля с буксующим сцеплением запишем:

$$Q_{\varphi_{дв}} = M_{дв} - M_{сц}.$$

7. В соответствии с разработанной физической моделью движения ТС необходимо учитывать потери части крутящего момента на трение на двух участках трансмиссии. Потери на каждом участке зависят от скоростного (частоты вращения деталей) и нагрузочного (величина передаваемого момента) режимов работы, определяются экспериментально или по эмпирическим зависимостям [47, 88]. Обозначим потери через $M_{тр1}$ и $M_{тр2}$. Тогда в случае движения с буксующей муфтой сцепления имеем:

$$Q_{\varphi_{сц}} = M_{сц} - M_{тр1},$$

а в случае движения с заблокированной муфтой получим:

$$Q_{\varphi_{дв}} = Q_{\varphi_{сц}} = -M_{тр1}.$$

8. Крутящий момент в коробке передач при переключении может быть определен по эмпирической формуле, либо взят из статистических данных испытаний [90]. Данный крутящий момент, выравнивающий $\dot{\varphi}_{кп}$ и $\dot{\varphi}_{г}$, обозначим как $M_{сх}$. Тогда в режиме переключения передач найдем:

$$Q_{\varphi_{кп}} = -\frac{M_{сх} \operatorname{sign}\left(\frac{\dot{\varphi}_{кп}}{i_k} - \dot{\varphi}_{г}\right)}{i_k},$$

i_k – передаточное число включаемой передачи.

9. Обобщенная сила по соответствующей приведенной массе $J_{г}$ при переключении передач определяется как

$$Q_{\varphi_{кп}} = -M_{сх} \operatorname{sign}\left(\frac{\dot{\varphi}_{кп}}{i_k} - \dot{\varphi}_{г}\right) - M_{тр2}.$$

При других режимах движения массы $J_{г}$ и $J_{кп}$ можно заменить массой с моментом инерции $J_{кп} i_k^2 + J_{г}$, и соответствующая обобщенная сила имеет вид:

$$Q_{\varphi_{кп} + \varphi_{г}} = -M_{тр2}.$$

10. По обобщенной координате φ_{k1} обобщенные силы отсутствуют, $Q_{\varphi_{k1}} = 0$.

Сила тяги на ведущих колесах автомобиля определяется крутящим моментом, который развивает двигатель. Характер изменения силы тяги определяется внешними скоростными характеристиками двигателя [14, 50]. Существуют различные эмпирические формулы для определения скоростных характеристик двигателя, либо они могут быть получены экспериментально. Также для вычисления силы тяги на ведущих колесах необходимо учитывать потери на трение в трансмиссии. Значение КПД трансмиссии определяется по выражению [90]:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{н}} \left(1 - \frac{VP_{xx}}{1000N_e} \right),$$

где $\eta_{\text{н}}$ – нагрузочный КПД механической передачи; P_{xx} – потери на трение на холостом ходу, Вт; V – скорость движения автомобиля, м/с; N_e – мощность двигателя, кВт.

Значение нагрузочного КПД механической передачи может быть определено по следующей формуле [90]:

$$\eta_{\text{н}} = 0.985^{K_1} 0.975^{K_2} 0.99^{K_3},$$

где K_1 , K_2 , K_3 – число пар цилиндрических шестерен, число пар конических шестерен и число карданов, передающих момент двигателя на выбранной передаче.

Потери на трение на холостом ходу зависят от скорости движения автомобиля [33]. Зависимость $P_{xx}(V)$ может быть получена экспериментально, либо силу P_{xx} можно определить по эмпирической формуле [90]:

$$P_{xx} = 10^{-4}(20 + 0.9V)G,$$

где G – полный вес автомобиля, Н; V – скорость движения автомобиля, м/с.

Далее, по определенному КПД трансмиссии для заданной скорости движения автомобиля можно найти значение силы тяги [134]:

$$P_k = \frac{\eta_{\text{тр}} M_e i_0 i_k}{r_d},$$

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n_e} [\text{Нм}],$$

где N_e, n_e – текущая мощность и частота вращения коленчатого вала двигателя; i_k – передаточное отношение k -ой передачи; r_d – динамический радиус колеса.

Сила сопротивления качению связана с трением шин о дорожное покрытие и с их деформацией [68]. Для случая двухосного автомобиля имеем:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = f_1 G_1 + f_2 G_2,$$

где G_1, G_2 – вес автомобиля на передней и задней осях соответственно, в Н; f_1, f_2 – коэффициенты сопротивления качению для передней и задней осей соответственно.

В соответствии с целями данной работы значение коэффициентов сопротивления качению для передней и задней осей можно принять одинаковыми и равными f . Тогда можно применить эмпирическую формулу для определения f :

$$f = f_0 (1 + 6.5 \cdot 10^{-4} V^2),$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению, определенный для конкретного дорожного покрытия при движении автомобиля с небольшой скоростью (менее 50 км/ч \approx 14 м/с). Полагаем, что автомобиль движется по асфальтобетонному покрытию, находящемуся в удовлетворительном состоянии. Для такого покрытия значение $f_0 = 0.018 \div 0.020$.

Сила P_w сопротивления воздуха состоит из силы давления встречного потока воздуха, силы разрежения за автомобилем и силы трения воздуха о поверхность автомобиля [69]. Значение P_w может быть определено по следующей формуле:

$$P_w = F_w K_w V^2,$$

где F_w – лобовая площадь автомобиля (площадь проекции автомобиля на поперечную плоскость); K_w – коэффициент сопротивления воздуха. Для приближенных расчетов можно использовать следующие значения: $F_w = 1.6 \div 2.8$ (м²) и $K_w = 0.2 \div 0.35$ (кг/м³).

Как видно из выражения для кинетической энергии, она не зависит от обобщенных координат, т.е. $\frac{\partial T}{\partial q_k} = 0$. С учетом этого, уравнение Лагранжа второго рода (2.15) по значениям потенциальной и кинетической энергий, диссипативной функции и введенным обобщенным силам позволяет записать системы дифференциальных уравнений для различных режимов движения ТС.

Математическая модель является многоструктурной, т.е. каждый режим движения описывается отдельной системой дифференциальных уравнений.

Система дифференциальных уравнений, описывающая процесс трогания ТС с места имеет вид (2.19). Системой (2.19) описывается промежуток времени, когда муфта сцепления буксует, следовательно, ТС стоит на месте.

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{X} = 0, \\ \ddot{Z} = 0, \\ \ddot{\vartheta} = 0, \\ \ddot{\eta}_1 = 0, \\ \ddot{\eta}_2 = 0, \\ J_{\text{дв}} \ddot{\varphi}_{\text{дв}} + M_{\text{сц}} - M_{\text{дв}} = 0, \\ J_{\text{сц}} \ddot{\varphi}_{\text{сц}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{сц}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{сц}}} + M_{\text{тр1}} - M_{\text{сц}} = 0, \\ (J_{\text{кп}} i_k^2 + J_{\Gamma}) \ddot{\varphi}_{\Gamma} + \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{кп}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{кп}}} \right) i_k + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\Gamma}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\Gamma}} + M_{\text{тр2}} = 0, \\ \ddot{\varphi}_{\text{кп}} = \ddot{\varphi}_{\Gamma} i_k, \\ J_{\text{к1}} \ddot{\varphi}_{\text{к1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{к1}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{к1}}} = 0, \\ q_i(0) = q_i^0, \dot{q}_i(0) = \dot{q}_i^0, i = \overline{1, 10}. \end{array} \right. \quad (2.19)$$

Крутящий момент, подводимый к передним колесам, при этом меньше, чем момент сопротивления движению, то есть пока выполняется неравенство

$$-\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{k1}} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{k1}} \leq M_{\text{сопр}}, \quad (2.20)$$

$$M_{\text{сопр}} = (P_{f1} + P_{f2} + P_w + M_m g \sin \alpha) r_{k1}.$$

Когда неравенство (2.20) перестает выполняться, начинается режим разгона ТС с буксующей муфтой сцепления. Соответствующая система дифференциальных уравнений имеет вид (2.21).

$$\left\{ \begin{array}{l} M_m \ddot{X} + \frac{\partial \Pi}{\partial X} + P_{f1} + P_{f2} + P_w - P_k = 0, \\ M_n \ddot{Z} + \frac{\partial \Pi}{\partial Z} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{Z}} + \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} + \\ \quad + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} = 0, \\ J_{\vartheta} \ddot{\vartheta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \vartheta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\vartheta}} + \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} L_1 + \\ \quad + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} L_1 = 0, \\ M_1 \ddot{\eta}_1 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_1} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\eta}_1} = 0, \\ M_2 \ddot{\eta}_2 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\eta}_2} = 0, \\ J_{\text{дв}} \ddot{\varphi}_{\text{дв}} + M_{\text{сц}} - M_{\text{дв}} = 0, \\ J_{\text{сц}} \ddot{\varphi}_{\text{сц}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{сц}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{сц}}} + M_{\text{тр1}} - M_{\text{сц}} = 0, \\ (J_{\text{кп}} i_k^2 + J_{\Gamma}) \ddot{\varphi}_{\Gamma} + \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{кп}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{кп}}} \right) i_k + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\Gamma}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\Gamma}} + M_{\text{тр2}} = 0, \\ \quad \ddot{\varphi}_{\text{кп}} = \ddot{\varphi}_{\Gamma} i_k, \\ J_{\text{к1}} \ddot{\varphi}_{\text{к1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{к1}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{к1}}} = 0, \\ q_i(0) = q_i^0, \dot{q}_i(0) = \dot{q}_i^0, i = \overline{1, 10}. \end{array} \right. \quad (2.21)$$

Следующий режим – движение с заблокированной муфтой сцепления начинается при условии выполнения равенства $\varphi_{дв} = \varphi_{сц}$, что соответствует выравниванию частот вращения ведущих и ведомых деталей муфты сцепления. Система уравнений записывается в виде (2.22).

$$\left\{ \begin{array}{l}
 M_M \ddot{X} + \frac{\partial \Pi}{\partial X} + P_{f1} + P_{f2} + P_w - P_k = 0, \\
 M_{\Pi} \ddot{Z} + \frac{\partial \Pi}{\partial Z} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{Z}} + \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} + \\
 \quad + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} = 0, \\
 J_{\vartheta} \ddot{\vartheta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \vartheta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\vartheta}} + \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} L_1 + \\
 \quad + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} L_2 = 0, \\
 M_1 \ddot{\eta}_1 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_1} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\eta}_1} = 0, \\
 M_2 \ddot{\eta}_2 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\eta}_2} = 0, \\
 (J_{дв} + J_{сц}) \ddot{\varphi}_{дв} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{сц}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{сц}} + M_{\text{тр}1} - M_{дв} = 0, \\
 \quad \dot{\varphi}_{сц} = \dot{\varphi}_{дв}, \\
 (J_{кп} i_k^2 + J_{\Gamma}) \ddot{\varphi}_{\Gamma} + \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{кп}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{кп}} \right) i_k + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\Gamma}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\Gamma}} + M_{\text{тр}2} = 0, \\
 \quad \dot{\varphi}_{кп} = \dot{\varphi}_{\Gamma} i_k, \\
 J_{к1} \ddot{\varphi}_{к1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{к1}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{к1}} = 0, \\
 q_i(0) = q_i^0, \dot{q}_i(0) = \dot{q}_i^0, i = \overline{1, 10}.
 \end{array} \right. \quad (2.22)$$

Для записи системы уравнений, описывающих режим движения ТС при переключении передач, необходимо описать положение обобщенных координат $\varphi_{кп}$ и φ_{Γ} . Соответствующая система записана под номером (2.23).

$$\left\{ \begin{array}{l}
M_m \ddot{X} + \frac{\partial \Pi}{\partial X} + P_{f1} + P_{f2} + P_w - P_k = 0, \\
M_{\Pi} \ddot{Z} + \frac{\partial \Pi}{\partial Z} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{Z}} + \text{sign}(Z + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} + \\
+ \text{sign}(Z - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} = 0, \\
J_{\vartheta} \ddot{\vartheta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \vartheta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\vartheta}} + \text{sign}(Z + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} L_1 + \\
+ \text{sign}(Z - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} L_1 = 0, \\
M_1 \ddot{\eta}_1 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_1} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\eta}_1} = 0, \\
M_2 \ddot{\eta}_2 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\eta}_2} = 0, \\
J_{\text{ДВ}} \ddot{\varphi}_{\text{ДВ}} + M_{\text{СЦ}} - M_{\text{ДВ}} = 0, \\
J_{\text{СЦ}} \ddot{\varphi}_{\text{СЦ}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{СЦ}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{СЦ}}} + M_{\text{ТР1}} - M_{\text{СЦ}} = 0, \\
J_{\text{КП}} \ddot{\varphi}_{\text{КП}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{КП}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{КП}}} + \frac{M_{\text{СХ}} \text{sign}(\dot{\varphi}_{\text{КП}} / i_k - \dot{\varphi}_{\Gamma})}{i_k} = 0, \\
J_{\Gamma} \ddot{\varphi}_{\Gamma} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\Gamma}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\Gamma}} + M_{\text{ТР2}} - M_{\text{СХ}} \text{sign}(\dot{\varphi}_{\text{КП}} / i_k - \dot{\varphi}_{\Gamma}) = 0, \\
J_{\text{К1}} \ddot{\varphi}_{\text{К1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{К1}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_{\text{К1}}} = 0, \\
q_i(0) = q_i^0, \dot{q}_i(0) = \dot{q}_i^0, i = \overline{1, 10}.
\end{array} \right. \quad (2.23)$$

В рамках исследования наибольший интерес для анализа представляет режим движения автомобиля с заблокированной муфтой сцепления. Для использования в математической модели движения автомобиля разработанных математических моделей упругих элементов и регулируемых амортизаторов необходимо вычислить частные производные потенциальной энергии Π и диссипативной функции Φ системы по обобщенным координатам и скоростям соответственно. Рассмотрим вычисление частной производной слагаемых потенциальной энергии

системы, связанных с упругими элементами подвесок, по обобщенным координатам:

$$\frac{\partial(\Pi_{п1} + \Pi_{п2})}{\partial q} = \frac{\partial \int_0^{f_{п1}} C_{п1}(f_{п1}(Z, \vartheta, \eta_1)) df_{п1}}{\partial q} + \frac{\partial \int_0^{f_{п2}} C_{п2}(f_{п2}(Z, \vartheta, \eta_2)) df_{п2}}{\partial q}.$$

Деформация упругих элементов $C_{п1}$, $C_{п2}$ есть функция вертикального перемещения подрессоренной массы Z , угла поворота подрессоренной массы ϑ и вертикальных перемещений неподдресоренных масс η_1 , η_2 . Найдем

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\Pi_{п1} + \Pi_{п2})}{\partial Z} &= \frac{\partial \int_0^{f_{п1}} C_{п1}(f_{п1}(Z, \vartheta, \eta_1)) df_{п1}}{\partial Z} + \frac{\partial \int_0^{f_{п2}} C_{п2}(f_{п2}(Z, \vartheta, \eta_2)) df_{п2}}{\partial Z} \\ &= \frac{\partial \int_0^{f_{п1}} C_{п1}(f_{п1}(Z, \vartheta, \eta_1)) df_{п1}}{\partial f_{п1}} \cdot \frac{\partial f_{п1}}{\partial Z} + \frac{\partial \int_0^{f_{п2}} C_{п2}(f_{п2}(Z, \vartheta, \eta_2)) df_{п2}}{\partial f_{п2}} \cdot \frac{\partial f_{п2}}{\partial Z}. \end{aligned}$$

Применив теорему о производной интеграла с переменным верхним пределом интегрирования, получим

$$\frac{\partial(\Pi_{п1} + \Pi_{п2})}{\partial Z} = C_{п1}(f_{п1}(Z, \vartheta, \eta_1)) \cdot \frac{\partial f_{п1}}{\partial Z} + C_{п2}(f_{п2}(Z, \vartheta, \eta_2)) \cdot \frac{\partial f_{п2}}{\partial Z}.$$

Аналогично, при дифференцировании по другим обобщенным координатам, получаем

$$\frac{\partial(\Pi_{п1} + \Pi_{п2})}{\partial \vartheta} = C_{п1}(f_{п1}(Z, \vartheta, \eta_1)) \cdot \frac{\partial f_{п1}}{\partial \vartheta} + C_{п2}(f_{п2}(Z, \vartheta, \eta_2)) \cdot \frac{\partial f_{п2}}{\partial \vartheta},$$

$$\frac{\partial(\Pi_{п1} + \Pi_{п2})}{\partial \eta_1} = C_{п1}(f_{п1}(Z, \vartheta, \eta_1)) \cdot \frac{\partial f_{п1}}{\partial \eta_1},$$

$$\frac{\partial(\Pi_{п1} + \Pi_{п2})}{\partial \eta_2} = C_{п2}(f_{п2}(Z, \vartheta, \eta_2)) \cdot \frac{\partial f_{п2}}{\partial \eta_2}.$$

Проведя аналогичные выкладки для вычисления производной диссипативной функции Φ по обобщенным скоростям, получим:

$$\frac{\partial(\Phi_{п1} + \Phi_{п2})}{\partial Z} = K_{п1}(\dot{f}_{п1}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_1), u_1) \cdot \frac{\partial \dot{f}_{п1}}{\partial Z} + K_{п2}(\dot{f}_{п2}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_2), u_2) \cdot \frac{\partial \dot{f}_{п2}}{\partial Z},$$

$$\frac{\partial(\Phi_{п1} + \Phi_{п2})}{\partial\vartheta} = K_{п1}(\dot{f}_{п1}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_1), u_1) \cdot \frac{\partial \dot{f}_{п1}}{\partial\vartheta} + K_{п2}(\dot{f}_{п2}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_2), u_2) \cdot \frac{\partial \dot{f}_{п2}}{\partial\vartheta},$$

$$\frac{\partial(\Phi_{п1} + \Phi_{п2})}{\partial\eta_1} = K_{п1}(\dot{f}_{п1}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_1), u_1) \cdot \frac{\partial \dot{f}_{п1}}{\partial\eta_1},$$

$$\frac{\partial(\Phi_{п1} + \Phi_{п2})}{\partial\eta_2} = K_{п2}(\dot{f}_{п2}(\dot{Z}, \dot{\vartheta}, \dot{\eta}_2), u_2) \cdot \frac{\partial \dot{f}_{п2}}{\partial\eta_2}.$$

Таким образом, можно говорить о большом преимуществе использования разработанных математических моделей упругих элементов и регулируемых амортизаторов – возможности достаточно простого их использования при составлении математических моделей в виде уравнений Лагранжа второго рода.

2.5 Совершенствование трибологических параметров поршня амортизатора

В телескопических амортизаторах форма характеристики сопротивления определяется, как правило, расположенными на поршне клапанами и отверстиями, задающими прогрессивную форму кривой зависимости усилия от скорости перемещения поршня. Такая же характеристика получается, если есть зазор между поршнем и цилиндром. Зазор по своему сечению соответствует постоянному дросселю, аналогичному отверстиям в поршне. В связи с этим зазор между поршнем и стенкой цилиндра часто уплотняют с помощью поршневого кольца, обычно изготовленного из полимерного материала.

Уплотнение поршневого зазора приводит к дополнительным потерям на трение. В то же время, для обеспечения работы подвески транспортного средства на макро- и микропрофиле внутреннее трение в амортизаторе должно быть как можно меньшим. Кроме того, полимерные уплотнительные поршневые кольца стареют и подвергаются интенсивному износу. В результате износа вновь образуется кольцевой зазор, заметно изменяющий характеристику амортизатора, снижа-

ется его усилие сопротивления, увеличивается амплитуда колебаний транспортного средства, что, в конечном счете, приводит к снижению безопасности движения. Поэтому многие фирмы-производители амортизаторов стремятся снизить трибологические потери в сопряжении «поршень-цилиндр». В некоторых конструкциях увеличивают осевые размеры поршня и отказываются от уплотнения. Это мероприятие снижает дросселирование рабочей жидкости через зазор, но одновременно увеличивается масса поршня, появляется риск заклинивания амортизатора. Уменьшение осевых размеров ведет к потере направляющей функции поршня.

Одним из эффективных средств минимизации трибологических потерь в сопряжении «поршень-цилиндр» является профилирование направляющей части поршня. Этот прием чаще всего используют в поршневых машинах – компрессорах и двигателях внутреннего сгорания.

Создание надежной, долговечной и эффективно работающей конструкции поршня телескопического амортизатора является одной из ключевых задач, успешное решение которой во многом определяет перспективы создания самого виброзащитного устройства. Трибосопряжение «поршень – цилиндр» – один из основных источников механических потерь. Снижение потерь мощности на трение, а также улучшение других трибологических параметров может быть достигнуто путем профилирования направляющей части поршня, расчета монтажного зазора между цилиндром и поршнем, и целенаправленным подбором его геометрических соотношений.

Рассмотрим движение профилированного поршня как твердого тела на смазочном слое в пространстве зазора цилиндра амортизатора. На поршень действуют сила штока, возникающая вследствие колебаний автомобиля на дороге и сила давления жидкости, сжимаемой в амортизаторе. Примем, что поршень имеет бочкообразную форму и движется вдоль оси цилиндра на смазочном слое с

некоторой известной скоростью. Тогда в зазоре между поверхностями поршня и цилиндра возникает масляный клин и гидродинамическое давление в смазочном слое, препятствующие перетеканию рабочей жидкости через зазор и выполняющие роль уплотнения. Из известных положений гидродинамической теории смазки возможно произвести расчет гидромеханических характеристик (ГМХ) трибосопряжения: потери мощности на трение; расход смазки через зазор; минимальную за цикл толщину смазочного слоя.

Для решения задачи авторами был использован опыт расчета трибосопряжений «поршень-цилиндр» двигателей внутреннего сгорания.

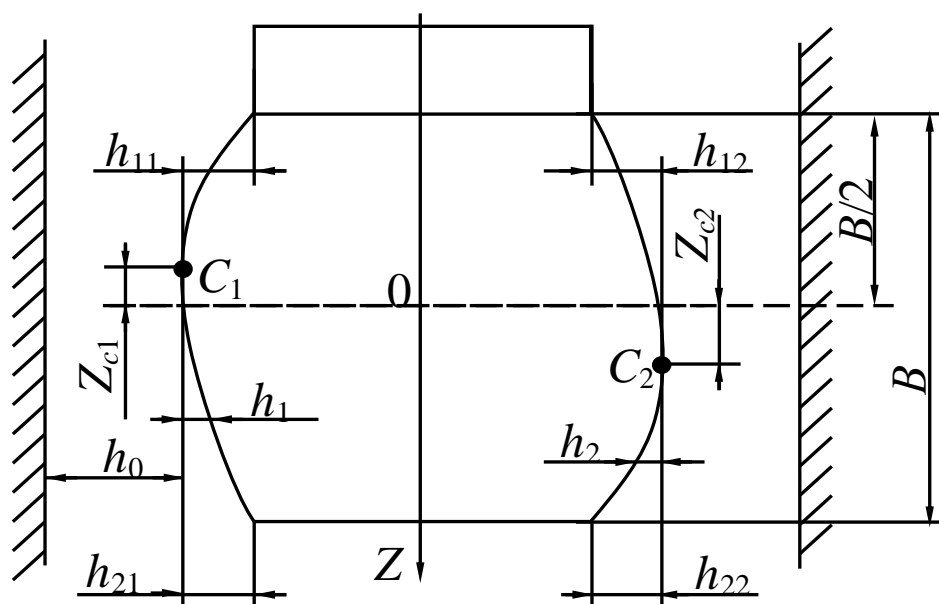


Рисунок 2.9 – Описание осевого профиля поршня

Описание геометрии смазочного слоя предлагается проводить путем аппроксимации формы профиля направляющей части поршня непрерывными функциями. В данном случае представляется удобным описать профиль поршня как параболу с переменной степенью. Для аналитического описания профиля поршня задавались отклонения h_{1i} и h_{2i} профиля от правильной цилиндрической формы на нижнем ($Z = B/2$) и верхнем ($Z = -B/2$) краях поршня и координата Z_{ci} точки C_i

максимального радиуса образующей (рисунок 2.9), $i = 1, 2$ – нагруженная и ненагруженная стороны поршня соответственно. Примем, точка C_i лежит на образующей и в этом месте зазор между поршнем и цилиндром равен характерному зазору в сопряжении при центральном положении поршня h_0 .

Аппроксимация реального профиля поршня параболой может быть представлена как:

$$h_i^* = h_0 k_i (\bar{z} - m_i)^{l_i}, \quad (2.24)$$

где $\bar{z} = Z/R$; $m_i = Z_{ci}/R$; l_i, k_i – безразмерные коэффициенты; R – радиус поршня.

Для определения поля гидродинамических давлений в тонком смазочном слое трибосопряжения жидкостного трения принимаем, что в расчетной системе координат поршень перемещается вдоль оси Z со скоростью поступательного движения w . Течение смазки в радиальной опоре жидкостного трения при поступательном движении поршня может быть описано обобщенным уравнением Рейнольдса для давлений в виде:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + r^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6\mu_p r^2 \left(B_z \frac{\partial h}{\partial Z} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right), \quad (2.25)$$

где $p(\varphi, z)$ – гидродинамическое давление в смазочном слое; μ_p – динамический коэффициент вязкости смазки, соответствующий средней (расчетной) температуре по толщине смазочного слоя T_p ; $B_z = w$.

Уравнение (2.25) обычно записывают в безразмерном виде, используя следующие обозначения: $\psi = h_0 / r$ – относительная характерная толщина смазочного слоя; R – радиус цилиндра; $\bar{\mu}_p = \mu_p / \mu_0$ – безразмерный динамический коэффициент вязкости смазки; μ_0 – характерный динамический коэффициент вязкости смазки; ω_0 – характерная поступательная скорость движения поршня, c^{-1} ; $\tau = \omega_0 t$

– безразмерное время; $\bar{p} = p\psi^2/(\mu_0\omega_0)$ – безразмерное давление в смазочном слое; $\bar{W} = w/(\omega_0 r)$ – безразмерная поступательная скорость движения поршня.

С учетом принятых обозначений уравнение (2.25) примет вид

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\bar{h}^3\frac{\partial\bar{p}}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\bar{h}^3\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right)=6\bar{\mu}_p\left(\bar{W}\frac{\partial\bar{h}}{\partial\bar{z}}+2\frac{\partial\bar{h}}{\partial\tau}\right). \quad (2.26)$$

При интегрировании уравнения (2.26) в области $\Omega = (\varphi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in -a, a)$ чаще всего применяют граничные условия Свифта-Штибера, которые записывают в виде следующих ограничений на функцию $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = \bar{p}_a; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0. \quad (2.27)$$

Для решения уравнений (2.25), (2.26) использованы численно-аналитические методы, основанные на конечно-разностной аппроксимации дифференциальных операторов краевой задачи со свободными границами. Математические модели и соответствующие им численные методы, основанные на конечно-разностной аппроксимации краевой задачи о гидродинамическом давлении, позволяют получить решения для поршней со сложной геометрией смазочного слоя, а алгоритмы их реализации являются гибкими и универсальными.

Для оценки влияния конструктивных параметров на гидромеханические характеристики (ГМХ) сопряжения «поршень – цилиндр» амортизатора были проведены параметрические исследования. Исходные данные для расчета динамики поршня: диаметр цилиндра 0,030 м; масса комплекта поршня 0,486 кг; осевой размер (длина) поршня 0,081 м; номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр» 0,00035 м; температура смазочного слоя 100°C, динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости 0,01 Па·с.

При расчете динамики поршня на смазочном слое в цилиндре в качестве ГМХ использовались наименьшая $\inf h_{\min}$ и средняя h_{\min}^* толщины смазочного слоя, наибольшее $\sup p_{\max}$ и среднее p_{\max}^* гидродинамическое давление, средние

потери мощности на сопротивление движению N^* , средний расход смазки через зазор Q^* .

Преобразование кинетической энергии движения кузова и колёс происходит именно в поршне, где и выделяется огромная тепловая энергия. Рабочее масло охлаждает поршень и передаёт тепловую энергию на корпус, который охлаждается потоком воздуха. Чем выше температура окружающего воздуха и меньше его скорость потока, а также больше скорость движения или неровностей дороги, тем больше нагревается поршень и, соответственно, амортизатор в целом. При экстремальных условиях движения рабочая температура поршня достигает 230°C .

Деформированное состояние трибосопряжения “поршень-цилиндр”, вызванное нагревом амортизатора, оказывает существенное влияние на его функционирование в условиях рабочего процесса гашения колебаний.

На рисунке 2.10 показаны профили поршня в холодном и горячем состоянии, построенные в виде аппроксимирующей параболы.

Для улучшения ГМХ были проведены параметрические исследования, при которых варьировались геометрические параметры сопряжения (коэффициенты параболы в (2.24)). В таблице 2.1 представлены результаты расчетов ГМХ для нескольких конструкций сопряжения.

Таблица 2.1. Сравнение результатов расчета ГМХ для вариантов конструкции

Вариант конструкции	N^* , Вт	Q^* , $\text{см}^3/\text{с}$	$\inf h_{\min}$, мкм	h_{\min}^* , мкм	supp_{\max} , МПа	p_{\max}^* , МПа
с цилиндрической направляющей поршня	0,116	0,475	20,07	35,65	0,0080	0,0034
с симметричной направляющей поршня	0,104	0,266	30,11	37,44	0,0046	0,0019

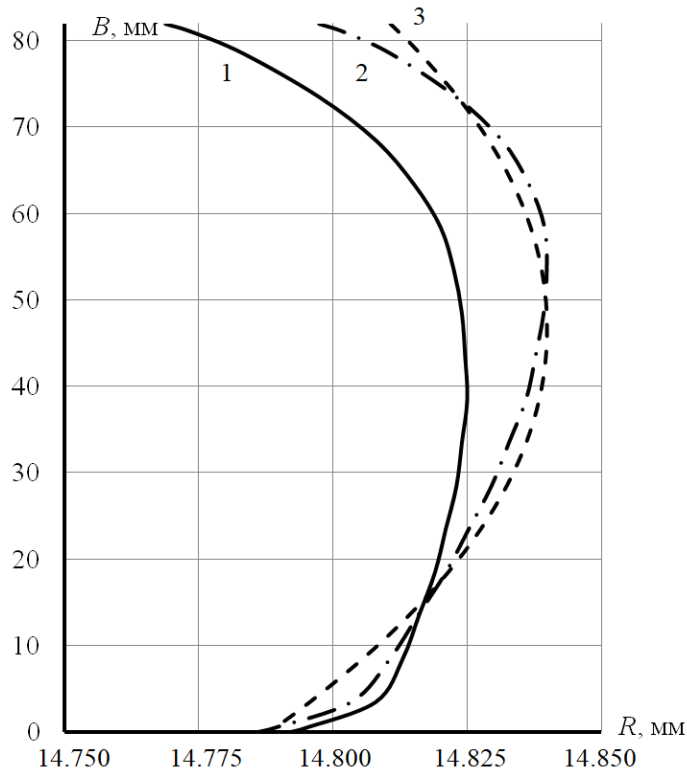


Рисунок 2.10 – Профиль юбки поршня исходной конструкции (1 – в холодном состоянии; 2 – в горячем состоянии; 3 – аппроксимирующий)

Полученные параметры получены для поршня в горячем (рабочем) состоянии. Эти параметры использовались в качестве исходных данных для разработки исходной конструкции поршня (в холодном состоянии). Неправильное определение термомеханической напряженности может привести к ошибкам в оценке деформаций поршня, а следовательно, искажению профиля направляющей части и изменению трибологических параметров трибосопряжения.

2.6 Основные выводы по разделу

В разделе описывается составление расчетной схемы и математических моделей движения транспортного средства с регулируемыми амортизаторами и упругими элементами с нелинейной рабочей характеристикой. Согласно принятым

допущениям выбраны десять независимых параметров, однозначно описывающих положение системы тел в пространстве обобщенных координат. Таким образом, математическая модель имеет десять степеней свободы. В модели учитываются динамические свойства двигателя и трансмиссии. Математическая модель является многоструктурной, т.е. каждый режим движения описывается своей системой дифференциальных уравнений, что позволяет использовать разработанную модель при изучении динамических процессов, возникающих на всем рабочем цикле транспортного средства.

В математическую модель движения транспортного средства интегрированы разработанные функциональные аналоги регулируемого амортизатора и упругого элемента с нелинейной рабочей характеристикой. Данные модели являются более точными по сравнению с существующими, поскольку учитывают нелинейное изменение рабочей характеристики элементов на всем диапазоне деформации подвески. Кроме того, использование разработанных математических моделей позволяет существенно упростить процесс интегрирования дифференциальных уравнений движения за счет их записи в аналитическом виде.

Чтобы обеспечить срабатывание подвески даже на небольших дорожных неровностях, амортизатор должен обладать возможно малым внутренним трением. Одним из эффективных средств снижения трибологических потерь в сопряжении «поршень-цилиндр» телескопического амортизатора является профилирование направляющей части поршня. На основе гидродинамической теории смазки предложен алгоритм профилирования направляющей части поршня и подбор его геометрических соотношений для снижения потерь на трение в амортизаторе.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

3.1 Проведение ходовых испытаний для проверки адекватности разработанных математических моделей

Проверка адекватности разработанной математической модели движения ТС проводилась путем сравнения экспериментальных данных и результатов численных экспериментов. В качестве объекта испытаний был выбран автомобиль Лада Калина 2012 года выпуска. Для сбора и обработки информации использовалась система LMS Scadas Recorder. Внешний вид системы представлен на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Внешний вид LMS Scadas Recorder

Описание системы и основные технические характеристики представлены в таблице 3.1.

Система сбора обеспечивает возможность подключения источников переменного и постоянного напряжений, а также датчиков ИСР, таких как акселерометры и микрофоны. Система позволяет подключать тензометры (до 40 каналов), имеет автономный режим работы, предназначена для применения при ходовых испытаниях транспортных средств, позволяет выполнять сбор данных в полевых условиях.

Таблица 3.1 – Описание системы LMS Scadas Recorder и ее основные технические характеристики

Модель	LMS Scadas Recorder
Производитель	Siemens, Германия
Область применения	Тензоизмерения, термометрирование, проведение ходовых испытаний транспортных средств
Год выпуска	2012
Максимальное число каналов	40
Максимальная частота дискретизации	204,8 кГц
Динамический диапазон	150 дБ
Входной разъем для подключения датчиков	BNC
Количество каналов для измерения звуковых давлений и ускорений	40

В испытаниях использовались трехкомпонентные пьезоэлектрические акселерометры высокого разрешения PCB Piezotronics 356A17. Технические характеристики акселерометров представлены в таблице 3.2.

Замеры динамических нагрузок производились в шести наиболее характерных точках. Схема размещения акселерометров представлена на рисунке 3.2: 1,2 – датчики, закрепленные на корпусе автомобиля рядом с передними амортизаторными стойками; 3,4 – датчики, закрепленные на корпусе автомобиля рядом с задними амортизаторными стойками; 5,6 – датчики, размещенные на сидениях водителя и пассажира соответственно.

Таблица 3.2 – Технические характеристики акселерометров PCB Piezotronics 356A17

Чувствительность	(+10%) 500 мВ/г (51 мВ/(м/с ²))
Диапазон измерений	±10g пиковое значение (±98 м/с ² пиковое значение)
Разрешение в широкой полосе частот	(От 1 Гц до 10000 Гц) 0,0006 g СКЗ (0,006 м/с ² СКЗ)
Диапазон частот	(±5%) от 0,5 Гц до 3000 Гц
Электрический разъем	¼-28 4-Pin
Вес	9,3 г

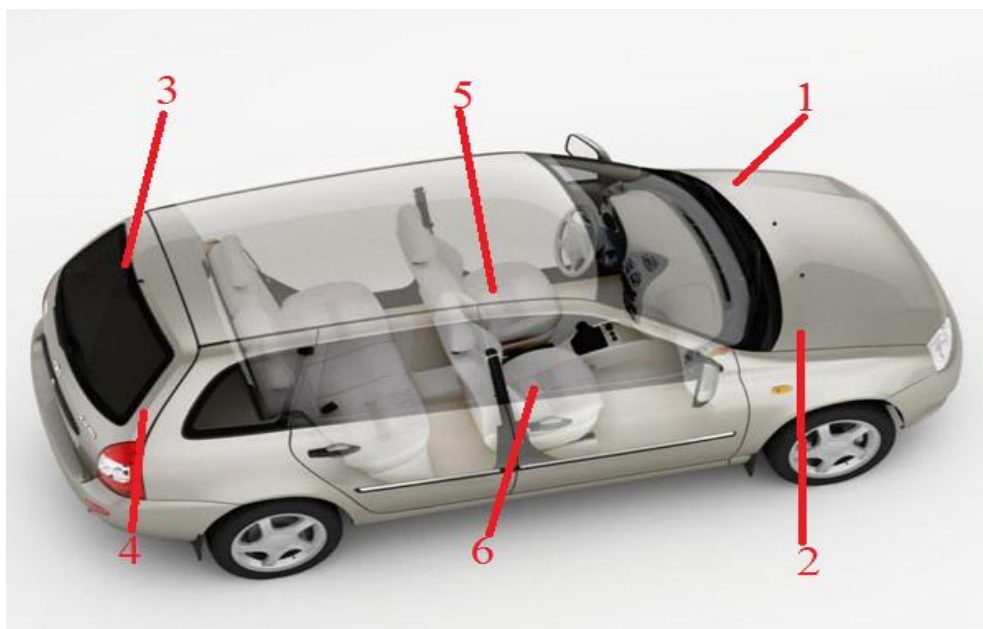


Рисунок 3.2 – Схема размещения акселерометров на автомобиле Лада Калина

В соответствии с ГОСТ Р 52605-2006 для испытаний были выбраны три волнообразные искусственные неровности различного профиля (рисунок 3.3). Параметры трех искусственных неровностей представлены в таблице 3.3.

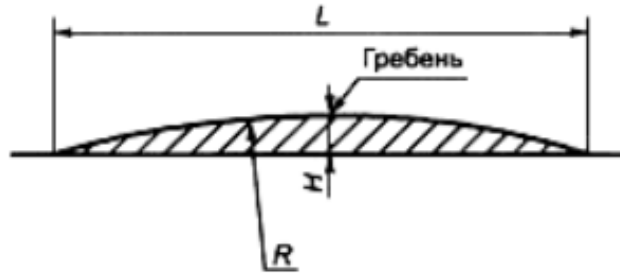


Рисунок 3.3 – Поперечный профиль искусственной неровности

Таблица 3.3 – Геометрические параметры искусственных неровностей

Номер неровности	L, м	H, м
1	0,9	0,05
2	0,50	0,057
3	0,34	0,065

Измерения проводились при загрузке автомобиля в 2 человека (160 кг) и 5 человек (400 кг). Транспортное средство проезжало единичную искусственную неровность на постоянной скорости: 20, 40 и 60 км/ч. Для обработки результатов используется программный пакет Matlab. Система LMS Scadas Recorder сохраняет результаты в виде .mat файлов, каждый файл содержит набор переменных типа «структура» с именем, соответствующим измерениям, зарегистрированным по данному каналу. Каждая переменная содержит поля «x_values» с подполями «x_values.start_value», «x_values.increment» и «x_values.number of values», определяющими начальный момент времени измерений, инкремент (частота дискретизации сигнала) и количество измеренных значений соответственно. Поле «y_values» содержит подполе «y_values.values», в котором находятся измеренные значения ускорений. Пример экспериментальной зависимости вертикальной составляющей ускорений, действующей на левую переднюю амортизаторную стойку при проезде

транспортным средством искусственной неровности 2 на скорости 40 км/ч, от времени приведен на рисунке 3.4.

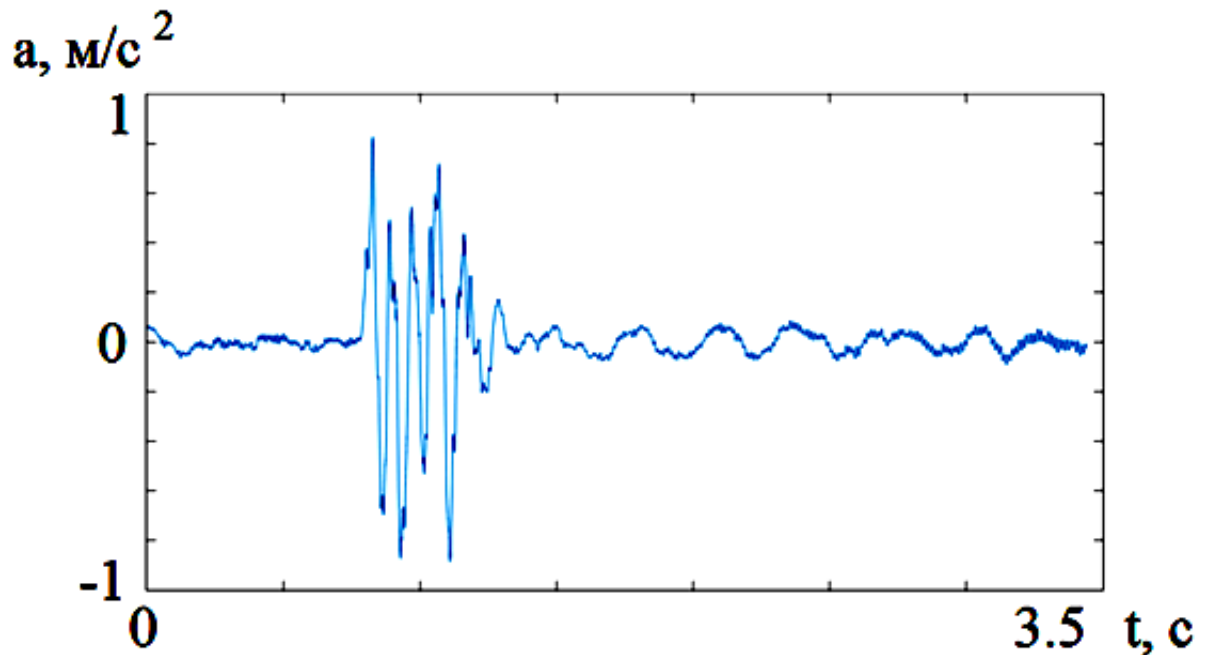


Рисунок 3.4 – Полученная экспериментальная оциллограмма вертикальных ускорений

На основе разработанной в предыдущем разделе математической модели движения ТС с заблокированной муфтой сцепления были рассчитаны значения вертикальных составляющих ускорений кузова. Рабочий цикл движения исследуемой динамической системы – переходный процесс, представляющий собой «наезд автомобиля на неровность и последующий её проезд». В математической постановке реализация этого процесса соответствует решению задачи Коши с заданными начальными условиями. Интегрирование производится численным методом.

Таким образом, дифференциальные уравнения (2.22) в совокупности с соответствующими начальными условиями представляют собой математическую модель исследуемой динамической системы «движение автомобиля с регулируемой подвеской по стандартизированным единичным неровностям».

В таблице 3.4 представлены расчетные и экспериментальные значения максимальных и средних квадратических значений ускорений при проезде трех различных неровностей на различных скоростях.

Как видно из таблицы 3.4, разработанная математическая модель показывает хорошее соответствие экспериментальным данным. Экспериментальные и теоретические результаты различаются не более чем на 12%. Можно утверждать о возможности ее дальнейшего использования для анализа движения ТС с адаптивной подвеской.

Таблица 3.4 – Экспериментальные и расчетные максимальные и средние квадратические значения вертикальных ускорений, действующих на транспортное средство при загрузке в 2 человека

Неровность	Скорость, км/ч	Максимальное значение ускорений		Среднее квадратическое ускорений	
		Эксперимент	Модель	Эксперимент	Модель
1	20	0,4100	0,3734	0,1131	0,2658
	40	0,6005	0,6799	0,1478	0,1630
	60	0,9916	1,0811	0,1933	0,1899
2	20	0,8916	0,9767	0,1675	0,1700
	40	1,0121	1,0061	0,1858	0,1668
	60	1,0671	1,0597	0,1997	0,1879
3	20	0,9807	1,0611	0,1791	0,1999
	40	1,0171	1,1376	0,2161	0,2316
	60	1,1795	1,2855	0,2415	0,2469

Для оценки эффективности использования разработанных подходов рассмотрим аналогичные результаты измерений, представленные в работе [122]. В данной

работе также рассматривается сравнение вертикальных составляющих ускорений, измеренных на ТС с установленными акселерометрами, с результатами, полученными теоретически при помощи математической модели «половины массы автомобиля». Рабочие характеристики элементов подвески в модели полагаются линейными.

При рассмотрении проезда ТС на небольшой скорости искусственных неровностей с малой высотой гребня и большой длиной теоретические и экспериментальные результаты показывают хорошее соответствие. В частности, в данной работе представлены сравнительные результаты, полученные при проезде ТС на скорости 16,1 км/ч искусственной неровности длиной 2,6 м и высотой гребня 0,15 м (рисунок 3.5). На рисунке видно хорошее совпадение результатов.

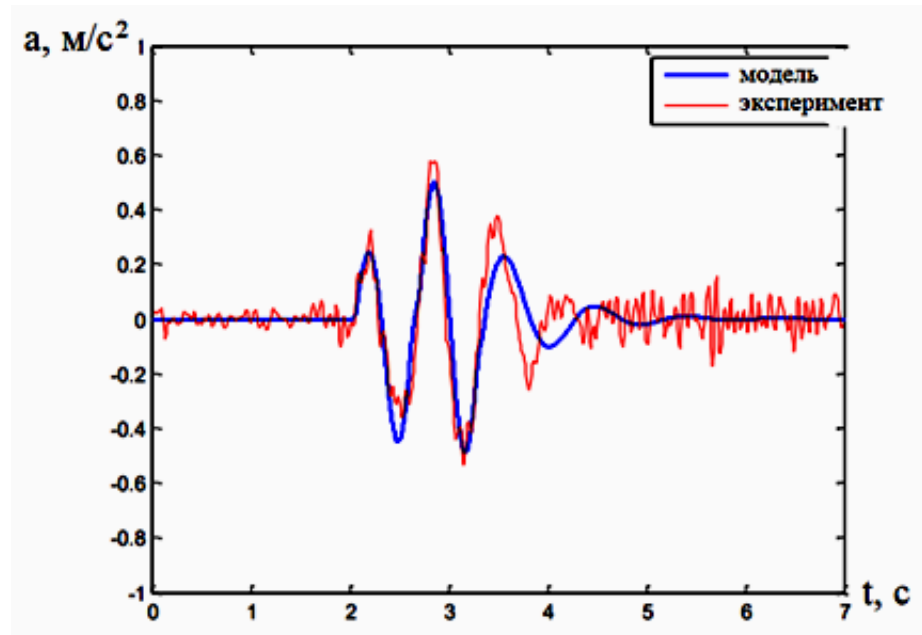


Рисунок 3.5 – Результаты, полученные в работе [122]. Вертикальные составляющие ускорений, измеренные при проезде ТС на скорости 16,1 км/ч искусственной неровности длиной 2,6 м и высотой гребня 0,15 м

Однако, при рассмотрении проезда искусственных неровностей с меньшей длиной на больших скоростях в экспериментальных и теоретических результатах начинают проявляться различия. На рисунке 3.6 представлены результаты, получен-

ные при проезде ТС малой искусственной неровности на скорости 48,2 км/ч. Данные различия могут быть обусловлены использованием в модели линейных рабочих характеристик подвески, искажающих результаты при рассмотрении больших деформаций подвески или высоких скоростей деформации.

При использовании представленных в диссертации подходов к составлению математических моделей хорошее соответствие между экспериментальными и теоретическими данными сохраняется при рассмотрении больших значений скорости и различных искусственных неровностей, что говорит об их преимуществах.

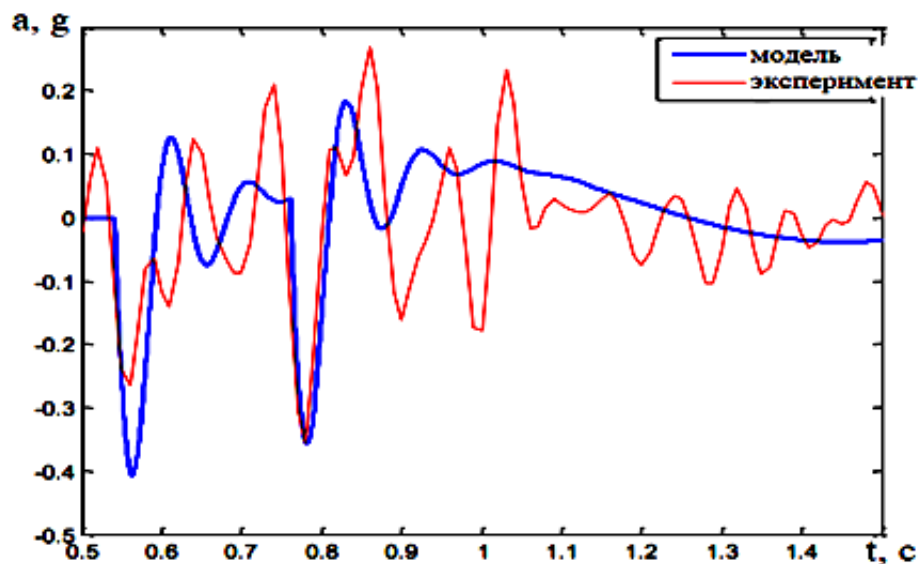


Рисунок 3.6 – Результаты, полученные в работе [122]. Вертикальные составляющие ускорений, измеренные при проезде ТС малой неровности с высоким гребнем на скорости 48,2 км/ч

3.2 Определение рабочих характеристик упругих элементов

На рисунке 3.7, 1 – полученная экспериментально рабочая характеристика упругого элемента автомобиля Лада Калина, 2 – экспериментальная рабочая характеристика исследуемого упругого элемента РП [4, 65, 126-128]. $(F_{ст}, f_{ст})$ – точка статической нагрузки, f_{max} – максимальный ход подвески. Рабочая характеристика упру-

того элемента автомобиля Лада Калина является линейной. Рабочая характеристика упругого элемента РП – существенно нелинейная и состоит из трех участков, обозначенных как U_1 , U_2 , U_3 . Рассмотрим коэффициент жесткости для каждого из этих участков в сравнении с упругим элементом автомобиля Лада Калина.

В так называемой «зоне комфорта» U_1 отношение коэффициентов жесткости исследуемого и штатного элементов равняется 0,522. «Зона комфорта» является наиболее широкой и наиболее часто включена в работу. Таким образом, на данном участке жесткость исследуемого элемента в 2 раза меньше, что приводит к значительно лучшей комфортабельности движения.

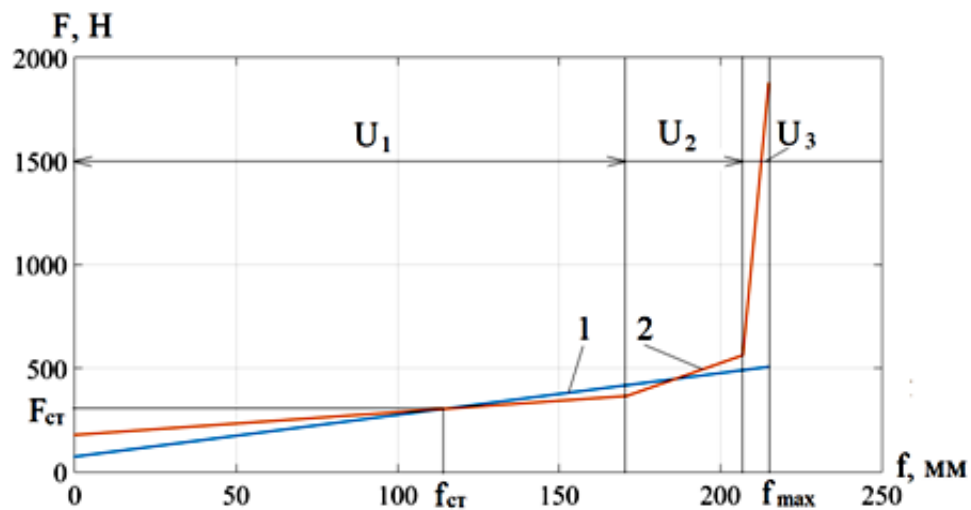


Рисунок 3.7 – 1 – рабочая характеристика упругого элемента подвески автомобиля Лада Калина; 2 – рабочая характеристика упругого элемента РП

Если же деформация упругого элемента увеличивается, происходит переход в зону U_2 . Жесткость исследуемого образца на данном участке больше в 3,48 раза. Таким образом, значительно повышается устойчивость, управляемость, безопасность движения. Эти свойства значительно улучшаются с увеличением деформации и переходом в зону U_3 . Жесткость исследуемого образца здесь в 76,8 раза выше жесткости заводской компоновки. Кроме того, столь большое значение коэффициента жесткости на данном участке позволяет предотвратить пробой подвески.

3.3 Определение рабочих характеристик регулируемых амортизаторов

Определение рабочих характеристик исследуемого амортизатора было произведено на стенде испытаний амортизаторов СИА 05-01 (рисунок 3.8).



Рисунок 3.8 – Внешний вид стенда испытаний амортизаторов

Ход поршня составляет 100 мм. Испытания проводились при постоянном ходе поршня и переменной частоте колебаний.

Рабочие характеристики определялись для девяти различных значений управляющего тока в пределах от 0 до 1,6 А. На рисунке 3.9 представлен протокол испытаний амортизатора, сгенерированный программным обеспечением для работы со стендом, соответствующий значению управляющего тока 1,6 А. После определения рабочих диаграмм для построения скоростной характеристики используются максимальные силы, которые (рисунок 3.10) откладываются вверх и вниз по вертикальной оси в функции максимальной скорости поршня.

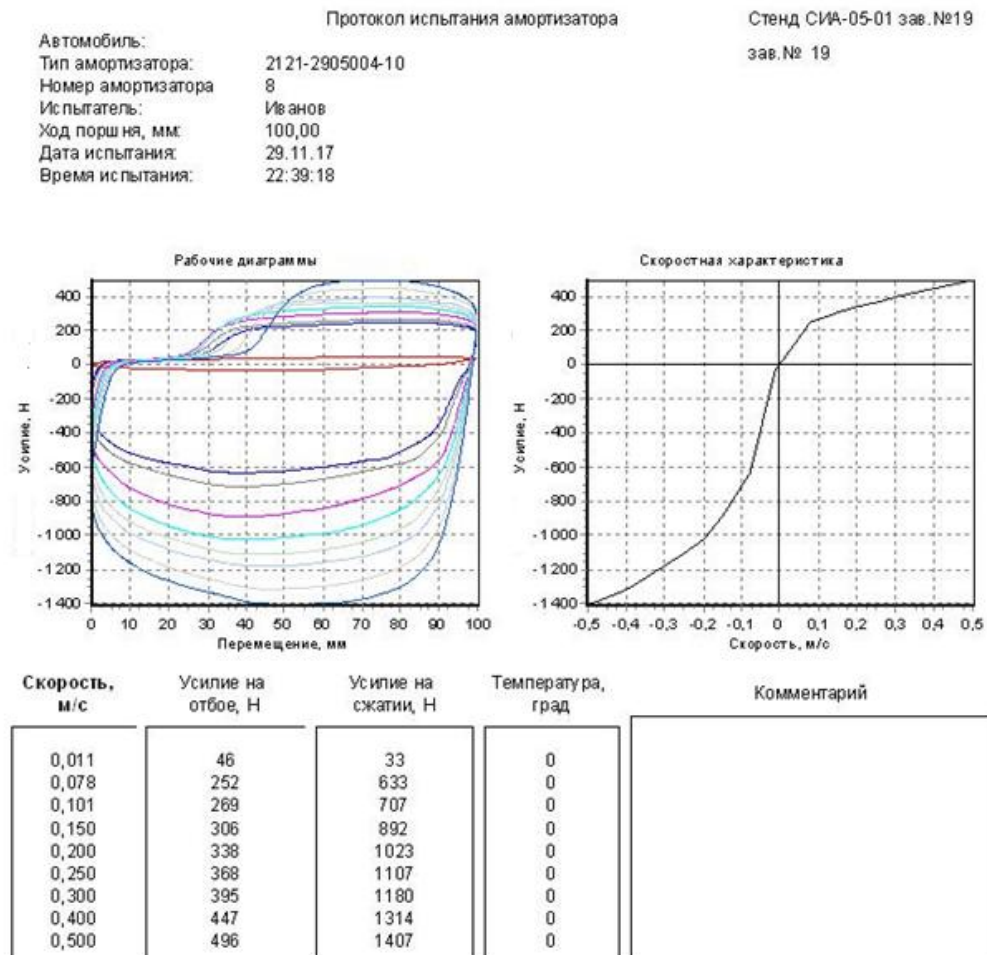


Рисунок 3.9 – Сгенерированный протокол испытаний исследуемого амортизатора

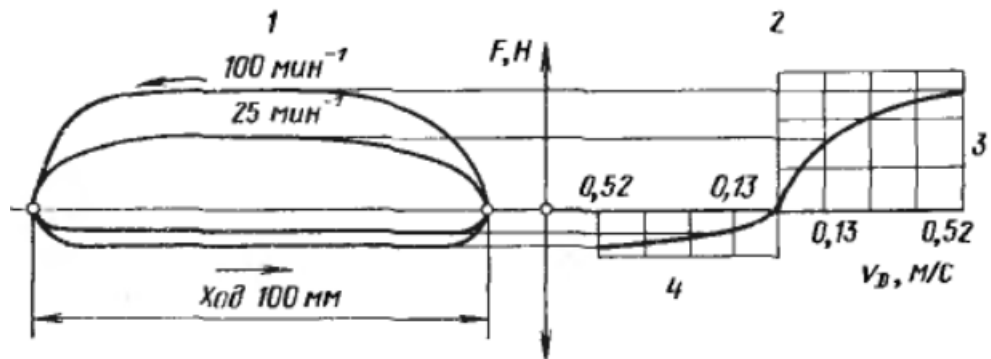


Рисунок 3.10 – Построение рабочей характеристики амортизатора: 1 – рабочая диаграмма; 2 – рабочая скоростная характеристика; 3 – отбой; 4 – сжатие

На основании полученных рабочих характеристик построена управляющая характеристика регулируемого амортизатора (рисунок 3.11). Под управляющей характеристикой будем понимать зависимость абсолютного значения максимального значения силы на штоке амортизатора от управляющего тока.

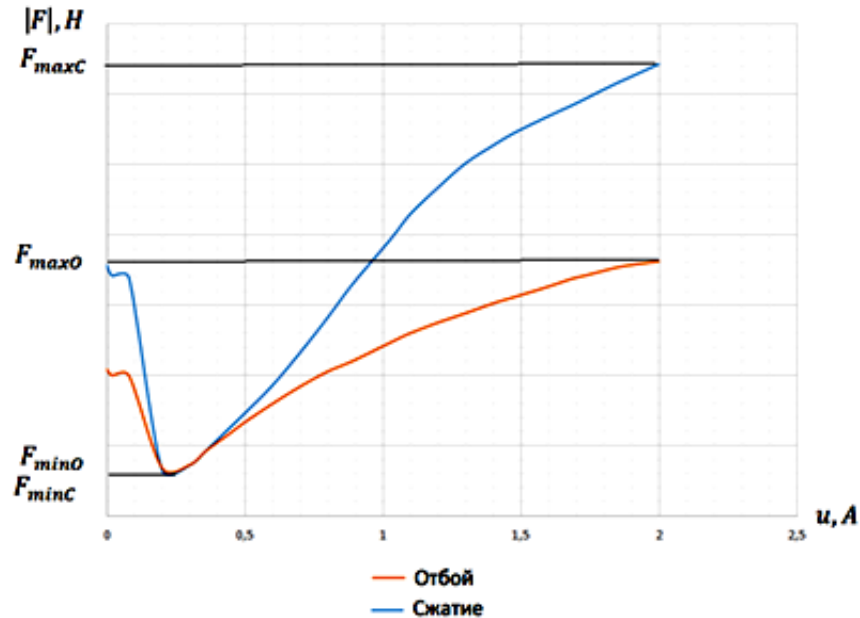


Рисунок 3.11 – Управляющая характеристика адаптивного диссипативного элемента

Для определения качественных показателей посчитаем значения следующих отношений:

$$\frac{F_{maxO}}{F_{minO}} = 1,79;$$

$$\frac{F_{maxC}}{F_{minC}} = 1,74.$$

После чего была составлена математическая модель исследуемого адаптивно-го диссипативного элемента в Matlab. Кусочно-линейная аппроксимация каждой рабочей характеристики проводилась пятью прямыми линиями, согласно методу, описанному в главе 2 (рисунок 3.12).

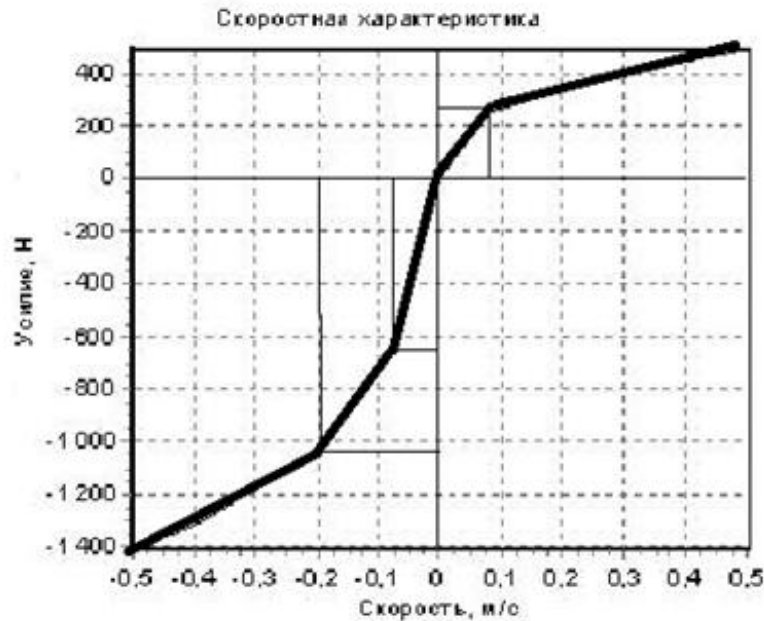


Рисунок 3.12 – Кусочно-линейная аппроксимация экспериментальной рабочей характеристики адаптивного диссипативного элемента пятью прямыми линиями

Для автоматизации процесса моделирования адаптивного диссипативного элемента в модуле Matlab была разработана программа, вычисляющая по заданным точкам рабочей характеристики коэффициенты наклона и сдвига аппроксимирующих прямых (Приложение А). В программе задается вектор-строка $\mathbf{x}_{1 \times 6}$, содержащий абсциссы прямых, и матрица $\mathbf{y}_{9 \times 6}$, содержащая ординаты аппроксимирующих прямых. Программа сохраняет вычисленные значения в матрицу коэффициентов наклона прямых $\mathbf{k}_{9 \times 5}$ и в матрицу $\mathbf{b}_{9 \times 5}$ коэффициентов сдвига. После чего программа вызовом функции plot строит все рабочие характеристики. Результат построения представлен на рисунке 3.13.

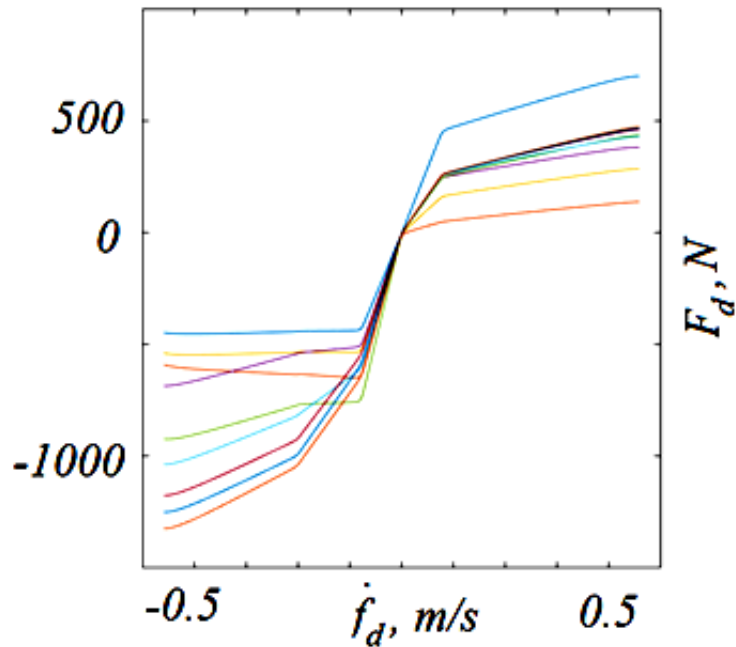


Рисунок 3.13 – Рабочие характеристики исследуемого адаптивного амортизатора в программной среде Matlab

3.4 Стендовые испытания исследуемой регулируемой подвески

Стендовые испытания проводились на базе стенда под названием «Система управления адаптивной подвеской» на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Внешний вид стенда представлен на рисунке 3.14.

Стенд представляет собой подвеску типа «Макферсон», соединяющую подпружиненную массу ($M_{\text{п}}=320$ кг), закрепленную на направляющих, и колесо, установленное на платформе, приводимой в движение электродвигателем. На стенде установлены следующие датчики:

- тензодатчик, измеряющий вертикальную реакцию колеса;
- акселерометр, измеряющий вертикальное ускорение подпружиненной массы;

- линейный датчик вертикального перемещения подрессоренной массы.

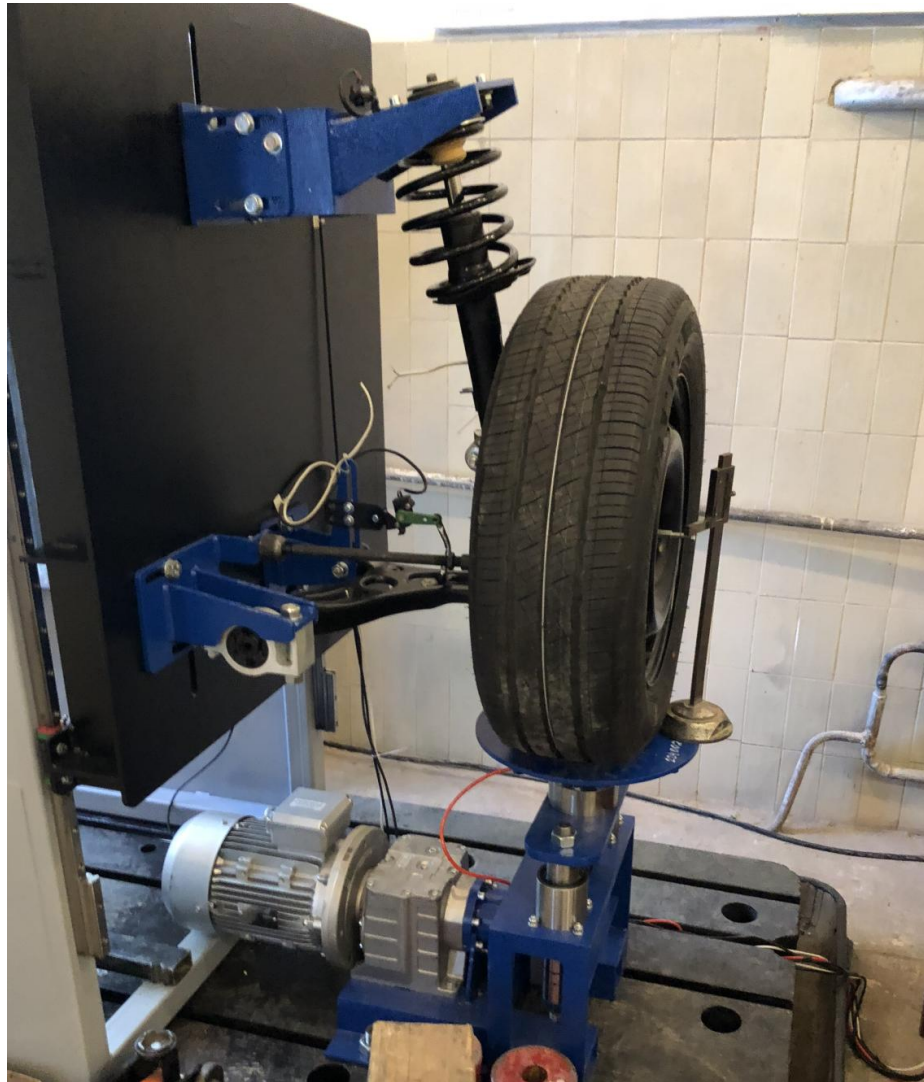


Рисунок 3.14 – Внешний вид стенда «Система управления адаптивной подвеской»

На стенде имитируется проезд транспортного средства через искусственную неровность с высотой гребня 50 мм. Изменению скорости проезда соответствует плавное увеличение частоты колебаний платформы от 0 до 5 Гц. На рисунке 3.15 приведены осциллограммы испытаний упругого элемента с линейной рабочей характеристикой и пассивного, т.е. нерегулируемого амортизатора.

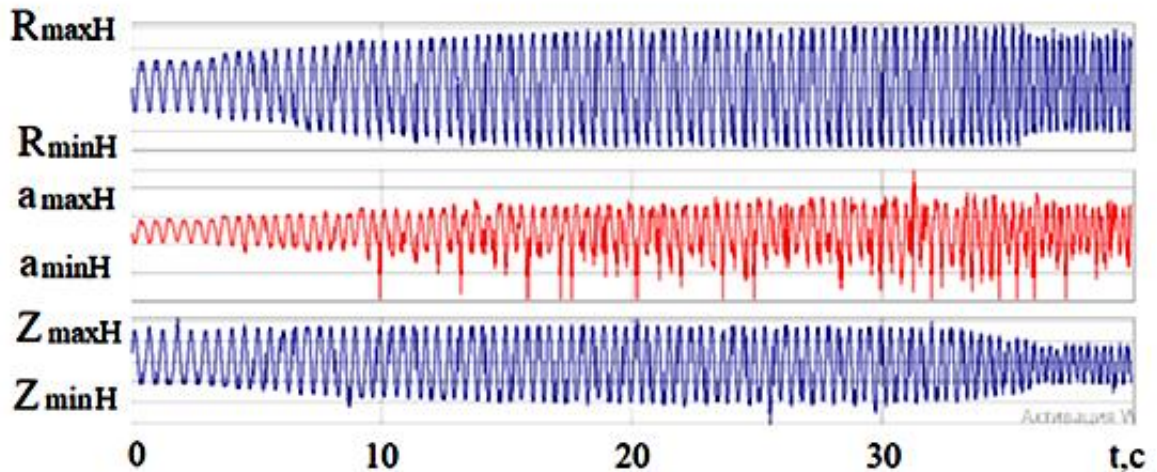


Рисунок 3.15 – Осциллограммы стендовых испытаний (упругий элемент с линейной рабочей характеристикой и нерегулируемый диссипативный элемент)

На рисунке 3.15 и далее верхний график – R , вертикальная реакция колеса, Н; второй график – a , вертикальное ускорение подрессоренной массы, м/с^2 ; нижний график – Z , вертикальное перемещение подрессоренной массы, мм. Максимальные и минимальные значения вертикальной реакции колеса, вертикального ускорения подрессоренной массы и ее вертикального перемещения обозначены соответственно, как $R_{\max H}$, $a_{\max H}$, $Z_{\max H}$, $R_{\min H}$, $a_{\min H}$, $Z_{\min H}$. Из осциллограмм видно, что на 14 секунде реакция колеса достигает нулевого значения – происходит отрыв колеса ($R_{\min H}=0$).

После испытаний штатных элементов на стенд были установлены исследуемые упругий элемент с нелинейной рабочей характеристикой и регулируемый амортизатор РП. Испытания проводились с различными рабочими характеристиками регулируемого амортизатора. Наибольший интерес представляет случай рабочей характеристики, реализующий минимальные динамические нагрузки. Данная рабочая характеристика соответствует управляющему току $u = 0,6$ А. Соответствующие ос-

циллограммы приведены на рисунке 3.16. Обозначения сделаны аналогично рисунку 3.16 с индексом А.

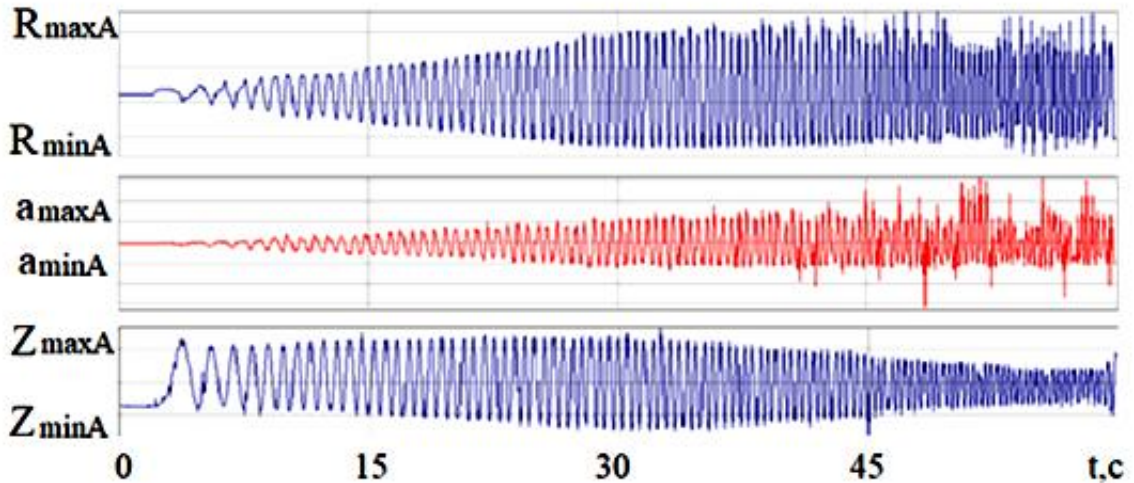


Рисунок 3.16 – Осциллограммы стендовых испытаний (упругий элемент с нелинейной рабочей характеристикой и регулируемый амортизатор РП)

В данном случае $R_{minA} \neq 0$ – отрыв колеса не происходит. Кроме того, для оценки свойств были рассчитаны следующие отношения:

$$\frac{a_{maxH} - a_{minH}}{a_{maxA} - a_{minA}} = 1,5;$$

$$\frac{Z_{maxH} - Z_{minH}}{Z_{maxA} - Z_{minA}} = 1,6.$$

Рассмотрим еще один набор осциллограмм (рисунок 3.17). На рисунке выделен временной участок Δt , на котором при использовании нерегулируемой подвески происходит отрыв колеса (R достигает нулевого значения на рисунке 3.17, а). На рисунке 3.17, б, видно, что при использовании РП отрыва колеса не происходит. Кроме того, также заметно значительное снижение амплитудных значений остальных измеряемых величин.

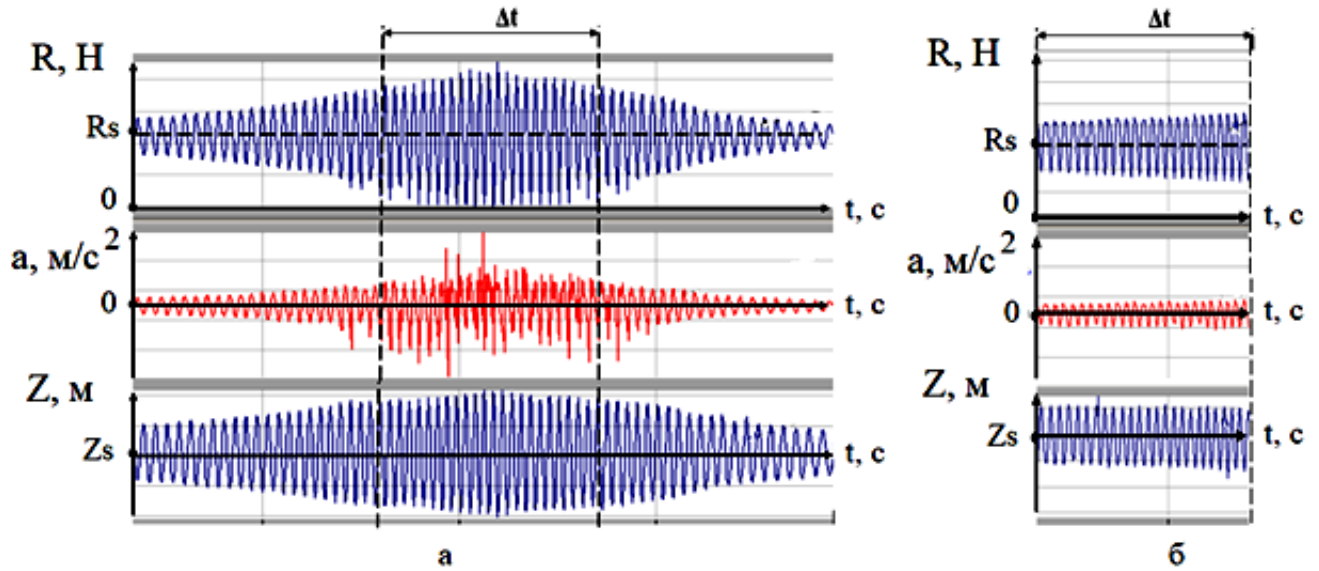


Рисунок 3.17 – Осциллограммы стендовых испытаний (а – упругий элемент с линейной рабочей характеристикой и нерегулируемый амортизатор; б – упругий элемент с нелинейной рабочей характеристикой и регулируемый амортизатор РП)

Таким образом, за счет регулирования рабочих характеристик амортизатора и использования упругого элемента с нелинейной рабочей характеристикой удалось в полтора раза снизить максимальные динамические нагрузки, действующие на подпрессоренную массу, а также в 1,6 раза снизить максимальную амплитуду ее перемещения. Кроме того, при использовании исследуемой конструкции РП удастся избежать отрыва колеса.

3.5 Основные выводы по разделу

В разделе представлены результаты экспериментальных исследований, проведенных в ходе выполнения работы. В первую очередь, после разработки математической модели движения транспортного средства возникает задача убедиться в ее адекватности, способности отражать необходимые динамические свойства. Для этого проводится сравнение результатов, полученных с помощью численных экспери-

ментов на разработанной математической модели, с результатами, полученными экспериментально на реальном транспортном средстве. Уровень динамической нагрузки оценивается максимальным значением, а также средним квадратическим вертикальных ускорений, действующих на транспортное средство при проезде единичной искусственной неровности с постоянной скоростью. Результаты сравнения показывают хорошее соответствие экспериментальных и теоретических данных (различаются не более чем на 12%). Таким образом, можно сделать вывод о работоспособности предложенных математических моделей и о возможности их дальнейшего использования для проведения исследований.

Следующая задача экспериментальных исследований, описываемых в данной главе, состояла в определении рабочих характеристик элементов подвески автомобиля Лада Калина, а также элементов исследуемой конструкции РП. На основании полученных результатов была построена математическая модель амортизатора РП в программном комплексе Matlab с использованием методов аппроксимации, представленных в разделе 2 данной работы. Полученная математическая модель используется в дальнейшем для исследования методов снижения динамической нагрузки машин.

Проведены стендовые испытания исследуемой конструкции РП. Показаны ее преимущества по сравнению с аналогами. Использование данной конструкции позволило в 1,6 раз уменьшить максимальную амплитуду вертикальных перемещений подрессоренной массы и в полтора раза уменьшить динамические нагрузки на нее. Кроме того, испытания выявили отрыв колеса с ростом частоты колебаний платформы при использовании упругого элемента с линейной рабочей характеристикой и нерегулируемого амортизатора. За счет регулирования рабочих характеристик системы подрессоривания РП отрыв колеса удалось устранить. Это значительно повышает безопасность движения, устойчивость и управляемость транспортного средства.

4 ОЦЕНКА И СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДВЕСКОЙ

4.1 Постановка задачи снижения динамической нагруженности транспортного средства с регулируемой подвеской

Введем определение плавности хода [37, 39, 42-43, 52, 54, 104].

Под плавностью хода будем понимать совокупность свойств, обеспечивающих ограничение в пределах установленных норм динамической нагруженности водителя, пассажиров, грузов, элементов шасси и кузова. Нормы устанавливаются так, чтобы не вызывать неприятных ощущений и утомленности водителя и пассажиров и обеспечивать сохранность груза, корпуса ТС, шасси.

Плавность хода является субъективным показателем, оцениваемым людьми на основе собственных ощущений. Разные люди имеют различный порог утомляемости, неприятных ощущений. Кроме того, один и тот же человек может по-разному оценивать собственные ощущения в зависимости от физического и психического состояния.

Уровни динамической нагруженности водителя, пассажиров, элементов кузова, шасси, грузов являются основными показателями для оценки плавности хода ТС. Основной измеряемой величиной при этом является ускорение [26, 45, 67-69].

Обозначим a_{max} – максимальное значение вертикальных ускорений. Таким образом, a_{max} будет являться целевой функцией [28]. Рассматривается задача прямолинейного движения транспортного средства с постоянной скоростью V^* и «наезд» на единичную искусственную неровность длиной L^* и высотой гребня H^* . При этом управляемыми параметрами являются управляющие токи на регулируемых амортизаторах u_f, u_r . Тогда сформулируем задачу в следующем виде:

Необходимо найти управляющие токи на передних и задних регулируемых амортизаторах u_f, u_r такие, что

$$a_{max} \rightarrow \min, \quad (4.1)$$

при следующих ограничениях:

$$\begin{aligned} V &= V^*, \\ L &= L^*, \\ H &= H^*, \\ 0 \text{ A} &< u_f < 1,6 \text{ A}, \\ 0 \text{ A} &< u_r < 1,6 \text{ A}. \end{aligned} \quad (4.2)$$

В рамках данного исследования рассматривается регулируемая подвеска, т.е. значения u_f , u_r во время движения транспортного средства не изменяются. Таким образом, поставленная задача может быть решена методом прямого перебора. В программном комплексе Matlab/Simulink реализована программа, выполняющая интегрирование системы дифференциальных уравнений движения при различных значениях управляющих токов на амортизаторах. Описанию данной возможности посвящен следующий подраздел работы.

4.2 Методика оценки динамической нагруженности транспортного средства

Для расчета рабочих характеристик, реализующих минимум целевой функции, в работе предлагается использовать программный комплекс Matlab/Simulink [8]. Данный продукт обладает большими количеством преимуществ по сравнению с аналогами и часто используется при моделировании динамических систем, систем автоматического управления. Методика расчета рабочих характеристик виброзащитной системы состоит из следующих шагов:

1. Ввести аппроксимации исследуемых упругих элементов. Для этой цели разработана программа `elastic_elements.mat` (Приложение А). В программе необходимо задать векторы координат граничных точек участков рабочей характеристики

упругого элемента для кусочно-линейной аппроксимации $f_{1 \times ns}$, $F_{1 \times ns}$, ns – количество граничных точек участков. Программа возвращает рассчитанные коэффициенты наклона и сдвига аппроксимирующих прямых и выполняет построение графиков. Рассчитанные коэффициенты сохраняются в среде переменных Matlab в виде векторов $ks_{1 \times ns}$, $bs_{1 \times ns}$.

2. В программе `dampcr.mat` ввести аппроксимации семейства рабочих характеристик регулируемого амортизатора заданием координат границ участков $x_{1 \times nd}$, $y_{md \times nd}$. Результат работы программы – рассчитанные коэффициенты наклона и сдвига аппроксимирующих прямых в виде векторов $kd_{md \times nd}$, $bd_{md \times nd}$, nd – количество граничных точек аппроксимации рабочих характеристик, md – количество рабочих характеристик адаптивного диссипативного элемента.

3. Перед запуском модели Simulink необходимо выполнить файл `Variables.mat`, в котором определены параметры математической модели (Приложение А).

4. Математическая модель движения транспортного средства реализована в Simulink. Simulink – графическая среда имитационного моделирования с возможностью реализации программ в виде направленных графов при помощи блок-диаграмм. Общий вид модели представлен в Приложении Б. Simulink и Matlab имеют совмещенные среды переменных, поэтому после исполнения соответствующих `.mat` файлов к определенным переменным можно обращаться напрямую из Simulink, используя их имена. Задание начальных условий математической модели производится в меню свойств соответствующего интегратора, вызываемое двукратным нажатием. В меню `Simulation – Model Configuration Parameters – Solver` задается начальное и конечное время моделирования, также может быть выбран и настроен метод интегрирования. По умолчанию установлен метод Рунге-Кутты 5-го порядка с переменным шагом интегрирования.

5. В файле `run.mat` (Приложение А) содержится код программы для запуска модели Simulink с различными управляемыми параметрами, определяющими рабочие характеристики регулируемых амортизаторов. Программа с помощью вложенных циклов "for" производит запуск модели вызовом функции `sim('model')` с параметрами $ksf_i, bsf_i, ksr_i, kbsr_i$, соответствующими коэффициентам аппроксимирующих прямых, после чего вызовом функций `rms` и `max` сохраняет максимальное и среднее квадратическое значения вертикальных ускорений. Данные значения сохраняются в массивы `rootmin` и `amax`. Программа также выполняет построение графика вертикальных ускорений в зависимости от времени.

4.3 Пример расчета динамической нагруженности транспортного средства

Выполним интегрирование уравнений движения транспортного средства Лада Калина для сравнения штатного упругого элемента с линейной рабочей характеристикой и исследуемого упругого элемента РП с существенно нелинейной рабочей характеристикой. Рассматриваем движение транспортного средства со скоростью $V^* = 40$ км/ч, проезд через единичную искусственную неровность $L^* = 0,5$ м, $H^* = 0,057$ м. На рисунке 4.1 представлены результаты моделирования. Максимальные значения вертикальных ускорений составляют $a_{maxЛ} = 1,0121$ м/с² и $a_{maxН} = 0,5998$ м/с² для линейного и нелинейного упругих элементов. Средние квадратические $rms_{Л} = 0,1858$, $rms_{Н} = 0,1228$. Таким образом, за счет использования в конструкции упругого элемента РП с нелинейной рабочей характеристикой удалось в 1,7 раз уменьшить максимальное значение вертикальных ускорений, а также в полтора раза снизить среднее квадратическое ускорений.

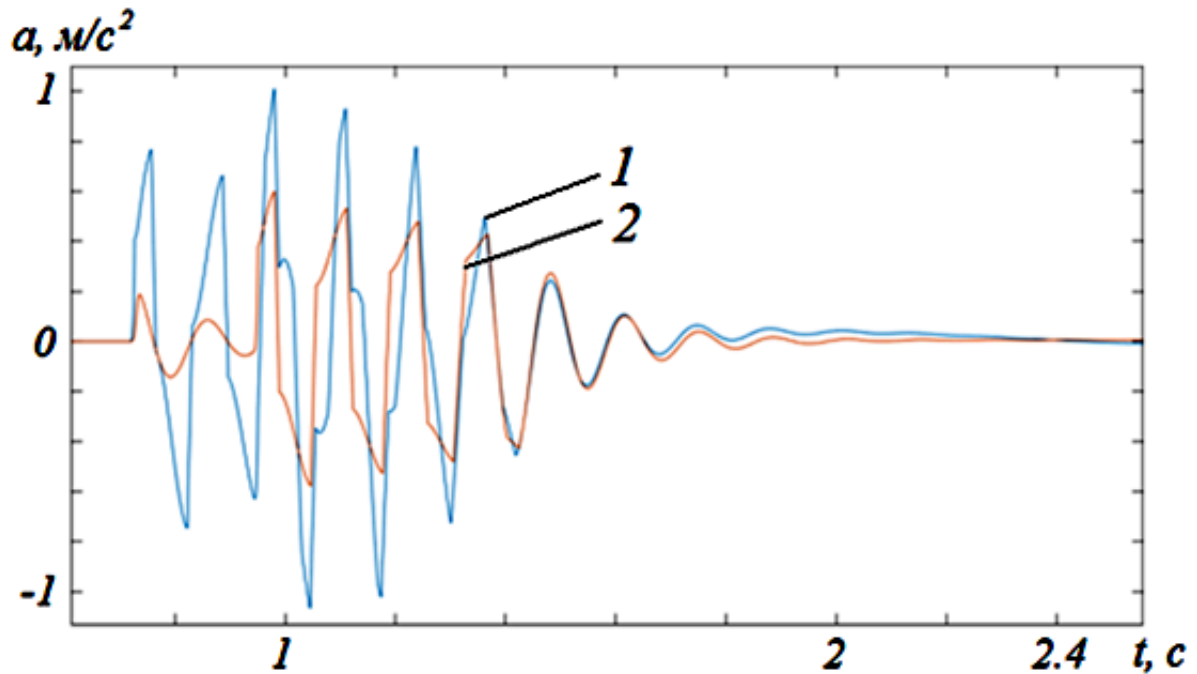


Рисунок 4.1 – Сравнение значений ускорений для конструкций с линейным и существенно нелинейным упругими элементами

Рассмотрим теперь проезд транспортным средством с РП на скорости $V^* = 40$ км/ч через единичную искусственную неровность $L^* = 0,34$ м, $H^* = 0,05$ м. Результат работы программы представлен на рисунке 4.2. Программа строит 81 характеристику путем перебора комбинаций с различными значениями управляющих токов на передних и задних амортизаторах.

Для данного расчетного случая оптимальными по критерию минимизации максимальных значений ускорений являются управляющие токи: $u_f = 0,6$ А, $u_r = 0,2$ А, при которых достигается минимум $a_{max} = 0,32$ м/с^2 .

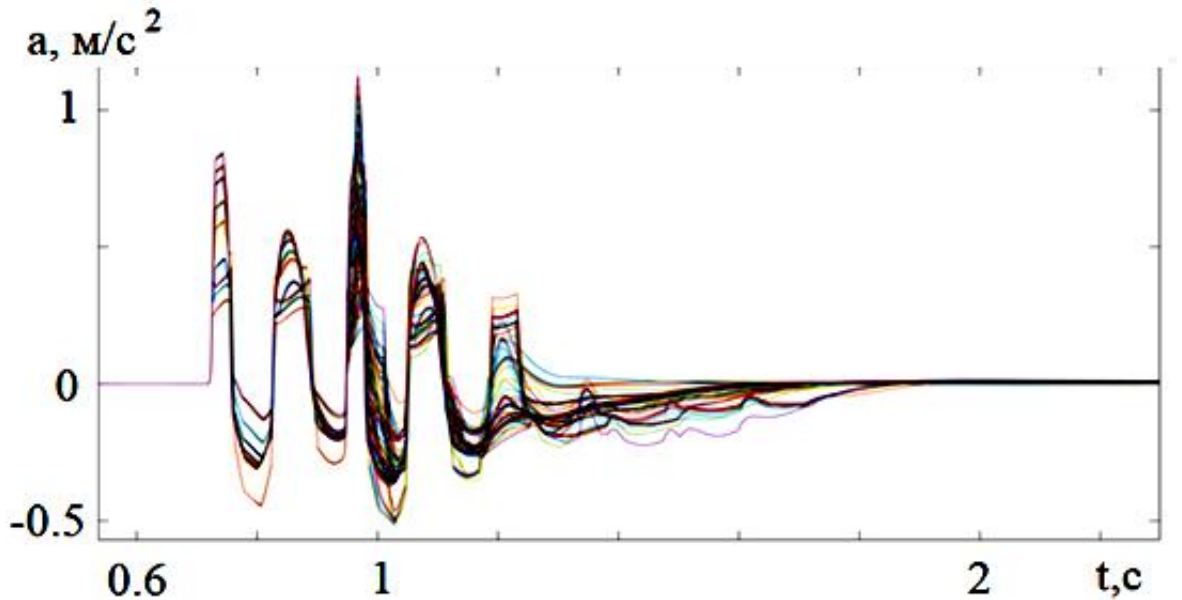


Рисунок 4.2 – Результат выполнения программы по запуску модели с различными значениями управляющих параметров

4.4 О существовании решения задачи оптимизации

В предыдущем подразделе показано влияние конструкции РП на динамическую нагруженность транспортного средства. Результаты были получены для конкретных расчетных случаев. Возникает естественный вопрос: всегда ли существует решение задачи оптимизации (4.1) – (4.2) в принятой постановке?

Для ответа на данный вопрос введем в рассмотрение пространство G_1 параметров исследуемой динамической системы, которое отражает подкласс малолитражных автомобилей с диапазоном мощностей силовой установки от 50 кВт до 150 кВт. Минимальные и максимальные значения параметров приведены в таблице 4.1. Обозначения приведены в соответствии с главой 2.

Таблица 4.1 – Минимальные и максимальные значения параметров пространства G_1

Параметр	Минимальное значение	Максимальное значение	Параметр	Минимальное значение	Максимальное значение
M_{Π} , кг	600	1600	C_{u1}^N , кН/м	200	400
M_1 , кг	20	80	C_{u2}^N , кН/м	200	400
M_2 , кг	20	80	C_{u1}^{φ} , кН/м	5	15
L_1 , м	1	2,1	C_{u2}^{φ} , кН/м	5	15
L_2 , м	2,1	1	α , °	0	30
$M_{дв}$, Н·м	70	180	h_1 , мм	0	200
J_{ϑ} , кг·м ²	2000	6000	h_2 , мм	0	200
J_1 , кг·м ²	1	100	P_{f1} , Н	10	300
J_2 , кг·м ²	1	100	P_{f2} , Н	10	300
$J_{\delta\vartheta}$, кг·м ²	0.1	30	P_{N1} , Н	10	500
$J_{c\vartheta}$, кг·м ²	0.1	30	P_{N2} , Н	10	500
J_c , кг·м ²	0.1	30	P_W , Н	10	800
J_{kn} , кг·м ²	0.1	30	$C_{n1}(f_{n1})$, Н/м	1	2000
C_{mp1} , Н/м	100	2000	$C_{n2}(f_{n2})$, Н/м	1	2000
C_{mp2} , Н/м	100	2000	$K_{n1}(\dot{f}_{n1}, u_1)$, Нс/м ²	-1500	1500
K_{mp1} , Нс/м ²	1	200	$K_{n2}(\dot{f}_{n2}, u_2)$, Нс/м ²	-1500	1500
K_{mp2} , Нс/м ²	1	200	$P_{\Pi1}^{TP}$, Н	0	50
M_{TP1} , Нм	0	100	$P_{\Pi1}^{TP}$, Н	0	50
M_{TP2} , Нм	0	100	$M_{дв}$, Нм	10	200

Далее введем в рассмотрение замкнутое, ограниченное, расширенное пространство G «параметры исследуемой динамической системы – время» – $G_1 \subset G$ После этого приведем систему уравнений (2.22) к «нормальной форме», выполнив со-

ответствующие замены переменных. Обозначения новых переменных сделаны в соответствии с обозначениями из (2.22), с нижними индексами (1 для переменной 1-го порядка, 2 для переменной 2-го второго порядка).

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \dot{X}_1 = X_2, \\
 \dot{X}_2 = -1/M_M(M_M g \sin \alpha - C_{u1}^\varphi / r_{\kappa 1}(\varphi_{\kappa 11} - X_1 / r_{\kappa 1}) + P_f + P_W - P_K), \\
 \dot{Z}_1 = Z_2, \\
 \dot{Z}_2 = -1/M_\Pi(C_{n1}(f_{n1})A_f + C_{n2}(f_{n2})A_r + \\
 + K_{n1}(\dot{f}_{n1}, u_f)B_f + K_{n2}(\dot{f}_{n2}, u_r)B_r + \\
 + S(B_f)P_{\Pi 1}^{\text{TP}} + S(B_r)P_{\Pi 2}^{\text{TP}}), \\
 \dot{\vartheta}_1 = \vartheta_2, \\
 \dot{\vartheta}_2 = -1/J_\vartheta(C_{n1}(f_{n1})L_1 \cos \vartheta_1 A_f - C_{n2}(f_{n2})L_2 \cos \vartheta_1 A_r + \\
 + S(B_f)P_{\Pi 1}^{\text{TP}}L_1 + S(B_r)P_{\Pi 2}^{\text{TP}}L_2), \\
 \dot{\eta}_{11} = \eta_{12}, \\
 \dot{\eta}_{12} = -1/M_1(-C_{n1}(f_{n1})A_f + C_{u1}^N(\eta_1 - h_1) - K_{n1}(\dot{f}_{n1}, u_f)B_f), \\
 \dot{\eta}_{21} = \eta_{22}, \\
 \dot{\eta}_{22} = -1/M_2(-C_{n2}(f_{n2})A_r + C_{u2}^N(\eta_2 - h_2) - K_{n2}(\dot{f}_{n2}, u_r)B_r), \\
 \dot{\varphi}_{\text{дв}1} = \varphi_{\text{дв}2}, \\
 \dot{\varphi}_{\text{дв}2} = -1/(J_{\text{дв}} + J_{\text{сц}})(C_{\text{тр}1}(\varphi_{\text{дв}1} - \varphi_{\Gamma 1}) + \\
 + K_{\text{тр}1}(\varphi_{\text{дв}2} - \varphi_{\Gamma 2})i_k + M_{\text{тр}1} - M_{\text{дв}}), \\
 \dot{\varphi}_{\Gamma 1} = \varphi_{\Gamma 2}, \\
 \dot{\varphi}_{\Gamma 2} = -1/(J_{\text{кп}}i_k^2 + J_\Gamma)(-C_{\text{тр}1}(\varphi_{\text{дв}1} - \varphi_{\Gamma 1}) + \\
 + K_{\text{тр}1}(\varphi_{\text{дв}2} - \varphi_{\Gamma 2})i_k + C_{\text{тр}2}(\varphi_{\Gamma 1} - \varphi_{\kappa 11}i_0) + \\
 + K_{\text{тр}2}(\varphi_{\Gamma 2} - \varphi_{\kappa 12}i_0)i_k + M_{\text{тр}2}), \\
 \dot{\varphi}_{\kappa 11} = \varphi_{\kappa 12}, \\
 \dot{\varphi}_{\kappa 12} = -1/J_{\kappa 11}(-C_{\text{тр}2}(\varphi_{\Gamma 1} - \varphi_{\kappa 11}i_0) + C_{\text{ш}1}^\varphi(\varphi_{\kappa 1} - X_1 / r_{\kappa 1}) - \\
 - K_{\text{тр}2}(\varphi_{\Gamma 2} - \varphi_{\kappa 12}i_0)i_k,
 \end{array} \right. \quad (4.3)$$

$$q_i(0) = q_i^0, \dot{q}_i(0) = \dot{q}_i^0, i = \overline{1, 16}.$$

где

$$A_f = Z_1 + L_1 \sin \vartheta_1 - \eta_1,$$

$$\begin{aligned}A_r &= Z_1 - L_2 \sin \vartheta_1 - \eta_2, \\B_f &= Z_2 + L_1 \vartheta_2 \cos \vartheta_1 - \dot{\eta}_1, \\B_r &= Z_2 - L_2 \vartheta_2 \cos \vartheta_1 - \dot{\eta}_2,\end{aligned}$$

$S(x)$ – аппроксимация функции $\text{sign}(x)$ одним из методов, описанных в главе 2.

При аппроксимации функцией арктангенса имеем,

$$S(x) = \frac{2}{\pi} \text{arctg}(Nx), N \in R. \quad (4.4)$$

Можно показать, что в пространстве G правые части системы (4.3) удовлетворяют условиям Липшица. Следовательно, согласно известной теореме Пикара, решение задачи Коши для (4.3) существует, единственно и непрерывно дифференцируемо для каждого объекта из пространства G . Из этого сразу же следует вывод, что целевая функция a_{max} в замкнутом пространстве G непрерывна, ограничена и достигает своих наибольших и наименьших значений. Данное свойство позволяет сделать вывод, что в каждой точке рассматриваемого пространства G решение задачи оптимизации (4.1), (4.2) существует и единственно.

4.5 Обоснование возможности нелокального использования результатов локального анализа

Вследствие численного интегрирования дифференциальных уравнений исследуемой динамической системы, все полученные выводы формально справедливы лишь для «просчитанной» конструкции транспортного средства. Для системы с другими параметрами полученные результаты могут быть несправедливы. Однако, данное «опасение» исключено по следующим соображениям. Так как правые части системы (4.3) в пространстве G удовлетворяют условиям Липшица, то, согласно теореме Пикара, решение задачи Коши для системы (4.3) существует и в пространстве G непрерывно зависит от параметров исследуемой динамической системы. Отсюда и следует возможность нелокального использования результатов локального анализа.

4.6 Основные выводы по разделу

Данный раздел посвящен расчету параметров регулируемой подвески. Рабочий цикл для моделирования транспортного средства сформирован следующим образом: движение прямолинейное с постоянной скоростью. Через 10 м после начала движения находится единичная искусственная неровность определенной длины и высоты гребня. Сформулирована оптимизационная задача снижения динамической нагруженности. Представлены результаты сравнительного моделирования движения транспортных средств со штатным линейным упругим элементом подвески автомобиля Лада Калина и с исследуемым нелинейным упругим элементом РП. Показано, что использование в конструкции такого упругого элемента позволяет значительно снизить как максимальное значение вертикальных ускорений (в 1,7 раз), так и среднее квадратическое ускорений (в 1,5 раза). Приведена методика расчета параметров на основе разработанной в Matlab/Simulink программы. На примерах показан результат работы программы, рассчитаны управляющие воздействия РП, реализующие минимальные значения средних квадратических вертикальных ускорений. Разработанная методика и программа являются универсальными и могут использоваться для расчета различных случаев конструкции подвески, а также при исследовании динамики широкого диапазона разнообразных машин и механизмов. Доказано существование решения задачи оптимизации для любых конструкций легковых автомобилей исследуемого подкласса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одним из перспективных направлений развития подвесок ТС является использование упругих элементов с существенно нелинейной рабочей характеристикой и регулируемых амортизаторов со сверхшироким диапазоном регулирования рабочих характеристик. Для разработки эффективной и надежной конструкции адаптивной подвески необходимо оценить эксплуатационные свойства ТС, в первую очередь, его динамическую нагруженность. В случае регулируемой подвески необходимо учитывать реальные нелинейные рабочие характеристики ее элементов. В исследовании приводится разработанный подход для такой оценки.

Основные результаты исследования:

1. Разработан подход к составлению функциональных аналогов упругого элемента РП, включающих нелинейную рабочую характеристику и ее математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне деформации упругого элемента. Данный подход применен к конструкции РП с нелинейным упругим элементом, рабочая характеристика которого имеет три выраженных участка. В «зоне комфорта» (1 участок) отношение коэффициентов жесткости исследуемого и штатного элементов равняется 0,522. Жесткость исследуемого образца на 2 участке больше в 3,48 раза. При этом повышается устойчивость, управляемость, безопасность движения. Жесткость исследуемого образца на 3 участке в 76,8 раза выше жесткости упругого элемента заводской компоновки.
2. Проведен сравнительный анализ результатов аппроксимации рабочих характеристик упругого элемента при использовании пяти методов, даны рекомендации по использованию различных методов аппроксимации.
3. Разработан подход к составлению функциональных аналогов регулируемых амортизаторов РП, включающих совокупность нелинейных рабочих характеристик и их математическое описание в классе функций двух переменных, аналитических во

всем замкнутом скоростном диапазоне.

4. Предложена новая расчетная схема переднеприводного ТС, включающая функциональные аналоги нового регулируемого амортизатора и нелинейного упругого элемента РП.

5. Разработана математическая модель ТС с РП, включающая указанные выше функциональные аналоги. Показано, что результаты расчетов и экспериментальные данные отличаются не более чем на 12%.

6. Предложен алгоритм профилирования направляющей части поршня и подбор его геометрических соотношений для снижения потерь на трение в амортизаторе.

5. Разработана методика оценки динамической нагруженности ТС с использованием разработанных функциональных аналогов элементов РП. Показано, что при использовании в конструкции подвески нелинейного упругого элемента РП, максимальные значения вертикальных ускорений движения кузова ТС снижаются в 1,7 раза, а средние квадратические в 1,5 раза по сравнению с линейным упругим элементом.

6. В ходе проведения стендовых испытаний за счет использования РП удалось снизить максимальные значения вертикальных ускорений подрессоренной массы в 1,5 раза и в 1,6 раз снизить амплитуду вертикальных перемещений.

7. Разработано программное обеспечение для решения задачи минимизации максимальных значений вертикальных ускорений движения кузова ТС при проезде автомобилем с регулируемой подвеской через единичную искусственную неровность.

8. Доказано, что в каждой точке рассматриваемого пространства параметров G (совокупность автомобилей данного подкласса) решение задачи оптимизации (4.1), (4.2) существует и единственно.

9. Доказана возможность нелокального использования результатов локального анализа для любых ТС рассматриваемого подкласса.

Полученные результаты являются универсальными и могут применяться в различных областях машиностроения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аверьянов, Г.С. Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем / Г.С. Аверьянов. – Омск: ОмГТУ, 1999. – 115 с.
2. Аверьянов, Г.С. Пневматические виброзащитные системы с активным управлением упругодемпфирующих характеристик / Г.С. Аверьянов, В.Г. Цыс // Динамика систем механизмов и машин: Межд. научн-техн. Конф.: Тез. Докл. Кн. 2. – Омск: ОмГТУ, 1997. – С. 50.
3. Автомобильный справочник Bosch / Пер.: Г.С. Дугин, Е.И. Комаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
4. Адаптивный амортизатор транспортных средств нового принципа действия / А.Ф. Дубровский, А.С. Алюков, С.В. Алюков, К.В. Прокопьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т.18. №4. – С.5-16.
5. Аксенов, И.В. Компьютерное моделирование внешнего воздействия дороги на многоосный автомобиль с учетом сглаживающих свойств шин и размеров колес / И.В. Аксенов // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – №8. С. 49-54.
6. Аксенов, П.В. Многоосные автомобили / П.В. Аксенов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
7. Алюков, С.В. Аппроксимация ступенчатых функций в задачах математического моделирования / С.В. Алюков // Математическое моделирование. – 2011. – Т. 23, №3. – С. 75-88.
8. Ануфриев, И.Е. MATLAB 7 / И. Е. Ануфриев, А. Б. Смирнов, Е. Н. Смирнова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 1104 с.
9. Анчуков, В.В. Имитационное моделирование системы автоматического

управления блокировками дифференциалов грузовых автомобилей / В.В. Анчуков, А.С. Алюков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т.18. №3. – С.68-79.

10. Безбородова, Г.Б. Моделирование движения автомобиля / Безбородова, Г.Б., Галушко, В.Г. – Киев: Вища Школа, 1978. – 168 с.

11. Беленький, Ю.Б. К вопросу о затрате энергии на колебания автомобиля/ Беленький, Ю.Б., Имашева Н.П., Фурунжиев Р.И // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 9. – С. 17-19.

12. Белоусов, Б.Н. Управляемые подвески автомобилей / Белоусов Б.Н., Меркулов И.В., Федотов И.В. // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 1. – С. 23-24.

13. Бируля, А.К. Влияние ровности покрытия дороги на скорость движения автомобиля / Бируля А.К., Говорущенко Н.Я. // Автомобильная промышленность. – 1961. – №4. – С. 6-7.

14. Вахламов, В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства. Учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – 2-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 240 с.

15. Волошин, Ю.Л. Активные системы поддрессоривания тракторов и требования к их оптимизации / Ю.Л. Волошин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – №2. – С. 30-36.

16. Волошин, Ю.Л. Классификация систем поддрессоривания колесных тракторов / Ю.Л. Волошин // Тракторы и сельхозмашины. –2002. – №5. – С. 10-14.

17. Вульфсон, И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И.И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.

18. Вульфсон, И.И. Нелинейные задачи динамики машин / И.И. Вульф-

сон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1968. – 350 с.

19. Генкин, М.Д. Активные виброизоляционные системы / М.Д. Генкин, В.В. Яблонский. – М.: Наука, 1977. – С. 2-11.

20. Генкин, М.Д. Упруго-инерционные виброизолирующие системы. Предельные возможности, оптимальные структуры / М.Д. Генкин, В.М. Рябой. – М.: Наука, 1988. – 191 с.

21. Горобцов, А.С. Математическое моделирование динамики АТС. Проблемы и перспективы / А.С. Горобцов // Автомобильная промышленность. – 2006. – №4 – С. 14-16.

22. Горобцов, А.С. Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел / А.С. Горобцов// Справочник. Инженерный журнал. – 2004. – №9. – С. 40-43.

23. Добронравов, В.В. Основы аналитической механики. Учеб. пособие для вузов / В.В. Добронравов. – М.: Высшая школа, 1976. – 264 с.

24. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.

25. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / А.Д. Дербаремдикер. – М., Машиностроение, 1969. – 200 с.

26. Дербаремдикер А.Д. Новый метод оценки плавности хода АТС / А.Д. Дербаремдикер // Автомобильная промышленность. – 1991. – № 5. – С. 18-20.

27. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель/ Под общ. ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 534 с.

28. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов / С.В. Елисеев [и др.] – Иркутск.: ИГУ, 2008. – 523 с.

29. Елисеев, С.В. Мехатронные подходы к динамике механических коле-

бательных систем / С.В. Елисеев, Ю.Н. Резник, А.П. Хоменко. – Новороссийск: Наука, 2011. – 384 с.

30. Елисеев С.В. Виброзащита и виброизоляция как управление колебаниями объектов / С.В. Елисеев, А.А. Засядко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – Иркутск: ИрГУПС, 2004. – Вып. 1(1) – С.6-20.

31. Елисеев, С.В. Динамические гасители колебаний / С.В. Елисеев, Г.П. Нерубенко. – Новосибирск: Наука, 1982. – 144 с.

32. Елисеев С.В. Структурная теория виброзащитных систем / С.В. Елисеев. – Новосибирск: Наука, 1978. – 224 с.

33. Еремина, И.В. Обеспечение плавности хода при проектировании легкового автомобиля с учетом влияния потерь на трение в подвеске: Автореф. дис. канд. тех. наук: 05.05.03 / Еремина Ирина Васильевна. – Тольятти, 2008. – 26 с.

34. Жилейкин, М.М. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач // Наука и образование. – 2012. – №2. – С. 1-10.

35. Зимелев, Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелев. – М.: Воениздат, 1957. – 453 с.

36. Иванов, В.Н. Пассивная безопасность автомобиля / В.Н. Иванов, В.А. Лялин. – М.: Транспорт, 1979. – 278 с.

37. Иларионов, В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1966. – 278 с.

38. Ильинский, В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий / В.С. Ильинский. – М.: Энергия, 1970. – 320 с.

39. Испытания автомобилей / В.Б. Цимбалин, В.Н. Кравец, С.М. Кудрявцев и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.

40. Ищенко, В.Н. Углы крена автомобиля с независимой подвеской / В.Н. Ищенко // Известия вузов СССР. Машиностроение. – 1965. – №9. – С. 28-33.
41. Карамышкин, В.В. Динамическое гашение колебаний / В.В. Карамышкин. – Л.: Машиностроение, 1988. – 108 с.
42. Карунин, А.Л. Оценочный критерий плавности хода легковых автомобилей малого класса / А.Л. Карунин, А.В. Кретов, М.Ю. Кулешов // Автомобильная промышленность. – 2002. – №12. – С. 11-13.
43. Колебания автомобиля Испытания и исследования / Я.М. Певзнер [и др.]; под ред. Я.М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
44. Колесников, К.С. Методы моделирования динамических процессов при движении многоосных автомобилей высокой проходимости / К.С. Колесников, И.В. Аксенов // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – №6. – С. 29-34.
45. Коловский, М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 318 с.
46. Котиев, Г.О. Комплексное поддрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
47. Котиев, Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессоривания военных гусеничных машин: дисс. на соискание ученой степени д-ра техн. наук. – М.: МВТУ, 2000. – 265 с.
48. Кузнецов, В.А. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учебное пособие / В.А. Кузнецов, И.Ф. Дьяков. – Ульяновск: УлГТУ. – 2003. – 64 с.
49. Лазарян, В.А. О колебаниях многомассовых систем при кинематических случайных возмущениях / В.А. Лазарян, В.Ф. Ушкалов // Прикладная механика. – 1970. – т. VI, вып. 11.

50. Литвинов, А.С. О возможности улучшения управляемости легковых автомобилей сочетанием конструктивных факторов / А.С Литвинов, Б.М. Фиттерман, Ю.М. Немцов // Автомобильная промышленность. – 1976. – №4. – С. 13-17.
51. Литвинов, А.С. Теория эксплуатационных свойств автомобиля / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
52. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
53. Ляшенко М.В. Синтез систем поддресоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: монография / Ляшенко М.В.; ВолгГТУ. - Волгоград: РПК "Политехник", 2004. - 254 с.
54. Мирзоев, Г.К. О влиянии на плавность хода легкового автомобиля соотношений параметров колебаний его передней и задней подвесок / Г.К. Мирзоев, Д.С. Храпов // Тр. всеросс. научно-технич. конф. «Современные тенденции развития автостроения в России» (Тольятти, 2005 г.). – Тольятти, 2005. – С. 140-144.
55. Морозов, Б.М. Активная подвеска (сервоподвеска) автомобиля: Обзор / Б.М. Морозов, Р.И. Райхлин. – М.: НИИНАвтопром, 1967. – 60 с.
56. Новиков, В.В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов: Автореф: дисс. докт. техн. наук (05.05.03). – Волгоград, 2005. – 32 с.
57. Новосёлов, В.Л. Математическое моделирование динамического процесса в подвеске полуприцепа / В.Л. Новосёлов, Д.Г. Неволин // Транспорт Урала. – 2014. – № 3. – С. 119-122.
58. О построении характеристики жесткости пружинной подвески автомобиля / О.А. Дубровская, А.Ф. Дубровский, С.В. Алюков и др. // Вестник СибАДИ. – Омск: СибАДИ. – 2010. – №3(17). – С. 22-24.

59. Осепчугов, В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 302 с.
60. Островцев, А.И. Развитие теории рабочего процесса и исследования конструкции продольно-упругой подвески автомобиля / А.И. Островцев, А.Д. Дербаремдикер, М.А. Юдкевич // Автомобильная промышленность. – 1973. – №12. – С. 10-14.
61. Островцев., А.И. Развитие теории рабочего процесса и исследования конструкции продольно-упругой подвески автомобиля / А.И. Островцев, А.Д. Дербаремдикер, М.А. Юдкевич // Автомобильная промышленность. – 1973. – №12. – С. 10-14.
62. Пановко, Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
63. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: учебн. пособие для вузов / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, гл. ред. физ. –мат. лит., 1991. – 256 с.
64. Пархиловский, И.Г. Автомобильные листовые рессоры. 2-е изд., перераб. и доп. / И.Г. Пархиловский. – М. Машиностроение, 1978. 232 с.
65. Патент РФ №2522773. Торсионный стержнево-трубчатый упругий элемент подвески транспортного средства / А.Ф. Дубровский и др, опубл. 20.07.14, Бюл. №20.
66. Патент РФ №2500936. Адаптивный амортизатор / А.Ф. Дубровский и др, опубл. 10.12.13.
67. Певзнер, В.М. О нормировании плавности хода автомобилей / В.М. Певзнер, Г.Г. Гридасов, А.Е. Плетнев // Автомобильная промышленность. – 1973. – №11. – С. 11-15
68. Певзнер, В.М. Пневматические и гидропневматические подвески / В.М. Певзнер, А.М. Горелик. – М.: Машгиз, 1963. – 379 с.

69. Певзнер, Я.М. Вибрационный стенд для исследования колебаний автомобиля / Я.М. Певзнер, Г.Г. Гридасов, В.П. Рост // Труды НАМИ, вып. 154. – М., 1975. – С. 3-11.
70. Поршневу, Г.П. Автомобиль: поворот, устойчивость, проходимость: Конспект лекций / Г.П. Поршневу, Р.Ю. Добрецов. – СПб.: СПбГТУ, 2001. – 55 с.
71. Проектирование полноприводных колесных машин. В 2 т. Т. 2. Учеб. для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; Под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.
72. Проикшат, А. Шасси автомобиля: Типы приводов / Под. ред. Й. Раймпеля; Пер. с нем. В.И. Губы; Под. ред. А.К. Миллера. – М.: Машиностроение, 1989. – 232 с.
73. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель; пер с нем. В.П. Агапова; под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
74. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Конструкции подвесок / Й. Раймпель; пер. с нем. В.П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
75. Ротенберг, Р.В. О физиологических критериях плавности хода автомобиля / Р.В. Ротенберг, Н.И. Булаченко // Автомобильная промышленность. – 1966. – №2. – С. 27-30.
76. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания / Р.В. Ротенберг. – М.:Машгиз, 1960. – 245 с.
77. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. – М.: Машиностроение, 1971. – 392 с.
78. Ротенберг, Р.В. Применение электронных счетных машин и моделей для изучения колебаний автомобиля / Р.В. Ротенберг // Автомобильная промышленность. – 1958. – №1.

79. Ротенберг, Р.В. Проблемы развития подвески автомобиля / Р.В. Ротенберг // Автомобильная промышленность. – 1959. – №5.
80. Сарач, Е.Б. Разработка научных методов создания комплексной системы поддресоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин: дисс. на соискание ученой степени д-ра техн. наук. – М.:МГТУ им Н.Э. Баумана, 2010. – 327 с
81. Семенов, В.М.. О динамике автомобиля как колебательной системы, со многими степенями свободы / В.М. Семенов, С.И. Кондрашкин, С.П. Контанисов // Автомобильная промышленность. – 1976. – №4. – С. 21-23.
82. Семенов, В.М.. Определение динамической нагруженности трансмиссии и работа буксования муфты сцепления при трогании автомобиля с места / В.М. Семенов, С.И. Кондрашкин, С.П. Контанисов // Автомобильная промышленность. – 1978. – №2. – С. 23-26.
83. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. 2-е изд., доп. и перераб. / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
84. Сравнительный анализ методов аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента подвески автомобиля / А.Ф. Дубровский, А.С. Алюков, С.В. Алюков, К.В. Прокопьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – Т.17. №4. 2017.
85. Стрелков, М.Н. Математическая модель взаимосвязанных колебаний подвеска и трансмиссии автомобиля с рычажной подвеской / М.Н. Смирнов // Материалы XIII Всероссийской научно-технической конференции «Информационные технологии в науке, проектировании и производстве». – Нижний Новгород: Межрегиональное Верхневолжское отделение Академии технологических наук РФ, 2004. – С. 17-21.

86. Стрелков, М.Н. Разработка математических моделей, описывающих взаимосвязанные колебания подвески и трансмиссии автомобиля / М.Н. Стрелков // Сборник трудов научно-технического форума с международным участием «Высокие технологии – 2004». В 4-х ч. Ч. 3. – Ижевск: ИжГТУ, 2004. – С. 145-151.
87. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
88. Теория активных виброзащитных систем: сб. научн. тр. / под ред. С.В. Елисеева. – Иркутск: ИЛИ, 1974. – 240 с.
89. Токарев, А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
90. Умняшкин, В.А. Теория автомобиля: Учеб. пособие / В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. – 230 с.
91. Успенский, И.Н. Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.
92. Фалькевич, Б.С. Теория автомобиля. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
93. Филиппов, В.В. Колебания кузова локомотива на пневматических рессорах / В.В. Филиппов, С.С. Савушкин // Вестник ВНИИЖТ. – Вып. 7. – С.32-39.
94. Фитилев, Б.Н. Исследование рабочего процесса пневморессоры с пневматическим демпфером / Б.Н. Фитилев, В.Н. Чинов, Г.С. Аверьянов // Труды КПИ им. В.И. Ленина. – Алма-Ата, 1980. – С. 83-87.
95. Фитилев, Б.Н. Пневмоамортизатор с переменными характеристиками и воздушным демпфированием / Б.Н. Фитилев, С.С. Савушкин, В.Н. Чинов // Динамика систем: межвуз. сб. научн. тр. – Омск, 1977. – Вып. 5. – С.79-82.

96. Фролов, К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1980. – 279 с.
97. Фурунжиев, Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. / Р.И. Фурунжиев. – Мн.: «Вышэйш. Школа», 1971. – 452 с.
98. Фурунжиев, Р.И. Статистическая оптимизация нелинейных виброзащитных систем / Р.И. Фурунжиев // В сб. «Вибротехника». – Каундас, 1970. – №1(10).
99. Фурунжиев, Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р.И. Фурунжиев. – Мн.: «Вышэйш. Школа», 1971.
100. Хамитов, Р.Н. Активная виброударозащитная система с электромеханическим демпфером / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической и авиационной техники: Мат. V Всеросс. Научн. конф. – Омск: ОмГТУ-Полет, 2010. – С.59-62.
101. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков – М: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. – 344 с.
102. Шупляков, В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В.С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.
103. Яценко, Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин / Н.Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
104. Яценко, Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.И. Пругчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 220 с.
105. Яценко, Н.Н. Новая модель сглаживающей способности шин. Расчет колебаний автомобиля. – Автомобильная промышленность. – 1992. – №11. С.18-21.
106. Aliukov, S. Analysis of Methods of Solution of Differential Equations of Motion of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, A. Alyukov. – SAE Technical Paper, 2017-01-1105. – 2017.

107. Aliukov, S. Modelling of Dynamic Processes for Inertial Continuously Variable Transmission / S. Aliukov, A. Keller, A. Alyukov // SAE Technical Paper. – 2017. – № 2017-01-1060.
108. Aliukov, S. Overrunning Clutches in Designs of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, L Shefer, A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – London, UK, 4-6 July 2018. – P. 684-689.
109. Aliukov, S. Solutions of Differential Equations of Dynamics of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, L Shefer, A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – London, UK, 4-6 July 2018. – P. 69-74.
110. Alyukov, A. Active Shock Absorber Control Based on Time-Delay Neural Network / A. Alyukov, Y. Rozhdestvenskiy, S. Aliukov // Energies. – 2020. – №13, 5, 1091.
111. Alleyne, A. A simplified approach to force control for electro-hydraulic systems / A. Alleyne, R. Liu // Control Engineering Practice. – 8:1347–1356. – 2000.
112. Alleyne, A. Nonlinear adaptive control of active suspensions / A. Alleyne, J.K. Hendrick // IEEE Trans. Control Syst. Technol. – 1995. – №3(1). – P. 94-101.
113. Aliukov, S. Vibrations and Properties of Inertia Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, A. Keller, A. Alyukov // Lecture Notes in Engin. and Comp. Sc.: Proc. of The World Congress on Eng. And Comp. Sc. 2017. – San Francisco, 25-27 Oct, 2017. – P. 702-706.
114. Alyukov, A. Frequency Analyze of Multifunctional Robotic Complexes of Modular Type with Industrial Manipulators / A. Alyukov // Lecture Notes in Engin. and Comp. Sc.: Proc. of The World Congress on Eng. And Comp. Sc. 2017. – San Francisco, 25-27 Oct, 2017. – P. 727-731.
115. Alyukov, A. Two-Scale Command Shaping for Reducing NVH during Engine Shutdown / A. Alyukov, J. Wilbanks, M.M, Khattak, M. Leamy // SAE Technical

Paper. – 2020. – №2020-01-0411

116. Alyukov, A. Vibration Model of the Mobile Platform with Serial Industrial Manipulator for the Purpose of Suspension Design / A. Alyukov // The 25th World Congress on Engineering 2017. – London, UK, 5-7 July 2017. – P. 1041-1045.

117. Alyukov, A. Vibration Isolation System Design for Mobile Platform with Serial Industrial Manipulator / A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – London, UK, 4-6 July 2018. – P. 626-629.

118. Anchukov, V. Algorithm for Automatic Differential Locking System of a Heavy Truck / V. Anchukov, A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – San Francisco, USA, 23-25 October 2018. – P. 574-578.

119. Anchukov, V. Stability and Control of Movement of the Truck with Automatic Differential Locking System / V. Anchukov, A. Alyukov, S. Aliukov // Engineering Letters. – 2019. – № 27, 1. – P. 131-139.

120. Appleyard, M. Active suspension: some background / M. Apokeyard, P. Wellstead // IEEE Proceedings: Control Theory and Applications. – vol. 142, 1995. – P. 123-128.

121. Application of H_{∞} control to active suspension system/ M. Yamashita, K. Fujimori, K. Hayakawa, and H. Kimura// Automatica. – 30:1717–1729.–1994.

122. Blum, N. System identification of vehicle dynamics and road conditions using wireless sensors. – PhD Thesis, University of Maryland, 2015.

123. Causemann, P. CDC (Continuous Damping Control) / P. Causemann, T. Kutschem // VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik, 1997. – P.135-153.

124. Causemann, P. Kraftfahrzeugstosssdaempfer // Bibliothek der Technik, vol. 185. – 1999.

125. Darus, R. Modelling and control active vehicle suspension system for a quarter car model / R. Darus, M.I. Enzai // 2010 International Conference on Science

and Social Research (CSSR). – IEEE, 2010. – P.1203-1206.

126. Dubrovskiy, A. Adaptive Suspension of Vehicles and Its Characteristics / A. Dubrovskiy, S. Aliukov, S. Dubrovskiy, A. Alyukov. // Lecture Notes in Engin. and Comp. Sc.: Proc. of The World Congress on Eng. And Comp. Sc. 2017. – San Francisco, 25-27 Oct, 2017. – P. 679-684.

127. Dubrovskiy, A. Basic Characteristics of Adaptive Suspensions of Vehicles with New Principle of Operation. / A. Dubrovskiy, S. Aliukov, A. Alyukov. – SAE Int. J. Commer. Veh. (10):193-203, doi: 10.4271/2017-01-0404.

128. Dubrovskiy, A. Properties of New Adaptive Suspension of Vehicles / A. Dubrovskiy, S. Aliukov, A. Alyukov // The 25th World Congress on Engineering 2017. – London, UK, 5-7 July 2017. – P. 900-905.

129. Elnaggar, A. The response of nonlinear controlled system under an external excitation via time delay state feedback / A. Elnaggar, K. Khalil. // J. King Saud Univ. – Eng. Sci. – 28(1), 2016. – P.75-83.

130. Fleps-Dezasse, M. Experimental evaluation of linear parameter-varying semi-active suspension control. In Control Applications (CCA) / Fleps-Dezasse, M., Ahmed, M.M., Brembeck, J., and Svaricek, F. // Proc. of the IEEE Int. Conf., Buenos Aires, Argentina, 2016. – P.77-88.

131. Fleps-Dezasse, M. LPV control of full-vehicle vertical dynamics using semi-active dampers / Fleps-Dezasse, M. and Brembeck, J. // In Advances in Automotive Control (AAC), Proc. of the 8th Int. IFAC Symp. – Kolmarden, Sweden, 2016. – P. 432–439.

132. Gao, W. A half-car model for dynamic analysis of vehicles with random parameters / W. Gao, N. Zhand, H.P. Du // 5-th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2017. – Brisbane, Australia, 2007.

133. Giua, A. Design of a Predictive Semiactive Suspension System / Giua, A.,

Melas, M., Seatzu, C. // *Vehicle System Dynamics*, 41(4). – 2004. – P.277–300.

134. Heyer, G. Trends in Stosssdaempferentwicklung // *Fortschritte der Fahrzeugtechnik*. 2003. – P. 233-260.

135. Karnopp, D. Active and semi-active vibration isolation / D. Karnopp // *ASME Journal of Vibration & Acoustics*, vol.117, no. 3B, June 1995. – P.177-85.

136. Maltseva, N. Modeling the Load Mode of Transmission of a Heavy Truck in Case of Starting with a Clutch Release / N. Maltseva, V. Anchukov, A. Alyukov // *Lecture Notes in Engineering and Computer Science*. – San Francisco, USA, 23-25 October 2018. – P. 583-586.

137. Morselli, R. Control of a port hamiltonian systems by dissipative devices and its application to improve the semi-active suspension behavior / Morselli, R. and Zanasi, R. // *Mechatronics*, 18, 2008. – P. 364–369.

138. Pellegrini, E. Model-Based Damper Control for Semi-Active Suspension System. – PhD Thesis, TU Munchen, 2010.

139. Poussot-Vassal, C. A Methodology for Optimal Semi-Active Suspension Systems Performance Evaluation / Poussot-Vassal, C., Savaresi, S.M., Spelta, C. // *In Proceedings of the 49th Conference on Decision and Control*. Atlanta, Georgia, USA, 2010.

140. Savaresi, S. Acceleration driven damper (ADD): an optimal control algorithm for comfort oriented semi-active suspensions / Savaresi, S., Siciliani, E., and Bittanti, S. // *ASME Transactions: Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*. – 127(2), 2010. – P.218–229.

141. Shirahatt, A. Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding / A. Shirahatt, P.S.S. Prasad, M.M. Kulkarni. // *J. of the Braz. Soc. Of Mech. Sci. & Eng.* – J-M 2008. – Vol. XXX, No1. – P.66-77.

142. Smith, M.C. Achievable dynamic response for automotive active suspension. – *Vehicle System Dynamics*, 33, 2000. – P.137-168.

143. Sohn, H. Semi-active control of the macpherson suspension system: Hardware-in-the-loop simulations / Sohn, H., Hong, K., and Hedrick, J. // In IEEE CCA, Anchorage, Alaska, 2000. – P. 982-987.
144. Spielmann, M. Elektronische Daempfkraftregelung EDCC // Kontakt & Studium – expert Verlag, 2002.
145. Truscott, A.J. Composite Active Suspension for Automotive Vehicles / A.J. Truscott // IEEE Computing and Control Engineering Journal. – June, 1994. – P. 149-154.
146. Tseng, H.E. State of the art survey: active and semi-active suspension control / Tseng, H.E. and Hrovat, D // Int. J. of Vehicle System Dynamics, 53(7). – 2015. – P. 1034–1062.
147. Unger, A. Application of LQ-based semi-active suspension control in a vehicle / Schimmack, F., Lohmann, B // In World Congress (WC), Proc. of the IFAC, Milano, Italy. – 2011. – P. 1808–1813.
148. Valasek, M (1998). Development of semi-active roadfriendly truck suspensions/ Valasek, M., Kortum, W., Sika, Z. // Control Engineering Practice, 6(6), 2000. – P. 735–744.
149. Vatankhah, R. Vibration Control of Vehicle Suspension System Using Adaptive Critic-Based Neurofuzzy Controller / R.Vatankhah, M. Rahaeifard, and Aryaalasty // Proceeding o/the 6th International Symposium on Mechatronics and its Applications (ISMA09), Sharjah, UAE, March 24-26,2009.
150. Wallentowitz, H. Elektronik im Kraftfahrzeugwesen – Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme / H.Wallentowitz, T.Schruellkamp // Kontakt&Studium – expert Verlag, 2002.
151. Zin, A. (2008) Robust LPV - H_{∞} control for active suspensions with performance adaptation in view of global chassis control / Zin, A., Senname, O., Gaspar, P. // Vehicle System Dynamics, 46(10), 2008. – P. 889–912.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Файл Variables.mat

```
f1=;
f2=;
f3=;
f4=;
k1=;
k2=;
k3=;
af=;
bf=;
cf=;
%Dampers u1
f1u1=;
f2u1=;
f3u1=;
f4u1=;
k1u1=;
k2u1=;
k3u1=;
au1=;
bu1=;
cu1=;
%Dampers u2
f1u2=;
f2u2=;
f3u2=;
f4u2=;
k1u2=;
k2u2=;
k3u2=;
au2=;
bu2=;
cu2=;
%Dampers u3
f1u3=;
f2u3=;
f3u3=;
f4u3=;
k1u3=;
k2u3=;
k3u3=;
au3=;
bu3=;
cu3=;
```

```

Ms=; %Sprung Mass
M1=; %Unsprung mass front
M2=; %Unsprung mass rear
Mm=Ms+M1+M2;
g=; %Gravity
alpha=; %Road slope
Cphik2=; %Angular stiffness rear tire
Cnk1=;%Normal stiffness front tire
Cnk2=;%Normal stiffness rear tire
rk2=; %Rear tire effective radius
Pk=; %Traction
Pw=; %Air resistance force
Pf1=; %Rolling resistance force
Pf2=; %Rolling resistance force
Cp1=;%Front suspension stiffness
Cp2=; %Rear suspension stiffness
Kp1=; %Front suspension damping
Kp2=; %Rear suspension damping
Ctr1=; %Front transmission stiffness
Ctr2=; %Rear suspension stiffness
Ktr1=; %Front transmission damping
Ktr2=; %Rear transmission damping
L1=; %Front length
L2=; %Rear length
Pp1=; %Dry friction front suspension
Pp2=; %Dry friction rear suspension
Jthetta=; %Moment of inertia relative to theteta
Je=; %Crankshaft moment of inertia
Jcl=; %Clutch moment of inertia
Jgb=; %Gearbox moment of inertia
Jg=; %Synchronizer moment of inertia
Jk2=;
ik=; %k-th gear ratio
i0=; %Main gear
Mtr2= ; %Loss in rear transmission
Mtr1=; %Loss in front transmission
Me=;
h1=;
h2=;

```

Файл run.mat

```

for pt=1:9
    ksf(1)=k(pt,1);    ksf(2)=k(pt,2);    ksf(3)=k(pt,3);    ksf(4)=k(pt,4);
ksf(5)=k(pt,5);
    bsf(1)=b(pt,1);    bsf(2)=b(pt,2);    bsf(3)=b(pt,3);    bsf(4)=b(pt,4);
bsf(5)=b(pt,5);
    for vt=1:9
        ksr(1)=k(vt,1);    ksr(2)=k(vt,2);    ksr(3)=k(vt,3);    ksr(4)=k(vt,4);
ksr(5)=k(vt,5);
        bsr(1)=b(vt,1);    bsr(2)=b(vt,2);    bsr(3)=b(vt,3);    bsr(4)=b(vt,4);
bsr(5)=b(vt,5);
        sim('model')
        plot(simout);
        hold on;
        rootmin(pt,vt)=rms(simout.Data);
        amax(pt,vt)=max(simout.Data);
    end
end
end

```

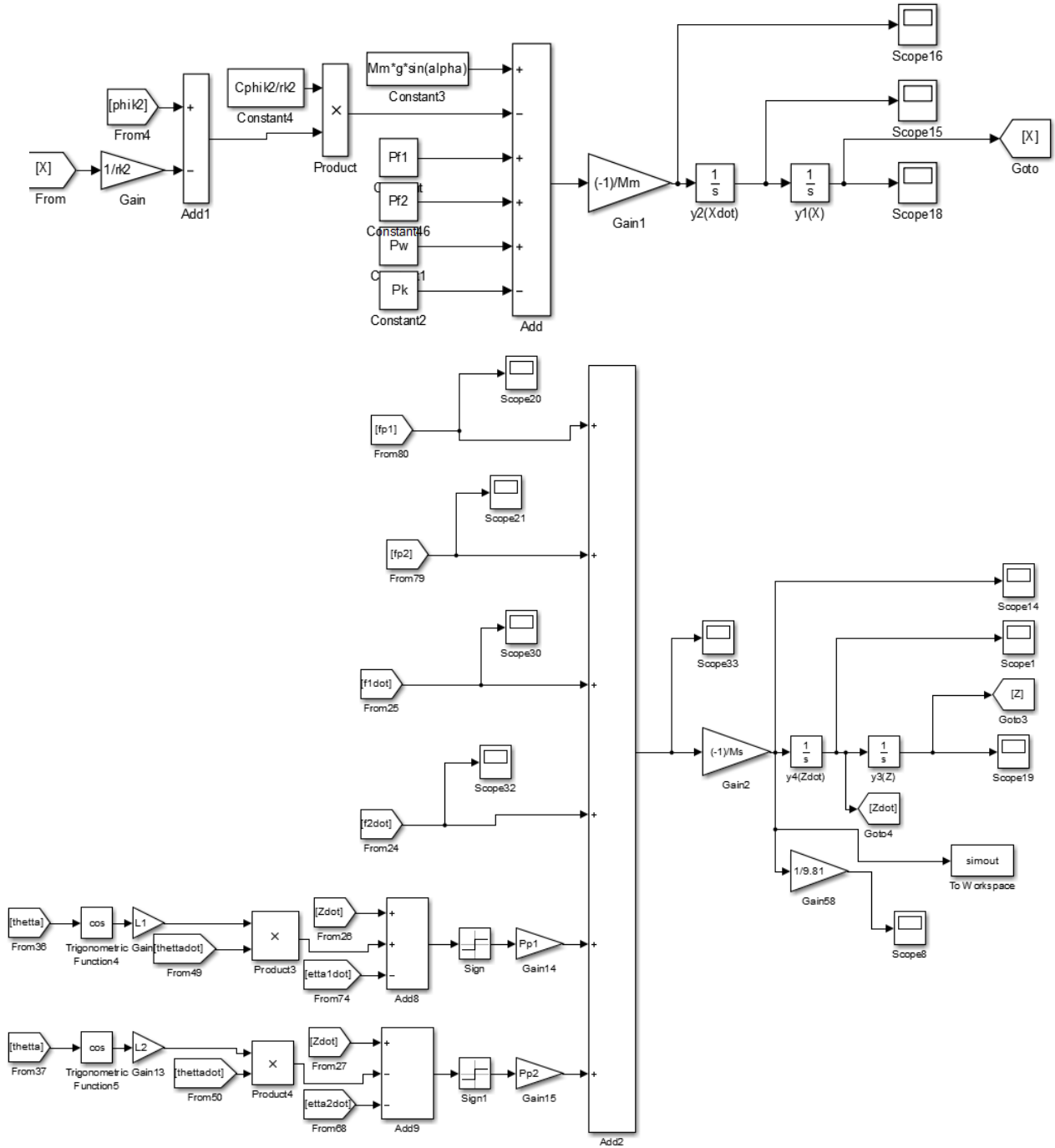
Файл dampers.mat

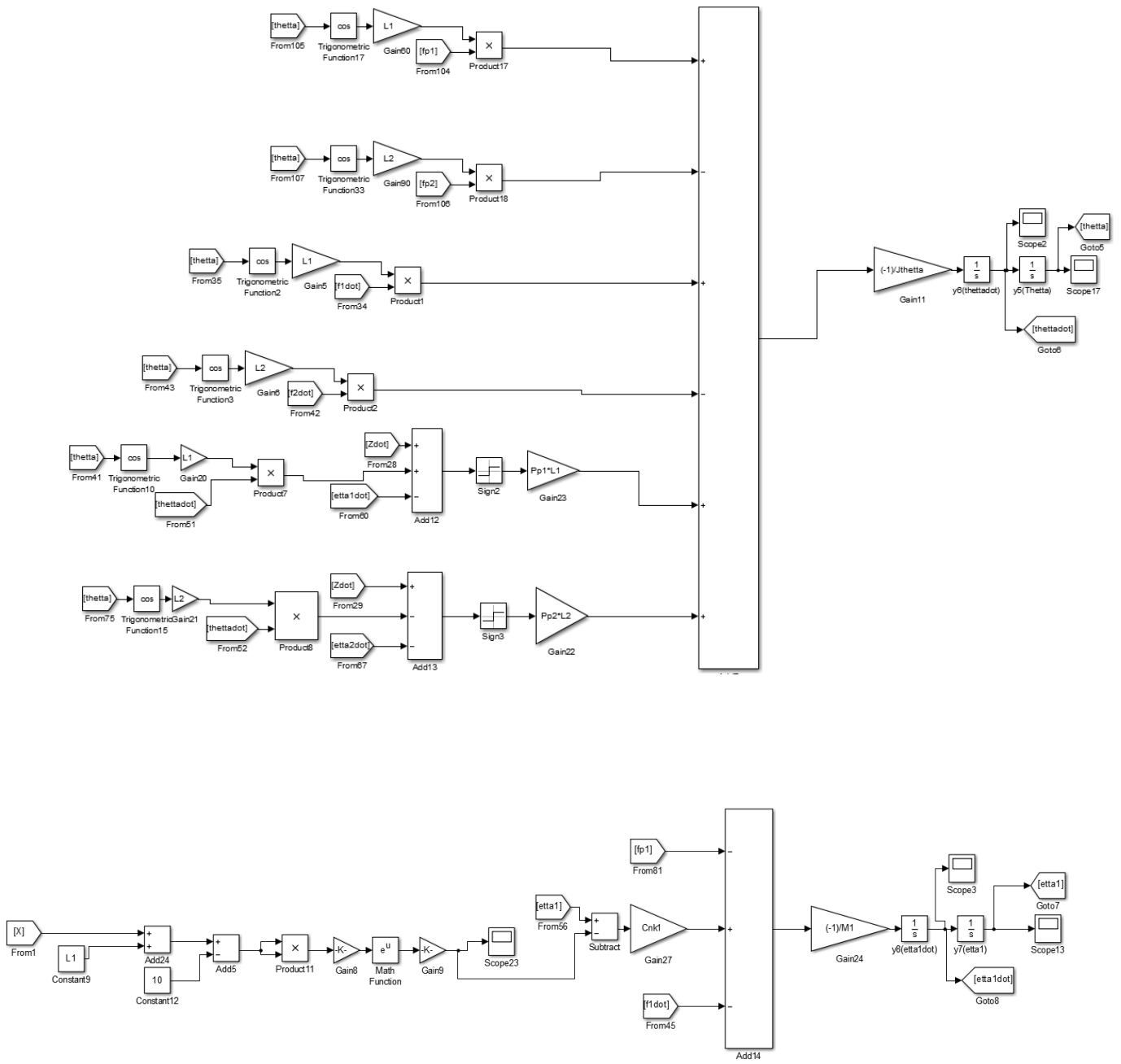
```

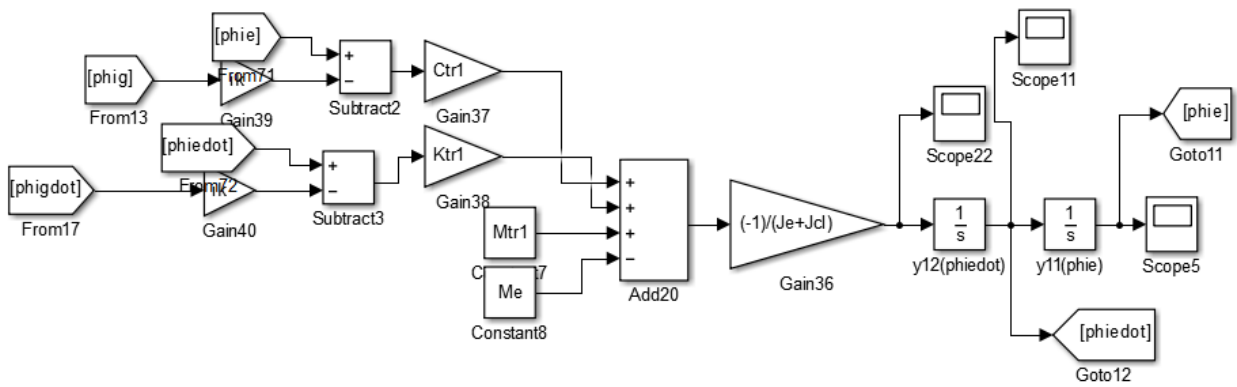
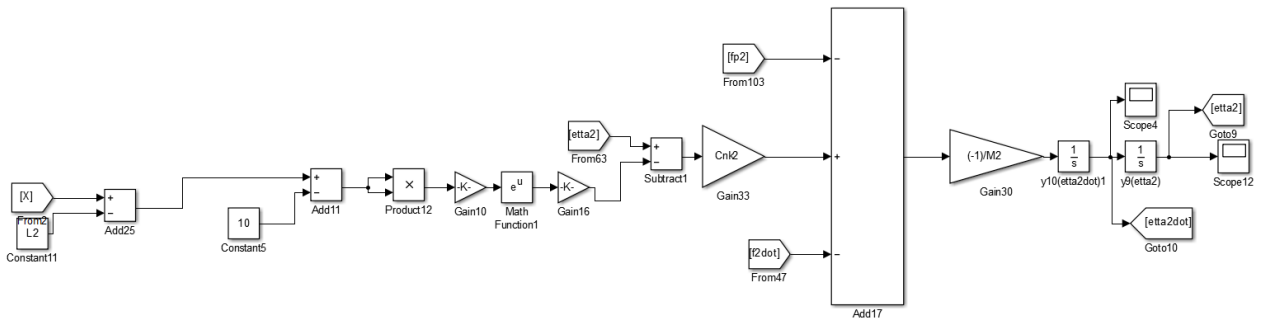
x=[-0.5,-0.2,-0.078,0,0.078,0.5];
y=[-450,-425,-425,0,450,743;
    -596,-619,-640,0,46,143;
    -550,-520,-525,0,159,300;
    -725,-525,-500,0,242,400;
    -970,-750,-743,0,242,457;
    -1100,-800,-598,0,252,450;
    -1250,-907,-536,0,254,484;
    -1327,-977,-578,0,251,489;
    -1407,-1023,-633,0,252,496];
N=200;
fdotplot=-0.46:0.001:0.46;
Fdotplot=0;
k=zeros(9,5);
b=zeros(9,5);
for i=1:9
    for j=1:5
        k(i,j)=(y(i,j)-y(i,j+1))/(x(j)-x(j+1));
        b(i,j)=y(i,j+1)-k(i,j)*x(j+1);
        Fdotplot=Fdotplot+(0.5+1/pi*atan(N*(fdotplot-x(j))))*.
*(0.5+1/pi*atan(N*(x(j+1)-fdotplot))).*(k(i,j)*fdotplot+b(i,j));
    end
end
plot(fdotplot,Fdotplot);
    hold on;
    Fdotplot=zeros();
End

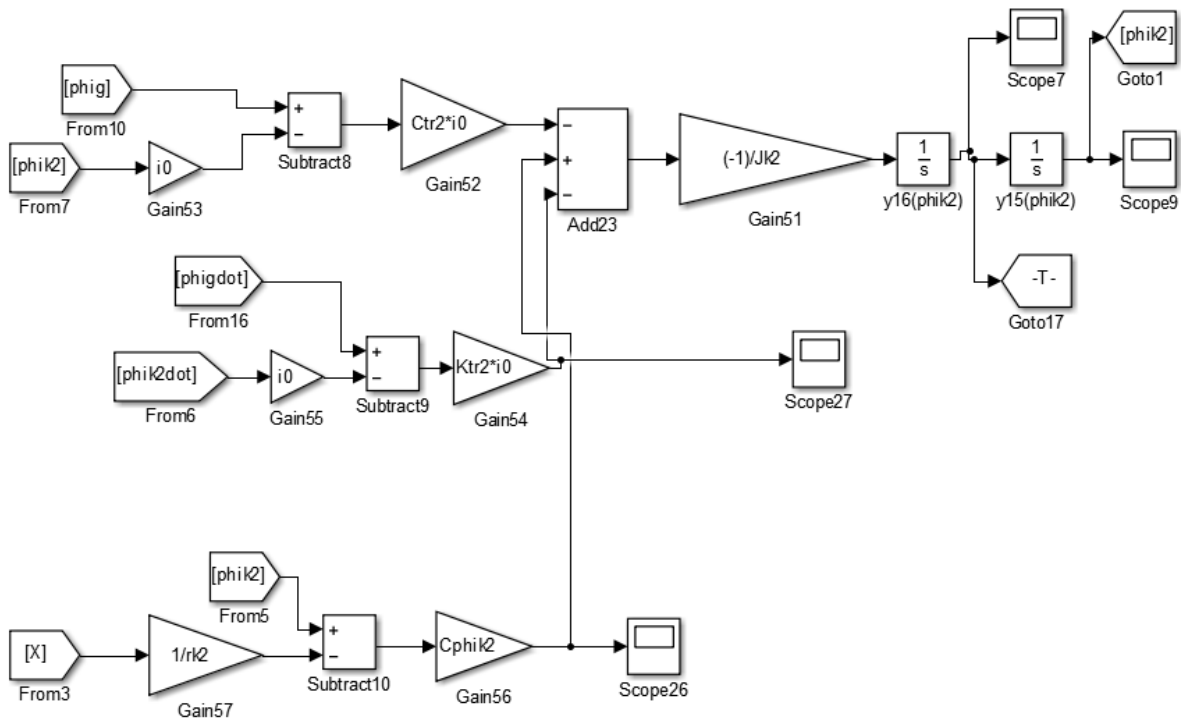
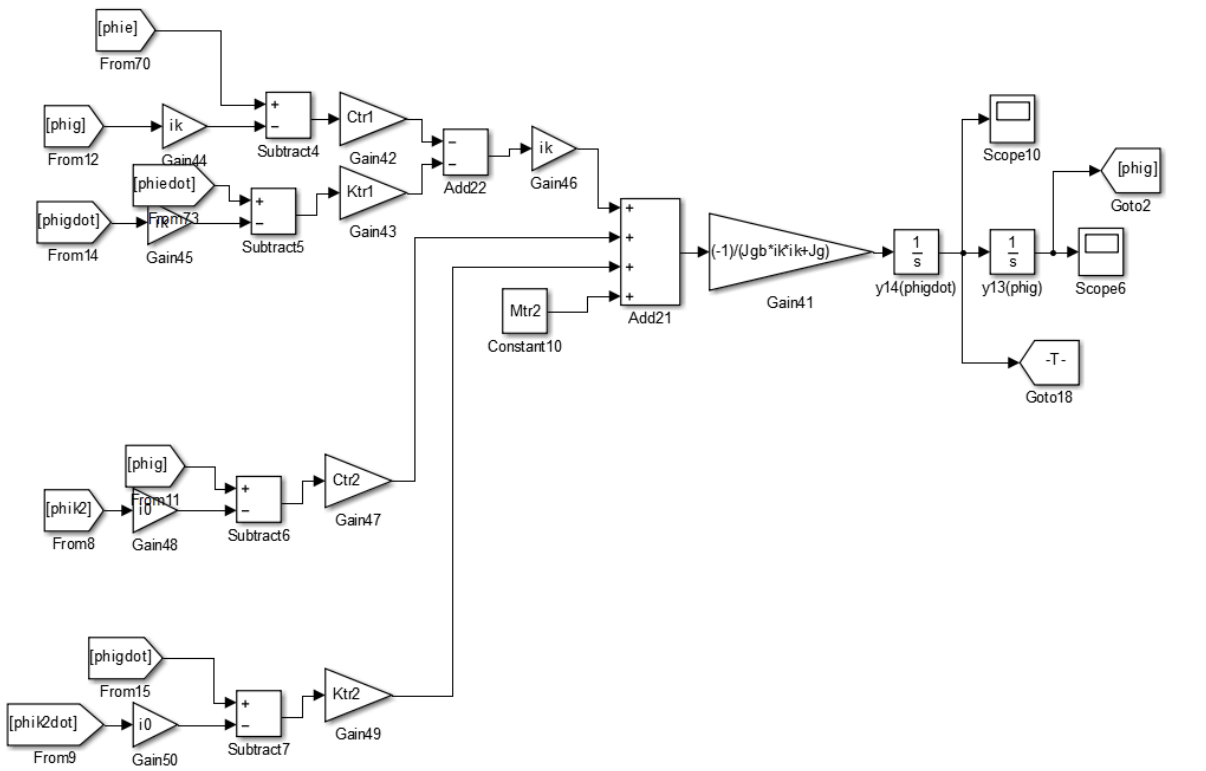
```


ПРИЛОЖЕНИЕ Б Программы Simulink









ПРИЛОЖЕНИЕ В

Акты использования результатов исследования

Утверждаю
Заместитель директора по
развитию

АО «Автомобильный завод УРАЛ» -
главный конструктор по
военной технике



О.Р. Якупов



Акт
использования результатов
научно-исследовательской работы

На АО «АЗ «УРАЛ» используются **методические рекомендации** по конструированию и расчету систем поддресоривания (амортизаторов, адаптивных амортизаторов, упругих элементов) автомобилей, в том числе автомобилей Урал, разработанные на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Научный руководитель работ - д.т.н., проф. Дубровский А.Ф. Исполнители: д.т.н., проф. Алюков С.В., инж. Дубровский С.А., асп. Алюков А.С., асп. Прокопьев К.В. Научный руководитель работ от АО «АЗ «УРАЛ» – гл. конструктор по ВТ Якупов О.Р.

Использование предложенных рекомендаций позволяет на начальных этапах проектирования систем поддресоривания оценить эффективность использования различных схем амортизаторов, в том числе адаптивных, упругих элементов с нелинейной рабочей характеристикой, эксплуатационные характеристики автомобилей с различными схемами систем поддресоривания, особенности компоновок систем поддресоривания различных конструкций. Все это, в конечном итоге, дает возможность сократить сроки проектирования и доводки автомобилей в целом.

Гл. конструктор АО «АЗ «УРАЛ»  В.В. Дмитриев
по спецпроектам



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
КУРГАНСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
СПЕЦИАЛЬНОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО
МАШИНОСТРОЕНИЯ



УТВЕРЖДАЮ
Исполнительный директор АО «СКБМ»

Давиденко В.А.

03.06.2019

М.п.



Акт
использования результатов исследований

Настоящим документом подтверждается, что АО «СКБМ» использует результаты научно-исследовательских работ (НИР) по совершенствованию оценки вибронагруженности транспортного средства за счет уточнения описания рабочих характеристик адаптивной подвески, проведенных на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета под руководством д.т.н., профессора Дубровского А.Ф. Исполнители НИР – д.т.н., проф. Алюков С.В., инж. Дубровский С.А., аспирант Якупов О.Р., аспирант Алюков А.С., аспирант Прокопьев К.В.

Разработанные отмеченным коллективом научных работников конструктивные схемы адаптивных амортизаторов и упругих элементов с нелинейной рабочей характеристикой, а также методики их применения и расчета позволяют значительно сократить время проектирования систем поддрессоривания транспортных средств, в том числе разрабатываемых нашим предприятием, оценить эффективность использования различных систем поддрессоривания в ходовых системах быстроходных гусеничных машин.

Главный конструктор –
первый заместитель исполнительного
директора АО «СКБМ», к.т.н.


С.В. Абдулов

УТВЕРЖДАЮ

Декан Автотранспортного факультета

ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»

доктор технических наук, профессор


 Ю.В. Рождественский
«31»  2020 г.

**Акт использования результатов
диссертационного исследования**

Настоящим документом подтверждено, что результаты, полученные в диссертации Алюкова Александра Сергеевича «Снижение динамической нагруженности транспортного средства за счет использования регулируемой подвески» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 — Колесные и гусеничные машины, используются в учебном процессе ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» в рамках дисциплины «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Ученый секретарь кафедры
«Автомобильный транспорт»
ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»



И.Д. Алферова