

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Восточно-Сибирский государственный университет
технологий и управления»**

На правах рукописи



Барадиев Виктор Сергеевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СВОЙСТВ САЙЛЕНТБЛОКОВ
ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЕЙ НА ЭТАПАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА**

2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы
(технические науки)

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент **Тихов-Тинников Д.А.**

Иркутск – 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	14
1.1. Общие положения.....	14
1.2. Анализ влияния характеристик сайлентблоков на функциональные свойства автомобильных подвесок	16
1.3. Анализ неисправностей подвесок и сайлентблоков.....	26
1.4. Анализ методов и средств определения функционального состояния подвески и контроля качества сайлентблоков подвески автомобиля в условиях функционирования.....	31
1.5. Анализ математических моделей.....	44
1.5.1. Анализ моделей реологических тел.....	46
1.5.1.1. Простые реологические модели эластомерных тел.....	46
1.5.1.2. Сложные реологические модели эластомерных тел.....	51
1.6. Выводы.....	56
1.7. Задачи исследования.....	58
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНТРОЛЯ САЙЛЕНТБЛОКОВ ПОДВЕСКИ АТС.....	59
2.1. Общие положения.....	59
2.2. Разработка математического описания процесса функционирования сайлентблока подвески легкового автомобиля на двойных поперечных рычагах.....	60
2.2.1. Математическая модель процесса функционирования сайлентблока.....	62
2.3. Математическая модель процесса функционирования системы «Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд».....	73
2.4. Контроль функциональных свойств сайлентблоков АТС.....	81
2.5. Выводы по второй главе.....	85
ГЛАВА 3. МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ....	87
3.1. Методика экспериментального исследования силовых характеристик сайлентблоков подвески автомобиля при знакопеременной деформации.....	87

3.1.1. Оборудование для задания тестовых режимов на объект исследования.....	91
3.1.2. Измерительная система преобразования и регистрации силовых характеристик сайлентблоков	97
3.2. Тарировка систем измерения.....	99
3.2.1. Методика тарирования измерительной системы реактивного момента	101
3.2.2. Методика тарировки измерительной системы угла поворота	104
3.3. Методика экспериментального исследования по оценке влияния функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески автомобиля.....	107
3.3.1. Оборудование для задания тестовых режимов	109
3.3.2. Система измерения нормальной реакции R_z	112
3.4. Методика тарирования измерительной системы реакции R_z	113
3.5. Методика обработки данных экспериментальных исследований.....	116
3.6. Методика обработки данных экспериментальных исследований, полученных на испытательном оборудовании «Schenck».....	119
3.7. Методика планирования экспериментальных исследований.....	123
3.8. Методика оценки адекватности математической модели.....	125
3.9. Выводы по третьей главе.....	127
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	129
4.1. Результаты экспериментального исследования процесса изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде.....	129
4.2. Результаты аналитического исследования процесса изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде.....	135
4.3. Результаты экспериментального исследования влияния характеристик сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески.....	137
4.4. Результаты аналитического исследования влияния характеристик сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески.....	139
4.5. Оценка адекватности математической модели.....	146

4.5.1. Оценка адекватности математической модели сайлентблока при изменении силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде.....	146
4.5.2. Оценка адекватности математической модели «Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд».....	149
4.6. Обоснование параметра, характеризующее состояние сайлентблоков подвески автомобиля.....	151
4.7. Методика контроля сайлентблоков подвески автомобиля.....	155
4.7.1. Контроль качества сайлентблоков в условиях производства (а также входной контроль).....	155
4.7.2. Контроль функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля, с применением вибростендов, работающих по методу «EuSAMA».....	157
4.7.3. Контроль функциональных свойств сайлентблоков в составе подвески автомобиля.....	160
4.8. Производственная проверка результатов выполненного научного исследования.....	161
4.9. Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы.....	164
4.10. Выводы по главе.....	164
ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ.....	167
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	170
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	189
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	190
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....	193
ПРИЛОЖЕНИЕ 4.....	195
ПРИЛОЖЕНИЕ 5.....	203
ПРИЛОЖЕНИЕ 6.....	204
ПРИЛОЖЕНИЕ 7.....	205
ПРИЛОЖЕНИЕ 8.....	206
ПРИЛОЖЕНИЕ 9.....	208
ПРИЛОЖЕНИЕ 10.....	210

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Автомобильный транспорт остаётся одним из наиболее распространенных видов транспорта. В Российской Федерации насчитывается около 65,7 млн единиц автомобильной техники, 51,5 млн из них это легковые автомобили [180, 181, 183]. В тоже время уровень аварийности в нашей стране остается еще весьма высоким [181].

Автомобильный транспорт обеспечивает решение как экономических, так и социальных задач. Экономика страны требует от системы автомобильного транспорта увеличения скорости перевозок с обеспечением безопасности и комфорта. Разрешение этих противоречивых задач возможно за счет совершенствования конструкции автотранспортных средств (АТС), повышения качества их производства, решения вопросов организации и безопасности дорожного движения, дорожного строительства и эксплуатации подвижного состава.

Одним из важнейших элементов конструкции АТС является подвеска. Именно подвеска обеспечивает стабильность контакта колес транспортного средства с дорогой. Рядом исследователей и статистическими данными доказано, что большая часть дорожно-транспортных происшествий (ДТП) происходит в связи с (*или сопровождается*) нарушением контакта колес с дорогой. В этой связи подвеска и её элементы являются средствами активной безопасности АТС.

Сайлентблоки (от англ. *silentblock* – *тихая деталь*) уже несколько десятков лет нашли постоянную «прописку» в подвесках АТС. Обеспечивая виброизолирующие свойства подвески, активно влияя на плавность хода АТС, и одновременно снижая их шумность, сайлентблоки обеспечивают демпфирующее действие, «помогая» амортизаторам обеспечивать стабильный контакт колес с дорогой.

Накопленный многолетний опыт использования сайлентблоков в подвеске автомобилей показывает, что значительное снижение эффективности их работы вызывает быстрый отказ работающих с ними амортизаторов, и наоборот – отказ

амортизаторов ведет к отказам сайлентблоков. Более того, в условиях, введенных против нашей страны санкций, замена оригинальных сайлентблоков на «импортозамещенные» далеко не всегда даёт положительный эффект. Существующие методы контроля функциональных свойств подвески не позволяют оперативно оценивать функциональные свойства сайлентблоков в течение всего их жизненного цикла. Отсутствует и нормативная база параметров этих свойств, сравнивая с которыми можно было бы оценивать функциональные свойства сайлентблоков. Разработка этих методов сдерживается отсутствием знаний о функциональных зависимостях и параметрах, характеризующих процесс работы сайлентблоков при их угловой деформации и их связях с рабочими характеристиками подвески автомобиля.

В этих условиях актуальными становится проведение научного исследования, направленного на получение новых знаний, позволяющих разработать высокоинформативные и оперативные методики контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на всех этапах их жизненного цикла. Разработка таких методик позволит значительно повысить активную безопасность АТС.

Цель работы – повышение активной безопасности АТС на основе эффективных методик контроля качества и функциональных свойств сайлентблоков подвески на этапах их жизненного цикла.

Рабочей гипотезой является предположение о том, что активную безопасность АТС можно значительно повысить на основе эффективных методик контроля качества и функциональных свойств сайлентблоков подвески на этапах их жизненного цикла, реализующих процедуры измерения силовой реакции сайлентблоков на знакопеременные тестовые воздействия в виде поворота его наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы от его начального положения.

Объект исследования – процесс изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота его наружной обоймы, относительно

внутренней втулки на заданные углы от начального положения, а также её влияние на характеристики подвески автомобиля.

Предмет исследования – функциональные зависимости и параметры, характеризующие процесс работы сайлентблоков при их знакопеременной угловой деформации в виде поворота наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы от начального положения, и их связь с характеристиками подвески автомобиля.

Задачи исследования:

1) Разработать математическую модель динамической системы «*Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд*», позволяющую получать зависимости силовых реакций сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий, в виде поворота наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы от начального положения, а также устанавливать связь их параметров функциональных свойств с характеристикой подвески автомобилей;

2) Научно обосновать тестовые режимы воздействия, обеспечивающие эффективный контроль качества производства, а также функциональных свойств сайлентблоков в условиях их функционирования;

3) Выявить функциональные зависимости, характеризующие процесс работы сайлентблоков при действии на них знакопеременной угловой деформации, в виде поворота наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы от начального положения, с учетом изменения параметров функциональных свойств, и их связь с характеристиками подвески автомобиля;

4) На основе выявленных функциональных зависимостей разработать методики контроля качества сайлентблоков на всех этапах их жизненного цикла;

5) Выполнить производственную проверку результатов проведенного исследования.

Научная новизна:

1) Разработана математическая модель динамической системы «*Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина*

- *Вибростенд*», включающая математические описания элементов Гука и Сен-Венана *отличающаяся тем, что* она позволяет расчётными методами получать зависимости силовой реакции сайлентблоков на знакопеременные тестовые воздействия, в виде поворота рычага подвески на заданные углы ($+20^\circ$ и -20°) относительно его начального положения, а также устанавливать связь их параметров функциональных свойств с характеристикой подвески автомобиля;

2) Выявлены функциональные зависимости, характеризующие процесс работы сайлентблоков при их знакопеременной угловой деформации в виде поворота рычага подвески на заданные углы относительно начального положения, с учетом изменения параметров функциональных свойств, и их связь с характеристиками подвески автомобиля;

3) Разработана новая методика, позволяющая выполнять контроль функциональных свойств сайлентблоков на вибростендах, реализующих метод «*EuSAMA*», на основе выявленных функциональных зависимостей резонансной частоты ν и амплитуды A_{Rz} колебаний неподрессоренных масс автомобиля с коэффициентом демпфирования сайлентблоков $K_{од}$.

Методы исследования. При проведении аналитических исследований применены численные методы решения дифференциальных уравнений, метод обобщённого приведённого градиента, методы математического моделирования и математического анализа. Проведение экспериментальных исследований функциональных свойств сайлентблоков подвески осуществлялись с помощью специальных стендов с поверенной измерительной аппаратурой и приборами. При планировании эксперимента и оценке адекватности математической модели использовались статистические методы. Оценка степени соответствия результатов исследований производились при помощи коэффициента достоверности аппроксимации R^2 .

Теоретическая значимость исследования: разработанная математическая модель, научно обоснованные режимы и выявленные закономерности позволяют аналитическим путем разрабатывать эффективные методики контроля

функциональных свойств сайлентблоков подвески АТС на двух поперечных рычагах при их знакопеременной угловой деформации.

Практическая значимость исследования: разработанные методики и реализующее их оборудование позволяют экспериментально оценивать функциональные свойства сайлентблоков: на этапах их изготовления, в процессе контроля качества выпускаемых изделий; в процессе входного контроля сайлентблоков в условиях завода изготовителя автомобилей; в условиях эксплуатации. Эти методики значительно сокращают трудоемкость и себестоимость контроля качества сайлентблоков, позволяют снижать временные затраты на определение функциональных свойств сайлентблоков до 45%, что эквивалентно 0,5 ч/час и более. Разработанные методики контроля функциональных свойств сайлентблоков могут быть использованы центрами по проведению испытаний в процессе контроля функциональных характеристик сайлентблоков, а также центрами по проведению экспертиз. Разработанная математическая модель процесса функционирования сайлентблока в режиме знакопеременной деформации может быть использована при подготовке студентов в процессе обучения на автомобильных специальностях вузов.

Положения, выносимые на защиту:

1) Математическая модель динамической системы «*Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд*», позволяющая рассчитывать зависимости силовой реакции сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий, в виде поворота наружной обоймы, относительно внутренней втулки, а также устанавливать связь этой силовой реакции сайлентблоков с характеристиками функциональных свойств подвески автомобилей;

2) Методика, позволяющая выполнять контроль качества сайлентблоков в условиях производства, основанная на измерении и анализе функциональных зависимостей момента, создаваемого сайлентблоком при тестовых воздействиях в виде гармонических колебаний рычага подвески на заданные углы ($+20^\circ$ и -20°) относительно его начального положения, с частотой 2 Гц;

3) Методика, позволяющая выполнять контроль функциональных свойств сайлентблоков на вибростендах, реализующих метод «*EuSAMA*» диагностики подвески колесных транспортных средств, на основе измерения резонансных частот и амплитуд колебаний;

4) Методика, позволяющая выполнять контроль функциональных свойств сайлентблоков в условиях эксплуатации (в процессе ремонта подвески) основанная на измерении реактивного момента, создаваемого сайлентблоками, при поворотах рычага подвески на углы от $+20^\circ$ до -20° относительно его начального положения.

Апробация работы. Результаты, полученные в рамках научного исследования, докладывались и обсуждались на:

- Научной конференции преподавателей, научных работников и аспирантов, посвященной 90-летию со дня рождения Д.Ш. Фролова (г. Улан-Удэ, апрель 2015);
- 90-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров «Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера конструкция, эксплуатация, экономика» (г. Иркутск, апрель 2015);
- VI Международной конференции «Проблемы механики современных машин» во ВСГУТУ, СОЛ «Ровесник» (оз. Байкал), (Республика Бурятия, июль 2015);
- 55-й Научно-практической конференции преподавателей, научных работников и аспирантов (г. Улан-Удэ, апрель 2016);
- I Всероссийской научно-практической конференции «Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация» в ФГБОУ ВО «ЗабГУ», (г. Чита, октябрь 2016);
- Научно-практической конференции преподавателей, научных работников и аспирантов, посвященной 55-летию образования ВСТИ – ВСГТУ – ВСГУТУ (г. Улан-Удэ, апрель 2017);
- 99-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров «Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации» в ФГБОУ ВО «ИРНИТУ» (г. Иркутск, апрель 2017);

- Научно-практической конференции преподавателей, научных работников и аспирантов, посвященной 95-летию образования Республики Бурятия (г. Улан-Удэ, апрель 2018);
- X Международной научно-технической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» в ИРНИТУ (г. Иркутск, май 2018)
- Национальной научно-практической конференции преподавателей, научных работников и аспирантов (г. Улан-Удэ, апрель 2019);
- V Международной сетевой научно-технической конференции «Интеграционные процессы в научно-техническом и образовательном пространствах», посвященной 65-летию Фрунзенского Политехнического Института -Кыргызского Государственного Технического Университета им. И. Раззакова (сентябрь 2019);
- 78-й Международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, посвященной 90-летию юбилею университета (г. Москва, январь 2020);
- XIV Международной научно-технической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» в ФГБОУ ВО «ИРНИТУ» (г. Иркутск, сентябрь 2020);
- Национальной научно-практической конференции «Образование и наука» посвященной году науки и технологий в Российской Федерации (г. Улан-Удэ, апрель 2021);
- 110-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров «Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации» в ФГБОУ ВО «ИРНИТУ» (г. Иркутск, июнь 2021);
- 80-й Международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (г. Москва, январь 2022);
- Стратегической сессии Республики Бурятия «Наука Бурятии: от регионального развития к лидерству» (г. Улан-Удэ, март 2022);
- Национальной научно-практической конференции «Образование и наука» посвященной 60-летию ВСГУТУ (г. Улан-Удэ, апрель 2022);

- 116-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров «Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации» в ФГБОУ ВО «ВСГУТУ» (г. Улан-Удэ, сентябрь 2023);

- Национальной научно-практической конференции «Образование и наука» посвященная 100-летию Республики Бурятия (г. Улан-Удэ, апрель 2023)

- Национальной научно-практической конференции «Образование и наука» посвященная празднованию 50-летия начала строительства Байкало-Амурской магистрали (г. Улан-Удэ, апрель 2024)

и на научно-методических семинарах:

- Научно-методический семинар для соискателей ученых степеней, аспирантов, докторантов региона (г. Иркутск, март 2016);

- Научно-методический семинар «Подготовка и структурирование научно-квалификационной работы для защиты в диссертационном совете. Работа над ошибками» (г. Иркутск, март 2018, ноябрь 2020);

- Научно-методический семинар молодых ученых «Подготовка и структурирование научно-квалификационной работы для защиты в диссертационном совете. Работа над ошибками» (г. Иркутск, март 2024).

Реализация результатов работы. Результаты научного исследования внедрены в ООО «АВТОЦЕНТР НА ШАЛЯПИНА» и в ООО «ТЦ ВОСТОК» (г. Улан-Удэ), а также в учебный процесс кафедры «Автомобили» машиностроительного факультета ФГБОУ ВО «ВСГУТУ» (имеются акты внедрения).

Публикации. По материалам научного исследования были опубликованы 19 печатных работ, из них 3 статьи в журналах из Перечня изданий, рекомендованных ВАК РФ, 1 статья в журнале, индексируемом международной системой цитирования Web of Science, 12 статей в рецензируемых научных изданиях, материалах различных научных Всероссийских и Международных конференциях, 1 патент РФ на изобретение, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура диссертации и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка использованных источников, включающего 188 наименований, 10 приложений. Диссертация изложена на 211 страницах машинописного текста, включает 20 таблиц, 87 рисунков.

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления»

Личный вклад автора. При проведении научного исследования автор:

1. разработал математическую модель процесса функционирования динамической системы *«Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд»*;

2. разработал математическое описание процесса функционирования сайлентблока на основе элементов Гука и Сен-Венана к математической модели процесса функционирования динамической системы *«Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд»*;

3. подготовил и провел экспериментальные, а также аналитические исследования, в ходе которых выявил зависимость параметров, характеризующих снижение коэффициента демпфирования сайлентблоков, от их функциональных свойств в составе автомобиля и их нормативные значения для контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на двух поперечных рычагах;

4. разработал методики контроля качества производства сайлентблоков, а также контроля их функциональных свойств в составе АТС для условий их функционирования.

Благодарности. За помощь на всех этапах выполнения диссертации, автор выражает искреннюю благодарность заведующему кафедрой «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «ИрНИТУ», заслуженному деятелю науки РФ, доктору технических наук, профессору **Федотову Александру Ивановичу**.

Свою признательность автор выражает своему научному руководителю кандидату технических наук, доценту, заведующему кафедрой «Автомобили» ФГБОУ ВО «ВСГУТУ» **Тихов-Тинникову Дмитрию Анатольевичу**.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Общие положения

Под испытанием и контролем понимается экспериментальное определение количественных и качественных характеристик свойств объекта при воздействии на него, при его функционировании, при моделировании объекта; проверка соответствия объекта установленным техническим требованиям [22, 23, 24, 25, 42, 45, 46, 48, 51, 69, 132]. Под техническим диагностированием понимается определение технического состояния объекта, которое характеризуется в определенный момент времени, при определенных условиях внешней среды, значениями параметров, установленных технической документацией на объект, с применением средств технического диагностирования [22, 25, 43, 47].

В развитие общей теории и практики технической диагностики, контроля и испытания внесли большой вклад такие ученые как: Аллилуев, В.А., Бельских В.И., Биргер И.А., Блянкинштейн И.М., Болдин А.П., Бондаренко Е.В., Борц А.Д., Бреккер Э.И., Верзаков Г.Ф., Габбитов И.И., Гребенников А.С., Гридасов Г.Г., Денисов А.С., Дик А.Б., Ждановский Н.С., Закин Я.Х., Иванов А.М., Иофинов С.А., Кривцов С.Н., Кузнецов Е.С., Малюков А.А., Мирошников Л.В., Михлин В.М., Мозгалевский А.В., Савельев А.П., Сергеев А.Г., Скибневский К.Ю., Терских И.П., Федотов А.И., Харазов А.М. и многие другие [25, 51, 69, 77, 78, 79, 135, 144, 147, 148, 149, 150].

Подвеска современного автомобиля является сложной конструкцией, исследованию свойств, которой посвятили свои научные труды как отечественные, таи и зарубежные ученые, среди них можно выделить: Агейкина Я.С., Барского И.Б., Бахмутова С.В., Беленького Ю.Б., Бочарова Н.Ф., Вольскую Н.С., Горелик А.М., Гришкевича А.И., Дербаремдикера А.Д., Енаева А.А., Жилейкина М.М., Жуковского Н.Е., Журавлёва С.С., Кнороза В.И., Конева А.Д., Котиева Г.О., Литвинова А.С., Малюгина П.Н., Мельникова А.А., Певзнера Я.М., Ротенберга Р.В., Рыкова С.П., Сарача Е.Б., Успенского И.Н., Фалькевича Б.С., Федотова А.И.,

Хачатурова А.А., Черепанова Л.А., Чудакова Е.А., Daniel S.Motta, Reimpel J., Sharp R.S., и др. [15, 20, 21, 40, 50, 55, 56, 57, 62, 65, 66, 67, 73, 109, 110, 115, 135, 144, 148].

Подвеска автомобиля в процессе работы меняет свои функциональные свойства, параметры которого необходимо определять при помощи стендовых испытаний. В данную научную область внесли свои труды, следующие авторы: Васильев В.А., Гельфгат Д.В., Говорущенко Н.Я., Горелик А.М., Дербаремдикер А.Д., Копилевич Э.В., Поляков Ю.А., Пурник М.А., Стрелков М.Н., Федотов А.И., Фёдоров С.А. и др [40, 51, 58, 59, 60, 135, 148, 149, 150].

Одним из элементов подвески современных автомобилей, определяющих уровень ее надёжности, является сайлентблок, который обеспечивает вибрационную защиту, определяет свойства кинематики и эластокинематики, а также оказывает влияние на упругую и демпфирующую характеристики системы поддрессоривания. Анализ публикационной активности, показывающих результаты исследований конструкций и свойств сайлентблоков, сводит к тому, что, на данный момент, серьезно изучены и проработаны вопросы применения сайлентблоков для виброзащиты, использования в гусеничных движителях и вопросы, связанные со способами восстановления их работоспособности. Рассматриваемые работы основаны на выполнении конструкторских задач в целях уменьшения вибраций и повышения комфортности движения транспортных средств. Им посвятили свои труды Кушалиев Д.К., Удовенко А.А., Успенский И.Н., Мельников А.А., Ротенберг Р.В., Karlsson F., Kang W.J., Kim A.K., Lozia, Z, Horiuchi Kentaro, Persson A., Yamazaki K., Reimpel J. [41, 52, 84, 108, 111, 114, 130, 131, 159, 162, 166, 168, 169, 173, 174]. В меньшей степени проработаны вопросы влияния изменений функциональных свойств сайлентблоков подвески на упругую и демпфирующую характеристики системы поддрессоривания автомобиля [34, 161, 170, 171, 172, 179].

1.2. Анализ влияния характеристик сайлентблоков на функциональные свойства автомобильных подвесок

Сайлентблоки — одни из самых уязвимых деталей автомобиля. Созданные для высокоэффективного поглощения нагрузок, снижений колебаний, возникающих при разгоне, торможении и поворотах автомобиля, поэтому они должны выдерживать критические напряжения. Именно они соединяют элементы подвески с кузовом (рамой) автомобиля. Сайлентблоки являются силовыми элементами определяющие характеристики подвески и в процессе функционирования под действием нагрузок, и внешних факторов меняют свои свойства.

Сайлентблоки в подвеске автомобиля, это специальные резинометаллические элементы, классификация которых представлена на рисунке 1.1. Сайлентблок представляет собой эластомерный цилиндр, установленный между внешней и внутренней втулками. Втулки соединенные с компонентами системы подвески передают усилия от колеса автомобиля к кузову или раме. Их можно разделить на две группы, работающих на кручение и сжатие. К элементам, работающих на сжатие с изгибом, можно отнести подушки (опоры). А элементы, работающие на кручение – сайлентблоки, которые, применяются в направляющих рычагах подвески [32, 75, 104, 105, 106].

Подвеска автомобиля обеспечивает упругую связь кузова с колесами, снижает динамические нагрузки при движении по неровной дороге и переезде через препятствия [86, 87, 93, 97, 135]. На рисунке 1.2 представлена классификация подвески по конструктивной особенности: наличию и отсутствию сайлентблоков. Анализ рассматриваемой классификации, позволяет сделать вывод, о том, что сайлентблоки применяются практически во всех типах подвесок, за исключением подвесок транспортных средств большой грузоподъемности, оборудованных рессорно-балансирной подвеской.

В легковых автомобилях, широкое применение нашла независимая подвеска. Такая подвеска имеет ряд преимуществ.

- Небольшая неподрессоренная масса;
- Высокий уровень комфорта;
- Расположение двигателя между арками, что снижает центр масс автомобиля;
- Меньшее взаимовлияние колес.

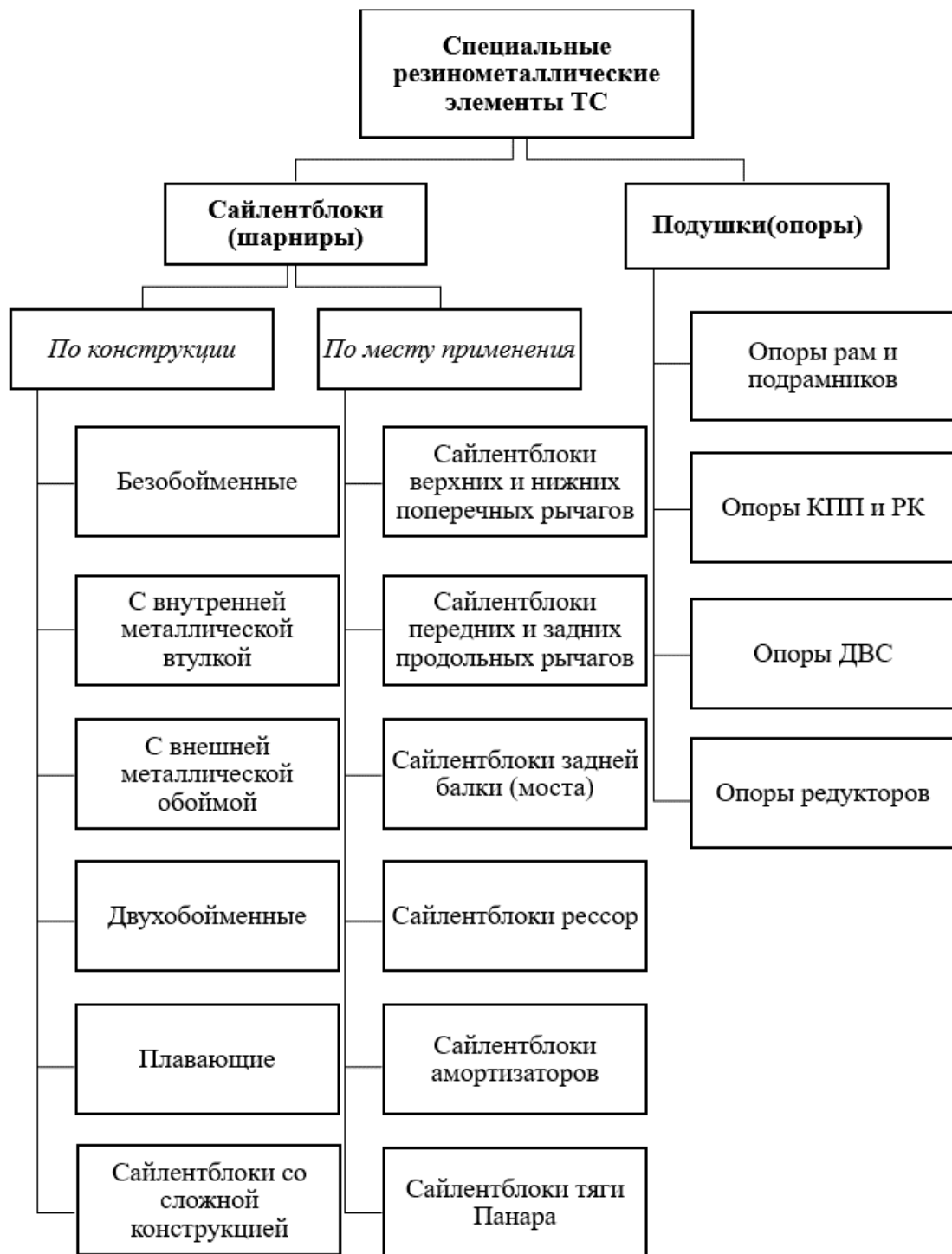


Рис. 1.1. Классификация резинометаллических элементов ТС.

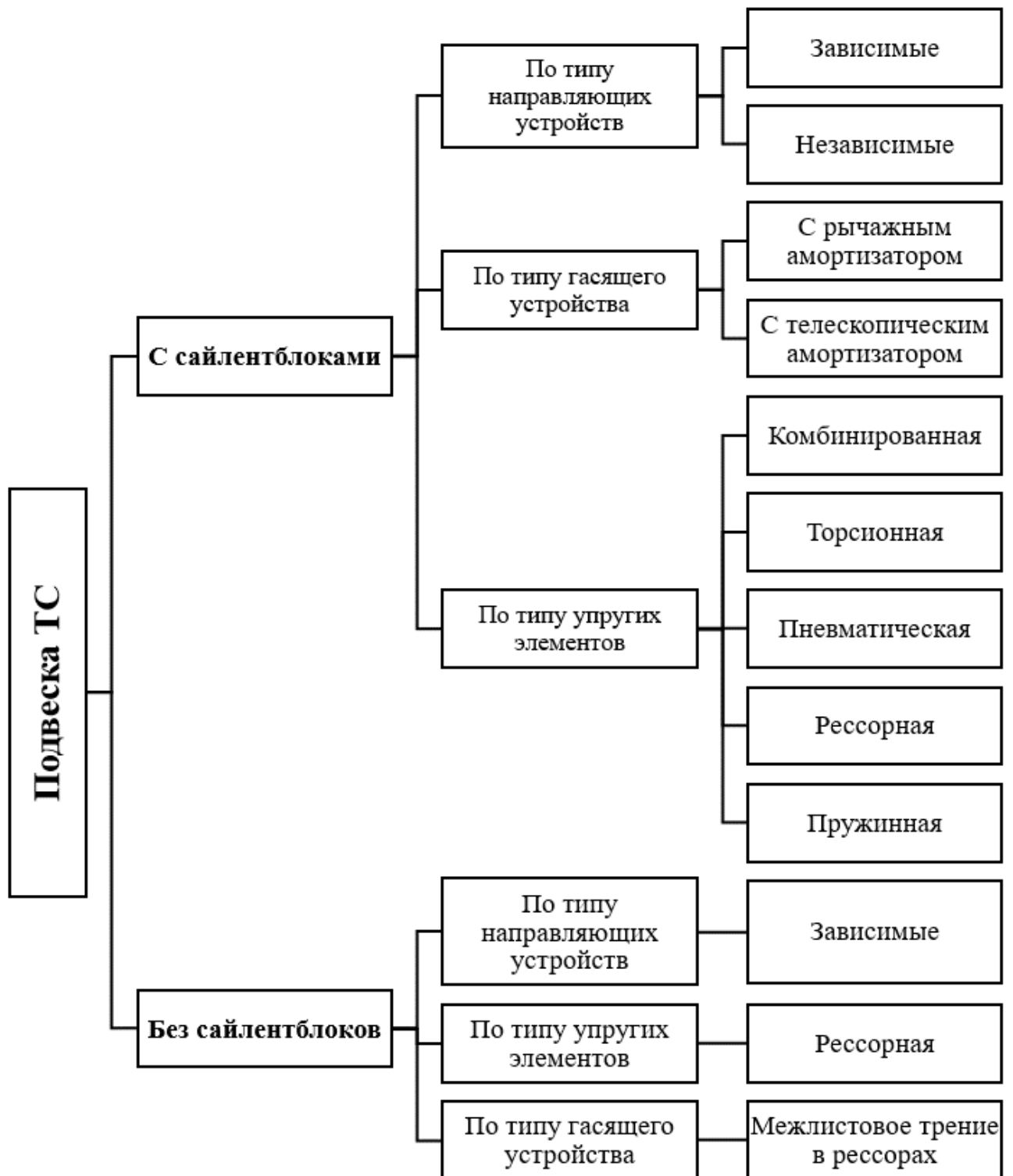


Рис. 1.2. Классификация подвесок автомобилей.

Конструкция независимой подвески включает упругие, демпфирующие элементы и направляющий аппарат. К настоящему времени наиболее широкое распространение нашли независимые подвески следующих типов (рис. 1.3):

1. Подвеска типа «Качающаяся свеча» (MacPherson);

2. Подвеска на двойных поперечных рычагах;
3. Многорычажная подвеска.



Рис. 1.3. Типы независимых подвесок ТС: *а* – подвеска MacPherson; *б* – подвеска на двойных поперечных рычагах; *в* – многорычажная подвеска.

Наибольшее влияние сайлентблоков на упругую и демпфирующую характеристику, проявляется в подвесках на двойных поперечных рычагах. Сайлентблоки в такой подвеске имеют коэффициент обжатия до 500% [104, 105, 106]. В связи с этим исследование, представленное в данной работе, направлена на разработку метода контроля качества сайлентблоков данного типа подвески.

При работе подвески автомобиля к ней предъявляются следующие требования:

1. Высокая надежность её элементов;
2. Технологичность при проведении ТО и Р;
3. Обеспечение плавности хода и снижение вибрационных нагрузок;
4. Обеспечение кинематических и эластокинематических характеристик;
5. Обеспечение изменение дорожного просвета в зависимости от нагрузки, приходящейся на оси автомобиля, в заданных пределах;
6. Обеспечение устойчивости и управляемости автомобиля.

Функциональные свойства сайлентблоков влияют на все выше представленные требования к подвеске. Рассмотрим данные влияния более подробно.

Первое требование. Показатели автомобиля в значительной степени зависят от надежности элементов подвески. Сайлентблоки могут повлиять на показатели плавности хода, устойчивости, управляемости и тормозных свойств. Неисправный сайлентблок может стать причиной скорейшего отказа сопряженных элементов, из-за высоких динамических нагрузок. К примеру, постепенное расслоение, снижение демпфирующих свойств сайлентблоков, может спровоцировать к скорейшему выходу из строя амортизаторов, по причине нарушения заданных условий работы. Первое проявление неисправностей в подвеске автомобиля несомненно связаны с демпфирующими свойствами, поэтому водитель (владелец) обращает первое внимание к ним. В большинстве случаев при функционировании автомобиля с измененными функциональными свойствами сайлентблоков уделяется меньшее внимание. Замену сайлентблоков водитель производит уже при явном отказе или при проявлении посторонних звуков. При соблюдении должным образом за функциональными свойствами сайлентблоков, продлит заложенный срок службы остальных элементов подвески. Надежность элементов подвески и в том числе сайлентблоков во многом зависит от правильной практики использования автомобилей (плановое и внеплановое проведение ТО, уборочно-моечные работы подвески и т.д.).

Второе требование. Компоновка современных легковых автомобилей не обеспечивает быстрый доступ ко всем элементам подвески. Такая особенность увеличивает трудоемкость проведения ТО и Р и снижает оперативность контроля качества. В процессе ремонта, когда подвеска находится в частично разобранном состоянии, возникает вопрос о функциональных свойствах сайлентблоков. Сайлентблоки, в зависимости от конструкции и компоновки подвески, находятся в труднодоступных местах и требуется снятие рычага. В результате технологичность и оперативность при проведении контроля качества, ТО и Р не обеспечивается. Например, автомобили серии Toyota Land Cruiser и Lexus GX LX при проведении

контроля имеет очень ограниченный доступ к сайлентблокам верхних рычагов, тем самым затрудняется проведение оценки функциональных свойств сайлентблоков (Рис. 1.4).

*а**б**в*

Рис. 1.4. Автомобили при проведении ТО: *а* - Lexus LX 570; *б* - Toyota Land Cruiser 200; *в* - вид ограниченного доступа к сайлентблокам верхних рычагов.

Третье требование. Человеческий организм, в силу своих физиологических особенностей, может воспринимать колебания различной частоты – низкие и высокие частоты. Длительная езда на автомобиле вызывает утомление, больше чем физическое. Мышечные рефлексy, вызываемые колебаниями кузова автомобиля, ускоряют наступление утомления водителя, сказывающаяся на безопасности дорожного движения [44, 109, 110, 114, 165]. Поэтому подвеска должна обеспечивать эффективное затухание колебаний кузова, то есть, обеспечивать плавность хода. Плавность хода оценивается приблизительно 1,5–2,0 Гц исходя из физиологических особенностей человеческого организма. Подвеска отвечает также за вибрационную защиту (высокие частоты). Граница вибрационной чувствительности составляет от 25 до 1500 Гц. Вибрация, как и колебания, вызывают негативные реакции (также утомляемость, усталость, раздражительность, которая в свою очередь зависит от психофизиологических свойств водителя) [44, 109, 110, 114, 165]. Из конструктивных особенностей исполнения подвесок, известно, что независимая подвеска обладает лучшими свойствами для обеспечения плавности хода, которая, как отмечено ранее, включает в себя множество сайлентблоков (в зависимости от исполнения). Сайлентблок подвески автомобиля относится к одним из главных звеньев системы поддрессоривания. Показатели сайлентблока как, коэффициент обжатия, жесткость, демпфирующая способность могут в значительной мере вносить вклад в вибрационную защиту и плавность хода.

Четвертое требование. Подвеска должна согласовывать кинематику управляемых колес с рулевым управлением. Учитывать кинематические характеристики при креплении качающихся элементов направляющих устройств. Под «кинематикой» подвески понимается – изменение положения колеса, определяемое взаимным расположением элементов подвески и рулевого управления при вертикальных перемещениях кузова автомобиля. Синонимами понятия «кинематика подвески», встречающимися в англоязычных литературных источниках, являются «wheel geometry», «steering geometry» и «suspension

geometry», что можно соответственно перевести как «геометрия колеса», «геометрия рулевого управления» и «геометрия подвески».

Для обеспечения возврата колес в свое исходное положение (изменение угла схождения) необходима самокомпенсация в элементах крепления. Такое кинематическое свойство подвески называется *эластокинематикой* подвески (рис. 1.5) [3, 4, 103, 145, 146].

В зависимости от требований и исполнения подвески, эластокинематические свойства позволяют решать разные задачи. В некоторых задних подвесках автомобилей, необходимо обеспечить подруливание задних колес. Такое конструкторское решение обеспечивает более безопасное выполнение маневра (прохождение затяжного поворота на достаточно большой скорости).

В свою очередь эластокинематика характеризуется изменениями положения колеса, вызываемыми действием сил и моментов, возникающих в пятне контакта колеса с эластичной шиной с дорогой.

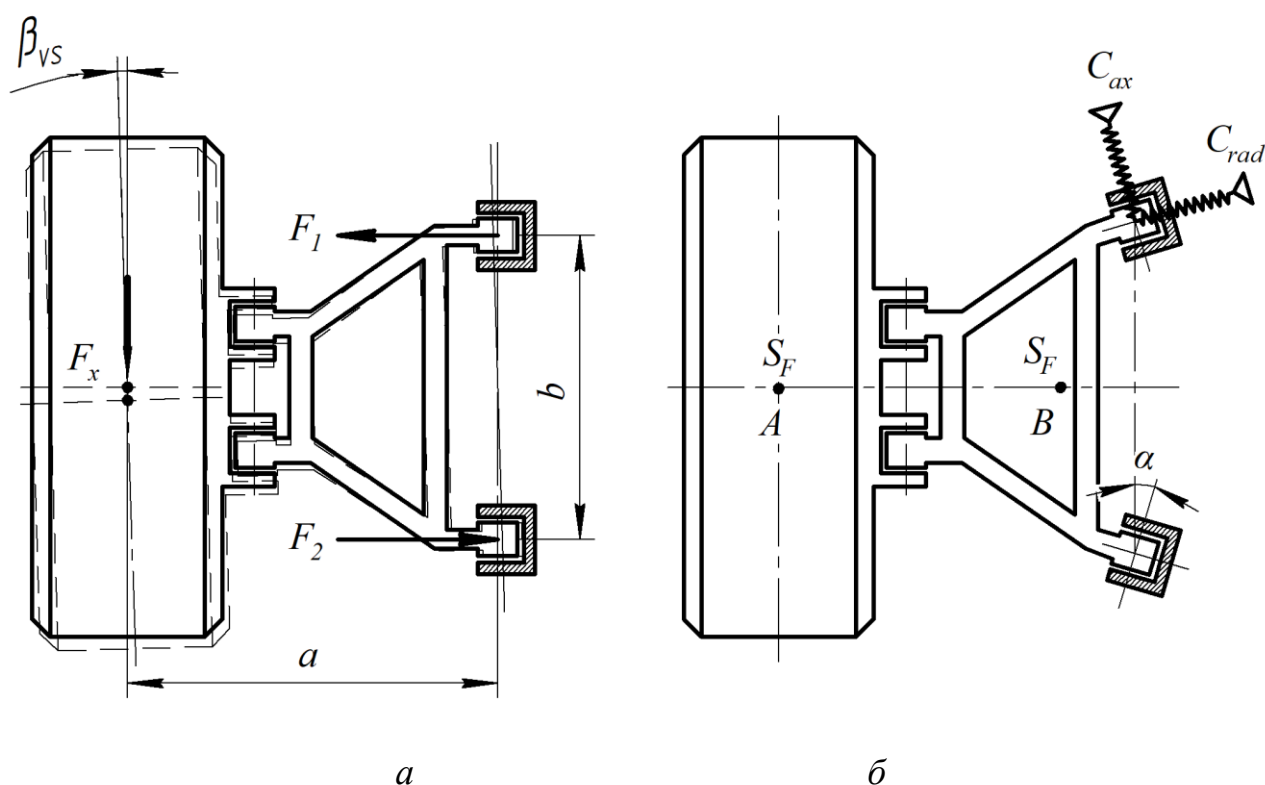


Рис. 1.5. Эластокинематическое свойство подвески автомобиля: a – упругая деформация подвески колеса под воздействием продольной силы F_x ; F_1 , F_2 – силы

в опорных элементах, β_{vs} – угол схождения, a – расстояние между осями колеса и опорных элементов, b – расстояние между опорными элементами; $\bar{b}$ – расположение опорных элементов для компенсации упругого отклонения: S_F – центр массы, C_{ax} , C_{rad} – коэффициенты упругости, α – угол выравнивания, A – точка компенсации для колеса, B – приведенная точка компенсирующих воздействий подвески [3, 4].

Такое эластокинематическое свойство отчетливо проявляется в независимой подвеске типа MacPherson (рис 1.2а). Для этого применяется L-образный рычаг, где устанавливается один жесткий сайлентблок (рис 1.6а), который работает только на кручение, и, второй податливый сайлентблок – компенсационный (рис 1.6б), работающий в осевом, продольном, боковом направлениях. Особое конструктивное исполнение таких компенсационных сайлентблоков, устанавливаемых в L-образные рычаги подвесок автомобилей, имеют в направлении продольной оси автомобиля меньшую жесткость, чем в вертикальном направлении, для лучшего компенсации жесткого качения радиальных шин со стальным кордом и короткоходных движений колеса, вызванных поверхностью дороги. [3, 4].



Рис. 1.6. Сайлентблоки подвески автомобиля: а – сайлентблоки работающие на кручение, б – податливые сайлентблоки (компенсационные).

В данной научно–исследовательской работе, сайлентблоки обеспечивающие эластокинематические свойства не рассматриваются, так как они работают в

основном по продольному усилию и в упругодемпфирующую характеристику вносят малый вклад.

Отличительной чертой сайлентблоков, работающих на кручение, от компенсационных, является их исполнение. Такие сайлентблоки не имеют технологических отверстий, по конструкции имеют внутреннюю втулку и наружную обойму и как было указано выше характеризуются большим коэффициентом обжатия (примерно 500%) [103, 104, 106]. Они применяются в подвесках на двойных поперечных рычагах, и кроме как виброизоляционных свойств обладают демпфирующими свойствами в такой подвеске.

Пятое требование. При движении автомобиля, особенно по неровной дороге, при переезде через препятствие, торможении, на автомобильное колесо действует продольная сила и момент, вследствие все передается на подвеску, в результате происходит продольное перемещение колес относительно кузова [92, 101, 115, 133]. Данный эффект возникает из-за упругой деформации самих направляющих устройств (рычагов) и эластичности элементов крепления – сайлентблоков.

Шестое требование. Устойчивость и управляемость одно из важнейших требований, так как, данные свойства влияют на безопасность дорожного движения: влияние на прохождение виражей, на курсовую устойчивость, на тормозные свойства (вероятность выезда автомобиля с безопасного коридора движения, шириной 3 м.), избыточная поворачиваемость, влияние на сцепные свойства шин с дорогой и т.д [47, 48, 87, 88, 92, 101, 133].

Вывод по требованиям: Сайлентблоки подвески на двойных поперечных рычагах, относятся к силовым элементам подвески, являются ответственными единицами, которые демпфируют работу подвески, снижая амплитуды колебаний колесных узлов, определяя при этом упругие характеристики подвески и влияют на функциональные свойства амортизаторов. В процессе работы автомобиля под действием нагрузок, и внешних факторов они меняют свои свойства. При этом их демпфирующие способности сильно снижаются. Эти характеристики в процессе функционирования значительно изменяются вследствие старения упругого материала сайлентблока. Указанное явление приводит к изменению динамических

(амплитудно-частотных) характеристик подвески, что сказывается на стабильности пятна контакта, устойчивости и управляемости транспортного средства, следовательно, на безопасность движения. Следовательно, существует необходимость в постоянном контроле функциональных свойств сайлентблоков. [11, 26, 124, 126, 129].

Практика показывает, что в настоящее время рынок продаж включает широкий спектр разных изготовителей запасных частей. В такой рынок попадает большое количество контрафактной продукции, которая не прошла сертификационные испытания и отклоняются от установленных стандартов. Как правило к таким запасным частям относятся детали, которые не требуют обслуживания и достаточно просты в изготовлении.

Такие детали изготавливаются из унифицированных материалов и производство таких деталей не требует большого времени и особого труда, соответственно стоимость такой продукции будет значительно ниже оригинальной, что привлекает значительное количество клиентов. Запасные части неоригинальной продукции может значительно снизить срок работы как самого сайлентблока, так и остальных сопряженных элементов подвески.

1.3. Анализ неисправностей подвесок и сайлентблоков

Изменение функциональных свойств подвесок проявляется в виде течи амортизационной жидкости, как следствие, ухудшение демпфирующих свойств, проседание пружин и листовых рессор, вызывает ухудшение упругих свойств, втулок стабилизатора и реактивных тяг, износ шаровых шарниров и сайлентблоков. Это вызывает увеличение зазоров в сопряженных деталях, образуя стуки, происходит взаимовлияние на другие системы автомобиля, а именно, биение на рулевом колесе и увеличение люфта рулевого колеса, ухудшается техническое состояние рулевого управления, износ шин.

Неисправности подвески автомобиля могут повлиять на характеристики, связанные с безопасностью движения автомобиля, а именно:

- Связанные с ухудшением управляемости и устойчивости (автомобиль на скорости возможно будет уводить в сторону от прямолинейного движения и увеличивается амплитуда колебаний, изменение траектории движения при переезде через неровность (препятствие)) => ухудшение активной безопасности автомобиля;
- С сцеплением колес с дорожным покрытием => ухудшение активной безопасности автомобиля;
- С увеличением тормозного пути => ухудшение активной безопасности автомобиля;
- Происходит неравномерное истирание шин => ухудшение активной безопасности автомобиля.

В процессе проведения исследовательских работ, в рамках поискового эксперимента, в сервисных организациях города Улан-Удэ собирались статистические данные по количеству и видам неисправностей подвесок легковых автомобилей. На круговой диаграмме представлено распределение неисправностей подвески автомобилей в процентном соотношении (Рис. 1.7).



Рис. 1.7. Диаграмма распределения отказов элементов подвески автомобилей.

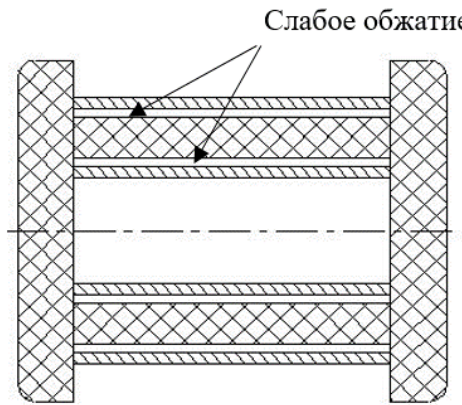
Из диаграммы видно, что наибольшие отказы приходятся на сайлентблоки, амортизаторы, шаровые шарниры, неисправности поворотных опор амортизационных стоек и просадку пружин. Это связано обуславливается с тем, что:

- Данные элементы наиболее нагруженные и воспринимают достаточно критические нагрузки;
- Автомобили работают в суровых климатических районах;
- Имеется открытый доступ к данным элементам грязи, воды, технических жидкостей, атмосферных факторов;
- Функционирование автомобилей по дорогам с неудовлетворительным дорожным покрытием.

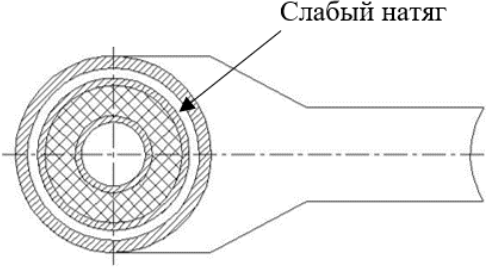
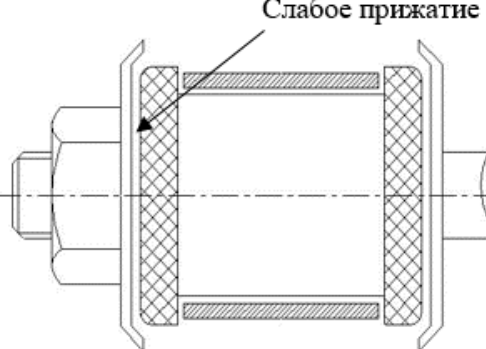
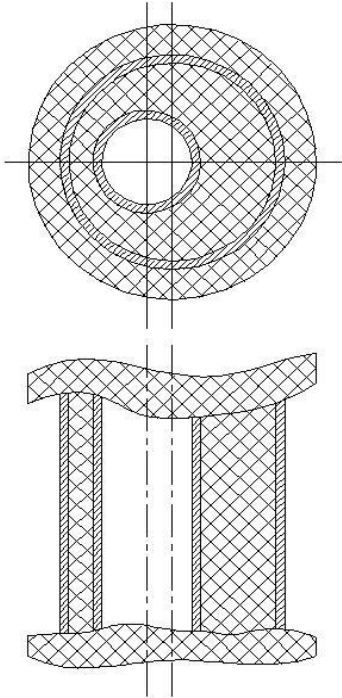
Как отмечалось ранее, причинами возникновения ДТП, из-за неисправных транспортных средств, может быть пропуск неисправных, в результате некачественного и недобросовестного проведения технического осмотра, контроля качества и ремонта. Так же причинами возникновения ДТП, может служить неисправная подвеска автомобиля. Так результаты многих научных исследований показывают, что функциональных свойства подвески оказывает существенное влияние на показатели активной безопасности транспортных средств [7, 13, 53, 54, 71, 80, 90, 95, 122, 134].

Характерные признаками (черты) неисправностей сайлентблоков, которые проявляются в подвесках на двойных поперечных рычагах, таблица 1.1:

Таблица 1.1 – Виды неисправностей

№	Состояние-неисправность СБ	Проявление неисправности	Внешний вид неисправности
1	Снижение коэффициента обжатия	1. Старение резины 2. Производственный брак (слабое обжатие)	 Слабое обжатие

Продолжение таблицы 1.1

№	Состояние- неисправность СБ	Проявление неисправности	Внешний вид неисправности
2	Пониженная жесткость	1. Воздействие хим. реагентов 2. Растрескивание материала	
3	Снижение натяга в посадочном месте	1. Повышенная жесткость резины (полиуретан) 2. Неправильная установка 3. Некачественный (неисправный) рычаг 4. Частая замена СБ	
4	Снижение момента затяжки прижимными шайбами	1. Старение резины 2. Слабый момент затяжки	
5	Асимметрия сайлентблока	1. Снижение изотропии сайлентблока (нарушение симметрии) 2. Выпучивание резины	

В условиях работы автомобиля к сайлентблокам предъявляются следующие требования [26, 104, 105, 106]:

- Иметь малое внутреннее трение;
- Иметь демпфирующие свойства;
- Иметь виброизолирующие свойства;
- Иметь определенную жесткость;
- Не требовать обслуживания;
- Длительную работоспособность при различных осевых деформациях;
- Высокую связь полимера с металлом (коэффициент обжатия).

Всегда особое внимание уделяется исследованиям амортизаторов подвески, так как они в значительной мере влияют на функциональные свойства и на безопасность движения.

Так в своей диссертационной работе Калачев С.М. [71], исследовал колебательные процессы, происходящие в подвеске автомобиля и показал, что предложенный им экспериментально-расчётный метод контроля качества работы гасящих устройств подвески автомобиля по отношению ускорений кузова и колеса, позволяет повысить безопасность движения и снизить трудоемкость работ ТО и ТР, и разработанная программа расчёта позволяет провести моделирование колебаний автомобиля с учетом нелинейности сил сопротивления в подвесках и шинах в различных условиях.

В работах ученого Дербаремдикера А.Д. [55, 56, 57] отмечено что основное условие работоспособности подвески – это ее регулярный контроль качества. В ходе его же исследований так же установлено, что неудовлетворительное техническое состояние амортизатора может привести к увеличению тормозного пути автомобиля, ускоренному износу шин, ухудшению курсовой устойчивости и управляемости автомобиля [58, 59, 60].

В диссертационной работе Кузнецова Н.Ю. представлены результаты исследований влияния функциональных свойств амортизаторов подвески автомобиля на показатели R_y шины с опорной поверхностью в условиях колебаний нормальной нагрузки на колесо. А также показано, что полученные им

математические модели и выявленные закономерности, позволяют аналитически оценивать функциональные свойства амортизаторов на основе их влияния, на сцепление шины с опорной поверхностью, в условиях возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки [80, 90].

Как уже отмечено, сайлентблоки играют немаловажную роль в подвеске автомобиля. В настоящее время ученое сообщество выделяет особое внимание исследованиям сайлентблоков, направленным на решение конструкторских задач в области снижения вибраций и улучшения комфортности движения наземных транспортно-технологических средств [10, 76, 84, 156, 158, 159]. В данных работах подчеркивается необходимость оптимизации конструкции компонентов автомобильной подвески. Большое внимание уделялось конструкции сайлентблока, авторы предложили использовать программное обеспечение для анализа методом конечных элементов, такое моделирование позволяет конструировать, уточнять и оптимизировать конструкции сайлентблоков на этапе проектирования, до того, как сайлентблок будет произведен.

Необходимо отметить, что такой анализ достаточно сложный и затратный по времени, из-за необходимости большого количества вычислительных ресурсов, лицензированного программного обеспечения.

Проанализировав вышеизложенное можно сделать вывод о том, что в меньшей степени исследуются изменения функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобилей [125].

1.4. Анализ методов и средств определения функционального состояния подвески и контроля качества сайлентблоков подвески автомобиля в условиях функционирования

Качество оценки функциональных свойств зависит от квалификации специалиста и от оснащённости сервисных организаций. Именно средства контроля, позволяют исключить ложную оценку функциональных свойств специалистом, проводящего контроль.

Методы и средства диагностики применяются в различных системах автомобиля и на сегодняшний день существует достаточное количество современных методов и средств контроля подвески автомобиля [31, 96, 100, 112, 113, 121].

Самый распространенный, не дорогой и простой метод контроля качества подвески это органолептический, который не требует специального оборудования, а только лишь смотровую канаву, либо подъемник. Такой способ контроля качества позволяет выявлять только ярко выраженные неисправности (течь рабочей жидкости амортизатора, пробой корпуса амортизатора, загибы штока амортизатора, разрывы сайлентблоков и т. д.) и, как правило, уже на стадии отказа. У такого способа существует ряд недостатков, это уровень квалификации специалиста (подразумевается образование, курсы повышения квалификации) и субъективная оценка результатов осмотра, базирующийся на мнении специалиста (об этом моменте будет сказано далее), стаж и навык работы в данной области, специализация сервисной организации.

Данное мероприятие не позволяет оценить качество работы подвески, т.е. характеристику подвеску. К примеру, при внутреннем износе элементов амортизатора визуальным методом невозможно оценить рабочие характеристики гидравлических амортизаторов (линейные, прогрессивные, регрессивные). Вдобавок к этому используют комбинированный метод, это визуальный метод и метод подсчета количества колебаний (один из видов низкочастотных методов контроля качества подвески). Такой метод дает очень грубую оценку, на это есть несколько причин. Первое, производная перемещения поршня амортизатора не достигает тех величин, которая развивается при реальных условиях. Второе, это взаимовлияние исправных элементов подвески на неисправные. Существует условная величина оценки – это полтора периода колебаний. Если колебания совершаются более двух, то специалисты отмечают, что амортизаторы неисправные. Подобная методика также подразумевает раскачивание автомобиля [80, 127]. Можно отметить также следующие виды контроля качества подвески:

- Торможение с «клевком»;

- Контроль качества с использованием датчика перемещения;
- Метод сбрасывания (аналогичное название *shock test*);
- Резонансный метод контроля качества.

Данный метод контроля качества подразумевает уже использование специализированного оборудования – вибростенда. Такой метод является современным и продвинутым. Принцип метода в том, что подвеска автомобиля достигает резонансной частоты. Стенд включает в себя привод, платформу, кулачковый механизм, измерительную пластину, пружину (Рис. 1.8).

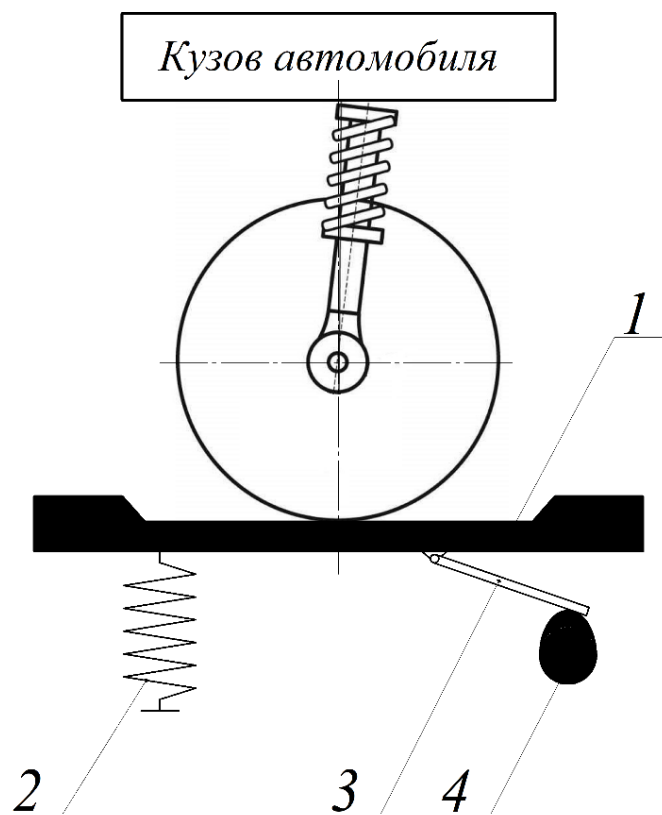


Рис. 1.8. Схема вибростенда, реализующий резонансный метод: 1 – платформа стенда, 2 – пружина стенда, 3 – измерительная пластина, 4 – кулачковый механизм стенда.

Метод имеет свои характерные особенности, он минимизирует влияние шин на постановку диагноза. Это достигается применением пружины определенной жесткости стенда, отличающийся от жесткости шины. Благодаря этому колесо автомобиля находится в постоянном контакте с опорной платформой стенда. При

этом, стенд достигает частоту колебаний 16 Гц, затем привод отключается и колебания затухают. Такое конструктивное решение принято с тем, что частота колебаний неподрессоренной массы составляет $\approx 13-15$ Гц и по мере затухания колебаний пересекает зону резонанса. В момент прохождения пика резонанса амплитуда достигает максимального значения. Можно отметить, по мере достижения минимальных частот колебаний, наблюдается вторая зона резонанса, когда частота колебаний поддрессоренной массы автомобиля совпадает с колебаниями опорной платформы. Это резонанс можно сопоставить с методом shock test. Измеренная амплитуда, в момент прохождения зоны резонанса, сравнивается с эталонным значением и оценивается. Такой метод наиболее приближен к реальным условиям функционирования подвески автомобиля. Необходимо учесть важный фактор, сравнивается с эталонным значением амортизатора той же марки и модели автомобиля. Вывод о функциональных свойствах амортизатора оценивается по следующим критериям:

- По значениям амплитуды. Если амплитуда менее 11 мм и более 85 мм, то функциональные свойства амортизатора считается неудовлетворительным и к дальнейшему использованию не рекомендуется. Амортизаторы, установленные на одной оси автомобиля не должны иметь разницу более 15 мм;
- По процентному критерию. При достижении максимальной амплитуды, амортизатор теряет работоспособность до 40%, следовательно, амортизатор считается неудовлетворительным. Амортизатор считается технически исправным, для спортивной подвески 90% и для подвески обеспечивающий комфорт при движении 70%. В общем виде: более 70% – амортизатор обеспечивает хорошую работу подвески, в диапазоне 40%-70% – амортизатор обеспечивает удовлетворительную работу подвески, менее 40% – амортизатор не обеспечивает работу подвески. По данным фирмы МАНА, такая оценка выполнена на основании статистических данных, и в некоторых моделях автомобилей данные критерии могут быть не точны [80, 95, 160].

Известен высокочастотный метод контроля качества подвески автомобиля EuSAMA (European Shock Absorber Manufacturers Association). Тут также

используется виброрежим (Рис. 1.9). Смысл данного метода заключается в следующем, когда автомобиль колесом наезжает на опорную платформу измеряется нормальная реакция колеса R_{zst} контролируемой оси в статическом режиме. Далее платформа стенда колеблется в вертикальном направлении, по синусоидальному закону, через кулачковый механизм с постоянной амплитудой 6 мм. Платформа стенда колеблется с частотой от 0 Гц до 25 Гц. При достижении максимальной частоты, электропривод отключается и стенд работает на выбеге. Измерительный комплекс, в момент выбега, регистрирует нормальную реакцию колеса $R_{zd.min}$ контролируемой оси в динамическом режиме.

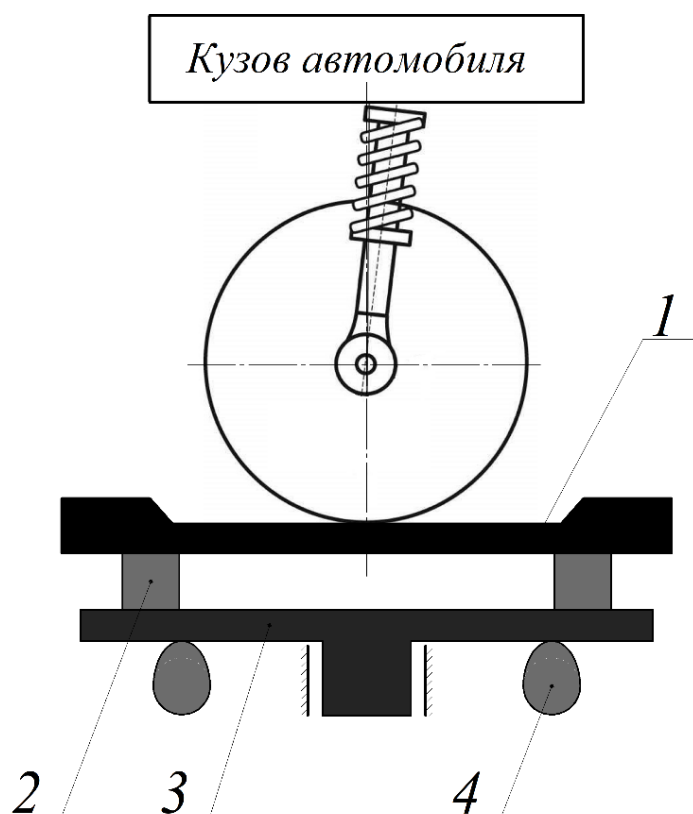


Рис. 1.9. Схема вибростенда, реализующий метод EuSAMA: 1 – платформа стенда, 2 – тензометрические датчики стенда, 3 – снование датчиков и направляющая платформы, 4 – кулачковый механизм стенда.

Установленное программное обеспечение, получив данные о нормальных реакциях R_{zst} и $R_{zd.min}$ с датчиков стенда, в соответствующих режимах, высчитывает коэффициент K_E . Коэффициент K_E представляет соотношение значения

минимальной нормальной нагрузки колеса в динамическом режиме к значению нормальной нагрузки колеса в статическом режиме:

$$K_E = \frac{R_{zd.min}}{R_{zst}} \cdot 100\%. \quad (1.1)$$

В момент проведения испытания каждое колесо автомобиля тестируется по отдельности, исключая взаимовлияние. Результат такого контроля качества зависит от множества факторов: давление в шинах, тип шины, жесткость шины, жесткость пружины и сайлентблоков, тип амортизатора, и т.д. Метод EuSAMA не оценивает напрямую функциональные свойства амортизатора и подвески в целом, что может привести к ложной постановке оценки, следовательно, метод менее надежен. Но данный метод применим по *оценки безопасности транспортного средства*, так как, здесь говорится о нормальной реакции R_z , а значит речь идет о сцеплении шины с дорожной поверхностью, что является очень важной составляющей частью *функционирования транспортного средства*. Для метода EuSAMA существуют показатели, представленные в таблице 1.2, по которым можно сказать о качестве *демпфирующих свойств подвески* и судить о влиянии подвески на *безопасность дорожного движения*.

Таблица 1.2 – Зависимость оценки качеств подвески в зависимости от нагрузки

Оценка	Коэффициент E		
	От 1400 кг	До 1399 кг	Менее 899 кг
Хорошая	70 – 100%	60 – 100%	50 – 100%
Достаточная	50 – 69%	40 – 59%	30 – 49%
Недостаточная	30 – 49%	20 – 39%	20 – 29%
Плохая	0 – 29%	0 – 19%	0 – 19%

Допустимая разность коэффициентов K_E для колес одной оси составляет не более 15% [119].

Можно отметить еще один метод, метод ТНЭТА, не менее распространенный по сравнению с BOGE и EuSAMA, основывающийся в определении коэффициента демпфирования ϑ (коэффициент демпфирования Лера ϑ), который характеризует свойство подвески поглощать энергию. Коэффициент демпфирования ϑ находится

в пределах $0 \leq \vartheta \leq 1$. Если $\vartheta > 0,2$ – амортизатор в хорошем состоянии; если $0,1 < \vartheta < 0,2$ – амортизатор в удовлетворительном состоянии; если $\vartheta < 0,1$ – амортизатор в неудовлетворительном состоянии.

Данные методы используют такие известные фирмы как: МАНА, NUSSBAUM, HOFMANN, MULLER, CARTEC и т.д.

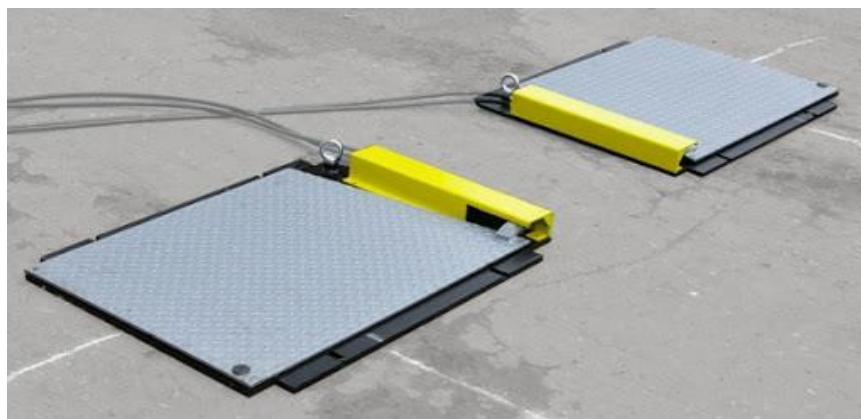
Проанализировав вышеизложенное, по методам и средствам контроля подвески автомобиля, можно сделать выводы:

- Что данные методы, не могут контролировать функциональные свойства подвески автомобиля с высокой точностью и достоверностью, несут ознакомительный, предупредительный характер;
- Метод EuSAMA косвенно характеризует функциональные свойства подвески автомобиля, но дает предпосылки о влиянии подвески на безопасность транспортного средства;
- Данные методы контроля качества в основном *оценивают работу демпфирующих свойств амортизаторов* подвески автомобиля и не позволяют с достаточной достоверностью оценивать (контролировать) *качество работы сайлентблоков* подвески.

Способы определения функциональных свойств сайлентблоков передней подвески легковых автомобилей

Контроль функциональных свойств сайлентблоков выполняется в основном методами органолептического и визуального контроля. Данный вышеописанный метод, применительно к сайлентблокам, имеет те же недостатки.

Широко применяется визуальный метод контроля качества, с использованием люфт – детекторов (Рис. 1.10). Даже использование люфт – детекторов и тестеров позволяют обнаружить, опять же, только ярко выраженные неисправности сайлентблоков, проявляющиеся в виде расслоения полимерного материала, выпучивание резины, приводящего к проворачиванию обоймы, разрывов материала и т.д. При этом неисправности, связанные с изменением функциональных свойств сайлентблоков, никак не контролируются.



а



б

Рис. 1.10. Виды люфт – детекторов для контроля сайлентблоков подвески автомобиля: а – площадочные с электроприводом; б – площадочные с ручным приводом.

Большой недостаток такого контроля – это *субъективная оценка результатов осмотра, зависящая от квалификации и мнения специалиста.*

В рамках научного исследования приняты сайлентблоки подвески на двойных поперечных рычагах легкового автомобиля модели ВАЗ серии 2101 – 2107.

Состояние сайлентблоков данной подвески оценивается вышеназванным методом с использованием люфт – детектора. Но, необходимо отметить, что для

оценки состояния существует измеряемая количественная величина (Рис. 1. 11), которая дана в руководстве по ремонту и обслуживанию.

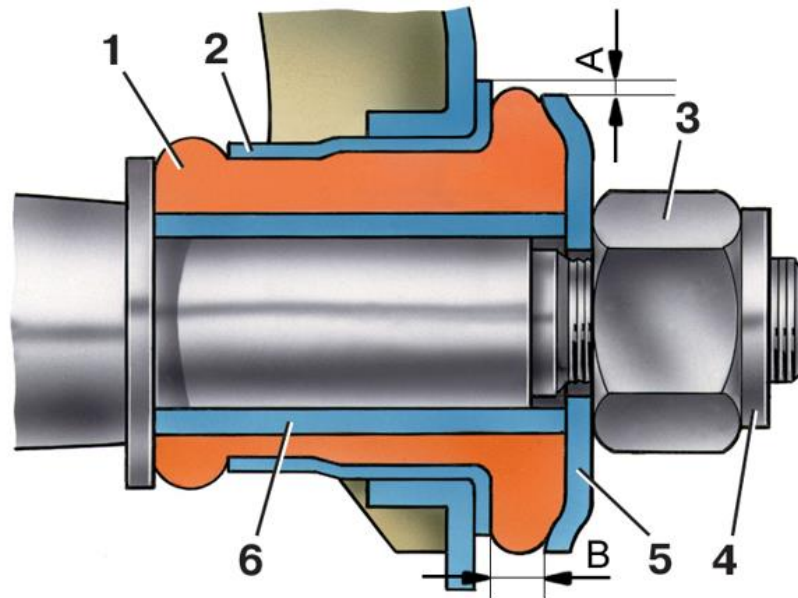


Рис. 1.11. Проверка состояния сайлентблока рычага передней подвески ВАЗ 2101-07: 1 – полимерная часть сайлентблока; 2 – наружная обойма; 3 – гайка крепления оси рычага подвески; 4 – ось рычага подвески; 5 – упорная шайба сайлентблока; 6 – внутренняя обойма; A – радиальное смещение; B – расстояние между упорной шайбой и внешним торцом наружной обоймой.

Если радиальное смещение $A > 2,5$ мм и расстояние между упорной шайбой и внешним торцом наружной обоймой B превышает пределы от 3 до 7,5 мм для нижнего рычага, и от 1,5 до 5 мм для верхнего рычага, то такой сайлентблок подлежит замене. Такой способ определения состояния подразумевает использование измерительного средства (штангенциркуля). А также при невозможности дальнейшей регулировки угла развала колес, при разрывах и выдавливании полимерного материала сайлентблока подвески [1, 2, 123, 184, 185].

Такой способ имеет недостаток, проявляющийся в том, что в указанные пределы применительно к оригинальным сайлентблокам и данные параметры могут не соответствовать тем сайлентблокам, которые предлагает рынок продаж. Такие сайлентблоки отличаются геометрическими размерами, составом материала,

например, полиуретановые сайлентблоки, обладающие сверхжесткостью, отличаются диаметры упорных 5 (прижимных) шайб.

Для оценки квалифицированного решения о функциональных свойствах сайлентблоков подвески автомобиля специалистами сервисных организаций, автотранспортных предприятий, выполнен сбор статистических данных, для оценки степени согласованности мнений данных специалистов.

Составлена анкета для каждого исследуемого образца (Рис. 1. 12), с указанием критериев, по которому сайлентблок подвески считается исправным или неисправным. В анкете указываются выходные данные сервисной организации и специалиста. Анкета представлена в приложении 1 данной диссертации.

В ходе проведения исследования было опрошено 50 специалистов сервисных организаций, связанных с ремонтом и контролем качества подвески автомобилей, города Улан-Удэ и представлено им 80 сайлентблоков (на базе автомобилей ВАЗ 2102, ВАЗ 2107) с измененными функциональными свойствами.

Для анализа полученных данных принят метод экспертных оценок [77,78,79]. Каждому сайлентблоку задается ранг по его функциональному свойству – исправен или неисправен – далее фактор. Специалист оценивает первым рангом (цифра 1) свое заключение равною постановке диагноза – исправен или неисправен и считается, по его мнению, верным решением. Вторым рангом (цифра 2) присваивается решение имеющему меньшее значение. По результатам опроса специалистов сервисных организаций и автотранспортных предприятий, предоставляющих услуги контроля, сервисного сопровождения и ремонта, составлена таблица 1.3 априорного ранжирования.

Таблица 1.3 – Результаты априорного ранжирования функциональных свойств сайлентблоков подвески

№ СБ		Специалисты СТО и АТП										Σ рангов	Δ	Δ^2	W	
Функциональное свойство		1	2	3	4	5	6	7	8	9	...					50
1	Исправный	1	1	1	1	1	1	1	1	1		2	58	-17	289	0,462
	Неисправный	2	2	2	2	2	2	2	2	2		1	92	17	289	
2	Исправный	2	1	1	2	1	1	2	1	1		1	72	-3	9	0,014
	Неисправный	1	2	2	1	2	2	1	2	2		2	78	3	9	

Продолжение таблицы 1.3

№ СБ		Специалисты СТО и АТП											Σ рангов	Δ	Δ^2	W
Функциональное свойство		1	2	3	4	5	6	7	8	9	...	50				
3	Исправный	2	1	2	1	2	1	1	1	1		2	69	-6	36	0,057
	Неисправный	1	2	1	2	1	2	2	2	2		1	81	6	36	
...																
76	Исправный	1	1	2	1	1	1	1	1	1		1	57	-18	324	0,518
	Неисправный	2	2	1	2	2	2	2	2	2		2	93	18	324	
78	Исправный	1	1	1	1	1	1	1	1	1		1	50	-25	625	1
	Неисправный	2	2	2	2	2	2	2	2	2		2	100	25	625	
80	Исправный	1	1	1	1	1	2	1	1	1		1	52	-23	529	0,846
	Неисправный	2	2	2	2	2	1	2	2	2		2	98	23	529	

По данным таблицы определяется сумма рангов для каждого фактора всех образцов сайлентблоков подвески и вычисляется отклонение суммы рангов каждого фактора от средней суммы рангов:

$$\Delta = \sum p - \frac{\sum p_{sb}}{n_i}, \quad (1.2)$$

где $\sum p$ – сумма ранга по каждому фактору;

$\sum p_{sb}$ – сумма факторов n – образца сайлентблока;

n_i – число факторов n – образца сайлентблока.

Далее, рассчитывается коэффициент конкордации W для оценки степени согласованности мнений специалистов:

$$W = \frac{12 \times S}{m^2 \times (n^3 - n)}, \quad (1.3)$$

где S – сумма квадратов отклонения рангов;

m – число специалистов;

n – число факторов.

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta_n^2. \quad (1.4)$$

Коэффициент конкордации W находится в пределах $0 \leq W \leq 1$. Если коэффициент W существенно отличается от нуля, то считается, что между мнениями специалистов имеется определенное согласие, если близкое к нулю, то соответственно имеется разногласие.

Анализ расчётов коэффициентов конкордации W , представленных в таблице 1.3, показывает, что между специалистами имеется определенное разногласие. Наличие такого противоречивого мнения специалистов сервисных организаций и автотранспортных предприятий приводит к ошибкам I и II рода.

Признание исправных сайлентблоков подвески неисправными влечет к неоправданным разборочно-сборочным работам, ухудшающим состояние посадочных мест (сопряженных элементов подвески), вытягиванию резьбы болтовых соединений, излишние финансовые затраты за неоправданное приобретение запасных частей и оплаты услуг сервисной организации.

Признание неисправных сайлентблоков исправными (ошибки II рода) может привести к более серьезным последствиям владельцу автомобиля, а также обществу. Признанный неисправный сайлентблок исправным, в процессе его функционирования снижает упруго-динамические характеристики подвески, к скорейшему выходу из строя амортизатора подвески (или подвески в целом), вследствие может привести к возникновению аварийных ситуаций или опасных ситуаций с отрицательным сопутствующим фактором [77, 78, 79].

В момент проведения исследования замечено, что специалисты сервисных организаций и автотранспортных предприятий руководством по ремонту и обслуживанию, представленном на рисунке 1.11 и средства измерения не руководствовались.

Анализ тестовых воздействий и контролируемых параметров для оценки функциональных свойств сайлентблоков рычагов подвески автомобиля

Рассмотренные в разделе 1.4 методы контроля качества подвески автомобиля EuSAMA и резонансный метод BOGE имеют идентичный характер тестового воздействия на подвеску – это вертикальные перемещения с постоянной или разной амплитудой платформы стенда.

В остальных рассмотренных методах, выдержать стабильность тестового воздействия достаточно сложно. Это связано с количеством и силой раскачивания автомобиля (синхронность раскачивания автомобиля зависит физической подготовки и количества задействованных человек).

Техническое состояние подвески оценивается следующими параметрами:

- Контролируемый параметр значение амплитуды A , по резонансному методу BOGE (Рис. 1.12), значение амплитуд должно находиться в пределах 11 – 85 мм.

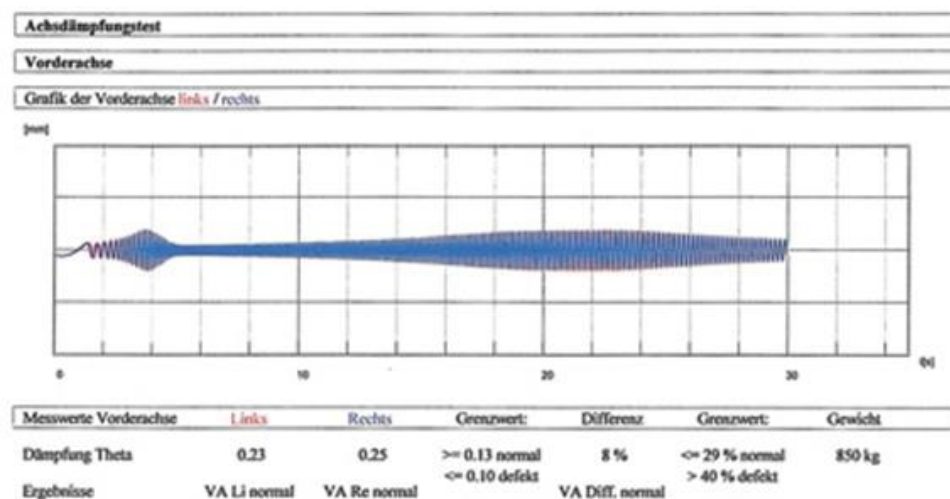


Рис. 1.12. Интерфейс рабочей программы резонансного метода BOGE фирмы МАНА.

- Контролируемый параметр коэффициент E . Данный коэффициент рассчитывается исходя из минимальной нормальной нагрузки колеса в динамическом режиме и значения нормальной нагрузки колеса в статическом режиме.
- Остальные контролируемые параметры, по вышеперечисленным методам являются только косвенными показателями и не позволяют качественно оценивать функциональные свойства подвески.

В качестве контролируемого параметра для оценки функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля ВАЗ 2101-07 используется количественная величина радиального смещения и величина (расстояние) между упорной шайбой и внешним торцом наружной обоймой. Такой показатель недостаточно информативен и неточен для постановки диагноза, так как не учитывает силовые характеристики сайлентблоков и не позволяют качественно оценивать

функциональные свойства сайлентблоков. Силовые характеристики, определяют податливость сайлентблоков в окружном, радиальном и осевом направлениях. Они, представляют из себя зависимости угла закручивания сайлентблока от подведенного к нему момента, а также радиального и осевого смещений от приложенного усилия.

Силовые характеристики сайлентблоков зависят от изготавливаемого материала, которым является полимер – эластомер. Особенность эластомеров, это способность испытывать большие деформации без разрушения и возвращаться в исходное положение после снятия приложенной нагрузки. Поведение эластомера под действием нагрузки обычно представляется в виде комбинации этих свойств. Они представляются в виде реологических моделей, отражающие данные свойства, которые подробнее описаны в следующем разделе данной диссертации.

В связи с вышеизложенным актуальность приобретает научное исследование, связанное с разработкой метода контроля качества сайлентблоков подвески автомобилей в условиях их функционирования.

1.5. Анализ математических моделей

В зависимости от поставленной задачи, для описания процесса функционирования сайлентблока, применяются следующие математические модели: эмпирические, полуэмпирические, модели, основанные на методе конечных элементов (МКЭ) и на нейронных сетях [19, 36, 37, 64, 118, 163]. Эмпирические модели более точны для описания процессов функционирования сайлентблока, но достаточно тяжело описывают переходные процессы, как правило, только на определенных режимах работ. Кроме этого для расчёта характеристик резинометаллических шарниров обычно требуется проведение большого объема экспериментальных исследований с применением специального лабораторного оборудования [11, 13, 14, 33, 126, 127, 129]. Полуэмпирические модели в отличие от эмпирических требуют меньшее количество проводимых экспериментов, что соответственно уменьшает количество коэффициентов

необходимых для математического описания [8, 9, 10, 12, 102, 157, 158]. Но требуется математическое описание, определяющая экспериментальные (эмпирические) коэффициенты данных моделей для описания процессов. Конечно, высокой точностью расчётов обладает метод конечных элементов. На сегодняшний день применяется достаточно большое количество программных комплексов компьютерного анализа реализующих МКЭ, такие как, ADAMS, ANSYS, NASTRAN, COSMOS, MARC и так далее. В частном случае недостатком является длительное проведение расчётов, трудоемкое определение исходных функций для выполнения расчётов и требуется высокая производительность компьютерной техники [163, 166, 167, 175, 176, 178]. Все более широкое применение, в различных областях науки, находит нейронная сеть. Математические модели для сложных процессов систем автомобиля, часто недостаточны точны или неспособны для представления поведения на различных режимах. Методы моделирования основанных на нейронных сетях обходят эти ограничения, используя лабораторные измерения с помощью нейронных сетей. Они позволяют точно моделировать линейные и нелинейные зависимости, имеющих множество входных и выходных сигналов. Единственным недостатком является, это обучение программы, которая работает по принципу обучения «ребенка», требующая большого количества массива данных и времени.

Характеристика сайлентблока определяется свойствами материала. Материалом сайлентблока является полимерный материал – эластомер. Особенность эластомеров – это способность испытывать большие деформации без разрушения и возвращаться в исходное положение после снятия приложенной нагрузки. Такой материал подбирается из учета его свойств, это высокая прочность, эластичность, пластичность, упругость, вязкость.

Особенности поведения эластомера сайлентблока под действием нагрузки обычно представляется в виде комбинации этих свойств. Они представляются в виде реологических моделей, отражающие данные свойства [16, 18, 27, 28, 39, 70, 72, 82, 83, 89, 94, 107, 120].

1.5.1. Анализ моделей реологических тел

1.5.1.1. Простые реологические модели эластомерных тел

Одноэлементная линейно – упругая модель (тело Гука)

Данная модель представляет собой зависимость напряжения от деформации для гукковского элемента, определяемый законом Гука

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (1.5)$$

где E – модуль упругости;

ε – деформация.

Реологическая кривая представляет собой прямую линию (рис. 1.13а), с которой совпадают линия нагружения и линия разгрузки. Механическую модель тела Гука представляют в виде пружины (рис. 1.13б)

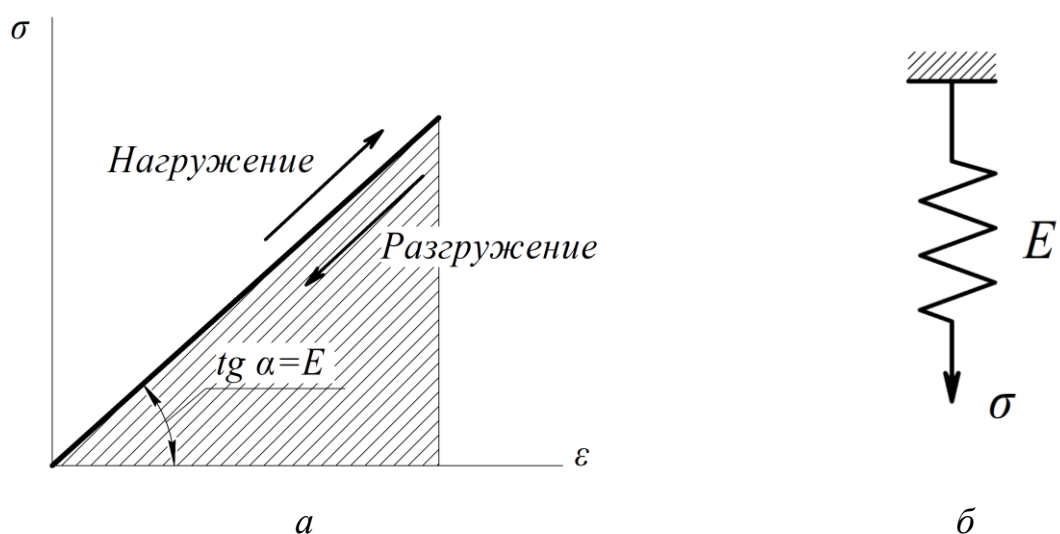


Рис. 1.13: *а* – зависимость напряжения от деформации; *б* – механическая модель – пружина (упругий элемент).

График данной зависимости — это прямая, проходящая через начало координат; тангенс угла ($\operatorname{tg} \alpha$) между этой прямой и осью ε равен модулю упругости E . Предполагается, что мгновенно возникшей деформации отвечает мгновенно возникшее напряжение [16, 17, 18, 39, 70, 83, 89, 94, 143, 152, 153, 154, 155].

Одноэлементная линейно – вязкая модель (тело Ньютона)

Зависимость напряжения от скорости деформации для ньютоновского тела определяется законом течения Ньютона, отражающая свойство вязкости

$$\sigma = \eta \times \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (1.6)$$

где η – вязкость (коэффициент ньютоновской вязкости);

ε – деформация;

$d\varepsilon/dt$ – скорость деформации.

Реологическая кривая данной модели (кривая течения) – это зависимость напряжения от скорости деформации (рис. 1.14а). Скорость деформации называют еще течением. Механическую модель вязкой среды обычно представляют в виде демпфера (рис. 1.14б), состоящего из поршня, перемещающегося в цилиндре, заполненном вязкой жидкостью. Поршень перемещаясь в цилиндре перегоняет из одной полости в другую, через зазор между поршнем и цилиндром, или через отверстия в поршне. Напряжения в этом случае зависят от скорости деформации, но не зависят от степени деформации.

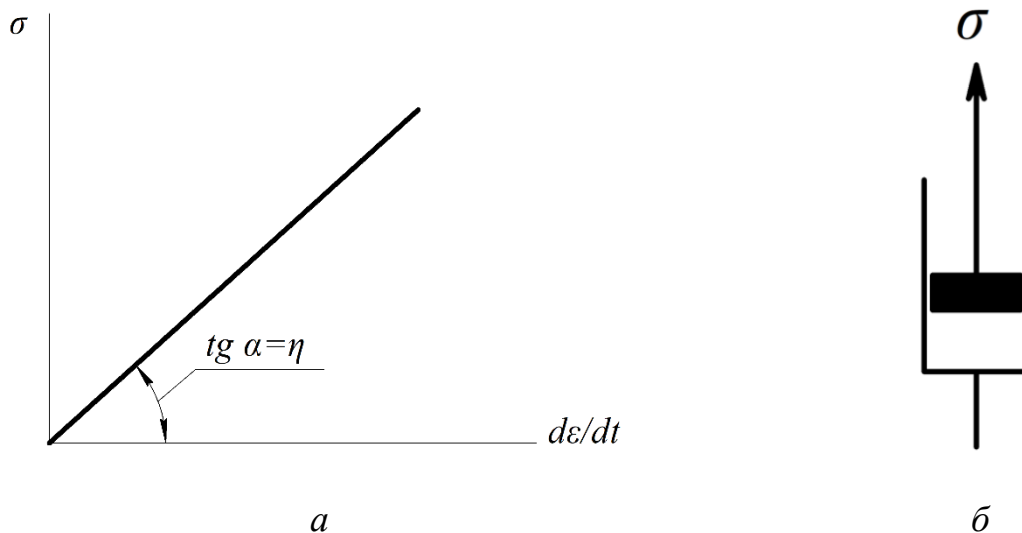


Рис. 1.14: а – зависимость напряжения от скорости деформации; б – механическая модель – вязкий элемент.

При постоянном напряжении σ_0 выражение 1.6 можно представить в виде

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\sigma_0}{\eta}, \quad (1.7)$$

Проинтегрировав выражение 2.3, получаем

$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{\eta} \cdot t, \quad (1.8)$$

Это означает, что при конечном значении σ_0 мгновенной деформации ньютоновского тела не будет (рис. 1.15а).

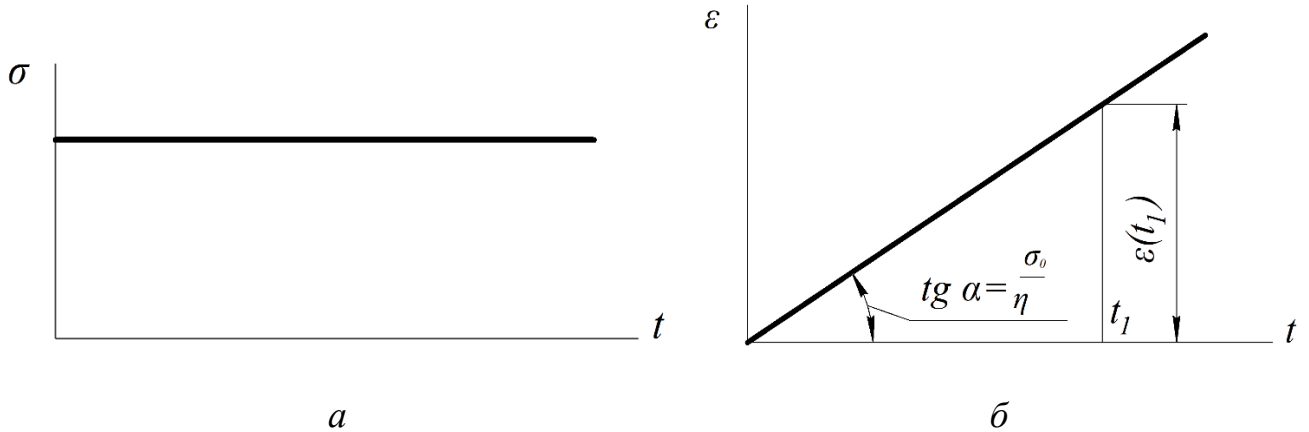


Рис.1.15: а – зависимость деформации от времени при постоянном напряжении; б – остаточная деформация при снятии напряжения в момент $t = t_1$.

В момент снятия напряжения, когда $t = t_1$, течение прекращается, так как при $\sigma = 0$, $d\varepsilon/dt = 0$, но деформация остается (рис. 1.15б). Из выражения 1.8 можно выразить остаточную деформацию.

$$\varepsilon(t_1) = \frac{\sigma_0}{\eta} \cdot t_1, \quad (1.9)$$

где t_1 – время приложения деформации σ_0

Работа, затрачиваемая на деформацию $\varepsilon_1 = \varepsilon(t_1)$, при постоянном напряжении σ_0 , имеет следующий вид

$$W(\varepsilon_1) = \sigma_0 \cdot \varepsilon_1 = \frac{\sigma_0^2 \times t_1}{\eta}, \quad (1.10)$$

Необходимо рассмотреть поведение тела Ньютона, к которому приложена знакопеременная деформация (по гармоническому закону)

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \sin \omega t, \quad (1.11)$$

Выражение 1.6 можно представить в следующем виде

$$\sigma_0 \times \sin \omega t = \eta \cdot \frac{d\varepsilon}{dt},$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\sigma_0}{\eta} \cdot \sin \omega t, \quad (1.12)$$

Проинтегрировав данное выражение 1.12

$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{\eta\omega} \cdot \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right), \quad (1.13)$$

Уравнение 1.13 говорит о том, что при гармонически изменяющемся напряжении деформация и скорость деформации, также изменяются по гармоническому закону. Скорость деформации и напряжение совпадают по фазе, а деформация смещается на фазу $\pi/2\omega$ (рис. 1.16).

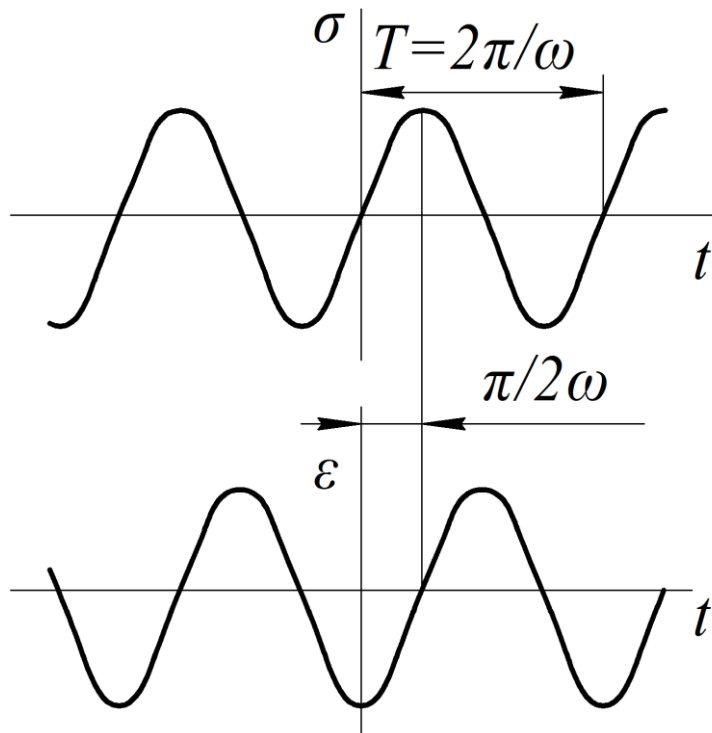


Рис. 1.16. Зависимость напряжения и деформации от времени при знакопеременной нагрузке.

Сайлентблок работает на кручение и на выходе получаем создаваемое им некое усилие F_{sb} , поэтому необходимо рассмотреть зависимость напряжения от деформации. Для это этого необходимо, уравнения 1.11 и 1.13 возвести в квадрат и сложить между собой, вследствие получаем

$$\frac{\sigma^2}{\sigma_0^2} + \frac{\varepsilon^2}{\sigma_0^2/\eta^2 \times \omega^2} = 1, \quad (1.14)$$

Уравнение 1.14 представляет собой каноническое уравнение эллипса (рис. 1.17) вида

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

где a – малая полуось σ_0

b – большая полуось $\sigma_0/\eta\omega$

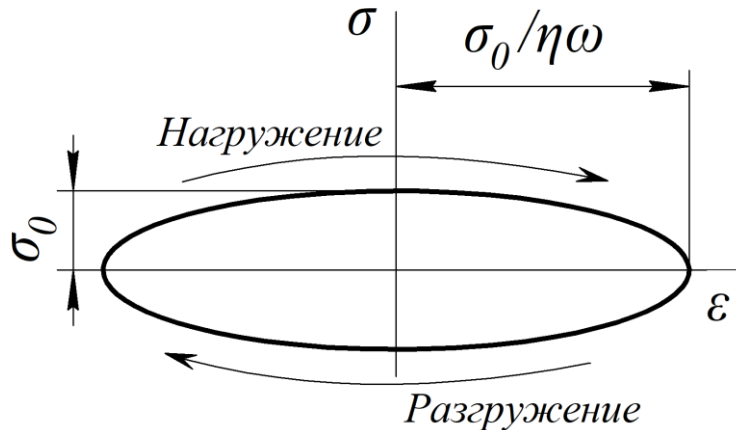


Рис. 1.17. Зависимость напряжения от деформации (петля гистерезиса).

Представленная зависимость напряжения от деформации в виде кривой эллипса, соответствует нагружению и последующему разгрузению, и называется петлей гистерезиса [16, 17, 18, 39, 70, 83, 89, 94, 143, 152, 153, 154, 155].

Одноэлементная модель трения (тело Сен – Венана)

Модель трения представляет собой тело, находящееся на плоскости, при движении которого возникает постоянное трение, независимая от нормальной силы. В данной модели учитывается закон сухого трения, при котором деформация отсутствует, если напряжение меньше значения σ_m , то есть, $\varepsilon=0$ и $d\varepsilon/dt = 0$ при $\sigma < \sigma_m$, где σ_m – предел текучести материала. Деформация начинается и продолжается до тех пор, пока $\sigma = \sigma_m$, то есть $\varepsilon > 0$ и $d\varepsilon/dt > 0$.

Реологическая кривая модели – это прямая линия σ_m , параллельная оси деформации ε (рис.1.18а).

Механическую аналогию трения представляют в виде пары фрикционных пластин (рис.1.18б) [16, 17, 18, 39, 70, 83, 89, 94, 143, 152, 153, 154, 155].

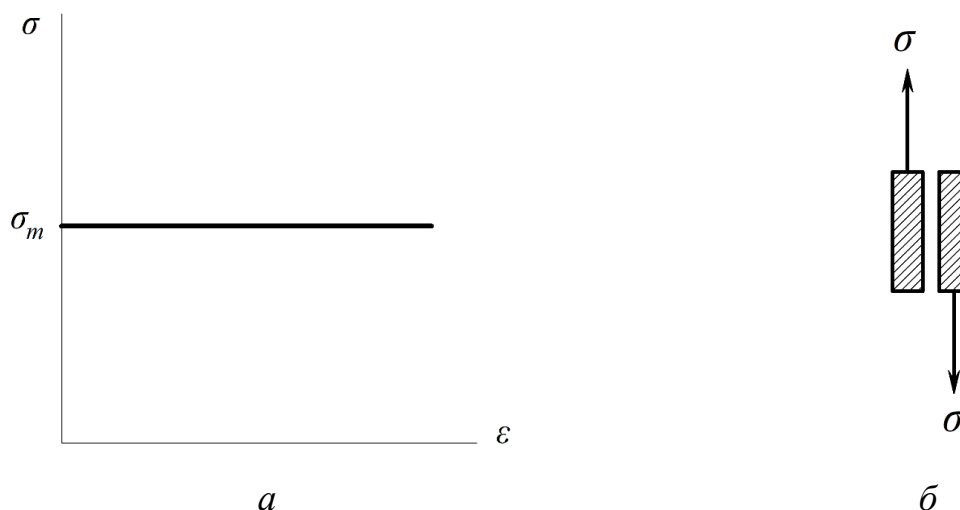


Рис. 1.18: *a* – реологическая кривая модели; *б* – механическая модель – пара трения.

1.5.1.2. Сложные реологические модели эластомерных тел

Для решения сложных задач уже недостаточно использование одноэлементных моделей. Такие модели описывают материалы, которые достаточно близки по своим свойствам к ним. Поэтому, для описания сложных процессов применяются сложные реологические модели. Данные модели сочетают в себе простые одноэлементные модели. Это необходимо для того, что некоторые материалы одновременно могут обладать несколькими свойствами.

Наиболее широкое применение получили модели, которые учитывают свойства вязкоупругости, вязкопластичности и упругопластичности. Рассмотрим данные свойства в моделях.

Двухэлементная вязкоупругая модель (Модель Максвелла)

Вязкоупругая модель Максвелла представляет собой комбинацию вязкого тела (тело Ньютона) и упругого тела (тело Гука) при последовательном соединении (рис. 1.19).

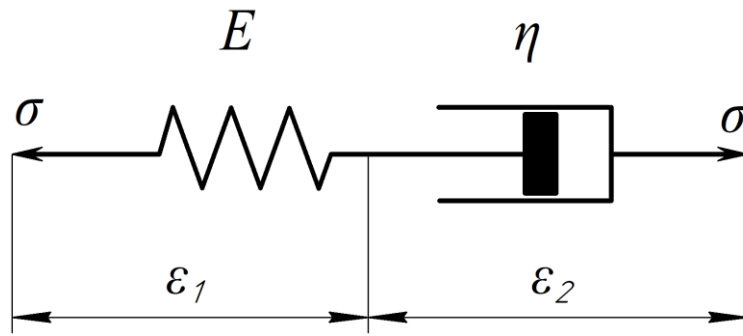


Рис. 1.19. Механическая модель Максвелла

Уравнения каждого тела модели можно представить следующим в виде

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma}{E}, \quad (1.15)$$

$$\frac{\sigma}{\eta} = \frac{d\varepsilon_2}{dt}, \quad (1.16)$$

где ε_1 – деформация тела Гука;

ε_2 – деформация тела Ньютона.

Выражения 1.15 и 1.16 можно представить в общем уравнении модели Максвелла, учитывая условие последовательного соединения тел модели $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$ и $\sigma = \sigma_1 = \sigma_2$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{dt} + \frac{1}{\eta} \times \sigma. \quad (1.17)$$

Модель Максвелла имеет большое применение, из-за проявления разных свойств при различных видах деформации и нагружении, к примеру: постоянная деформация, постоянная скорость деформации, постоянное напряжение, периодическая деформация и т.д.

При постоянной деформации ε напряжение σ постепенно уменьшается от начальной величины σ_0 , стремясь к нулю, при $t \rightarrow \infty$ (рис. 1.20). Время, при котором начальное напряжение σ_0 уменьшается, называется *временем релаксации*. Свойство тел, заключающееся в уменьшении напряжений при постоянной деформации, называется *релаксацией напряжений*.



Рис. 1.20. Зависимость напряжения при постоянной деформации от времени (кривая времени релаксации).

При знакопеременной деформации, изменяющегося по синусоидальному закону

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot \sin \omega t, \quad (1.18)$$

где ε_0 – амплитуда деформации;

ω – частота колебаний.

Выражение 1.18 представим, как и выражение 1.11, в следующем виде

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \varepsilon_0 \cdot \omega \times \cos \omega t, \quad (1.19)$$

Подставив выражение 1.19 в уравнение Максвелла 1.17, получим

$$E \cdot \varepsilon_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t = \frac{d\sigma}{dt} + \frac{E}{\eta} \times \sigma, \quad (1.20)$$

Уравнение 1.20 описывает свойство модели Максвелла при знакопеременной деформации [16, 17, 18, 39, 70, 83, 89, 143, 152, 153, 154, 155].

На рис. 1.21 представлен график зависимости напряжения σ от деформации ε при гармоническом колебании.

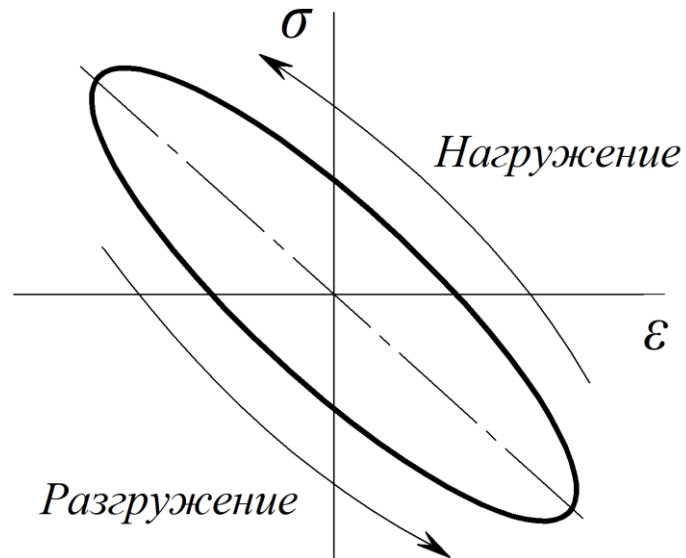


Рис. 1.21. Модель Максвелла при гармоническом колебании (петля гистерезиса).

Двухэлементная вязкоупругая модель (Модель Кельвина – Фойгта)

Модель Кельвина – Фойгта, как и модель Максвелла является вязкоупругой. Отличается тем, что тела Гука и Ньютона соединены параллельно (рис. 1.22). Данная модель проявляет свойства в виде способности восстанавливать свои свойства после снятия нагрузки.

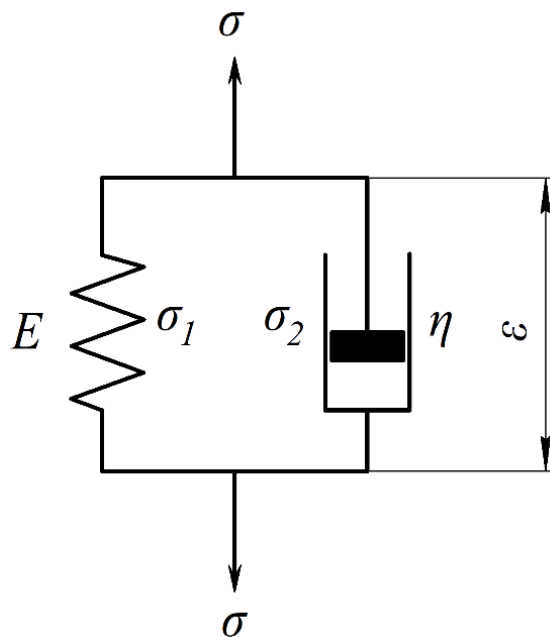


Рис. 1.22. Механическая модель Кельвина – Фойгта.

На основании условия параллельного соединения тел, можно представить уравнения упругого и вязкого тела

$$\sigma_1 = E \cdot \varepsilon, \quad (1.21)$$

$$\sigma_2 = \eta \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (1.22)$$

Сумма данных выражений и представляет собой уравнение модели Кельвина – Фойгта (рис. 1.23)

$$\sigma = E \cdot \varepsilon + \eta \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (1.23)$$

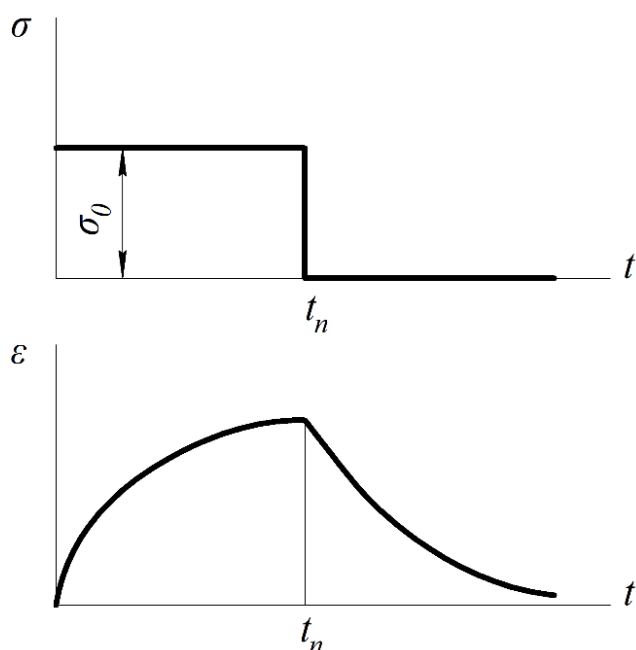


Рис. 1.23. Зависимость напряжения и деформации от времени (кривая времени упругого восстановления).

Из графика видно, что деформация увеличивается по времени, и если в некоторый момент времени $t = t_n$ напряжение снимается $\sigma_0 = 0$ при $t > t_n$, то уравнение 1.23 равно нулю. Деформация ε после снятия напряжения убывает со временем [16, 17, 18, 39, 70, 83, 89, 143, 152, 153, 154, 155].

Двухэлементная упруго – пластическая модель (Модель Прандтля)

Упругое тело Гука и тело трения Сен – Венана, при последовательном соединении образует Модель Прандтля или упруго – пластическая модель (рис. 1.24). Модель до достижения предела текучести материала $\sigma < \sigma_m$ деформируется

упруго по закону Гука, т.е., имеется линейная характеристика (линейная упругость), при достижении предела текучести $\sigma = \sigma_m$ материал деформируется пластически. При этом у данного материала деформация при разгрузке восстанавливается лишь частично (возникает остаточная деформация) (рис. 1.25) [16, 17, 18, 39, 70, 83, 89, 143, 152, 153, 154, 155].

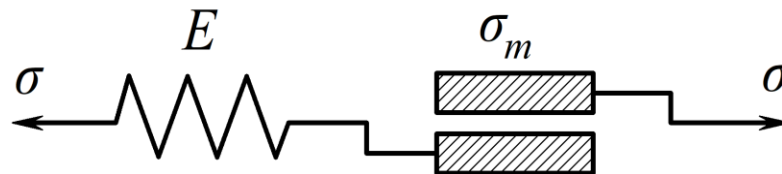


Рис. 1.24. Механическая модель Прандтля.

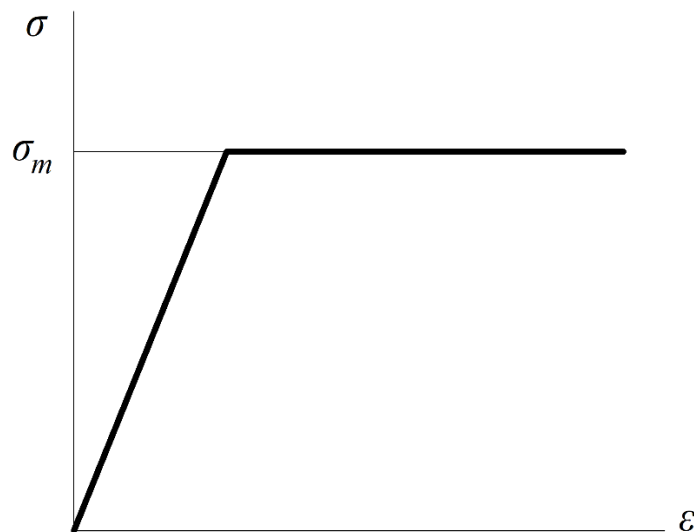


Рис. 1.25. Деформационная кривая модели Прандтля.

1.6. Выводы

Проведенный анализ статистических данных ДТП на дорогах Российской Федерации, видов и причин отказов систем и элементов подвески автомобиля, видов сайлентблоков подвески автомобиля и их неисправностей, средств и методов контроля качества сайлентблоков и подвески автомобиля в условиях их функционирования, однозначности мнений специалистов сервисных организаций

и автотранспортных предприятий, литературных источников и научных работ, анализ математических моделей, описывающих работу эластомеров, позволили сделать следующие выводы:

1. Сайлентблоки подвески автомобиля играют важную роль в системе поддрессоривания автомобиля. Сайлентблоки обеспечивают шарнирное соединение подвижных элементов подвески, при этом компенсируют производственные допуски, необходимых для эластокинематических свойств подвески, которые в свою очередь влияют на углы установки колес. Кроме этого обеспечивают виброизоляционными свойствами и, важно отметить, демпфирующими свойствами. Перечисленные свойства влияют на системы, отвечающие за активную безопасность автомобиля и состояние здоровья водителя;

2. Выявлено, что контроль функциональных свойств подвесок автомобилей в условиях их функционирования, в зависимости от оснащенности материально – технической базой, выполняются органолептическими и стендовыми методами. Стендовые методы реализованы на резонансном методе, методе EuSAMA и ТНЕТА. Данные методы в основном направлены на определение функциональных свойств амортизаторов.

3. Выполненный анализ квалифицированного принятия решения работниками сервисных организаций и автотранспортных предприятий, показывает, что мнения специалистов отличаются и имеется высокий риск постановки ложного диагноза;

4. Выполненный анализ реологических моделей, отражающих свойства эластомеров, позволили определить основное направление для разработки математической модели процесса функционирования эластомерного сайлентблока подвески автомобиля;

5. Для дальнейшего аналитического исследования необходимо разработать математическую модель процесса функционирования эластомерного сайлентблока, которая будет способствовать решению поставленных задач, связанных с исследованием силовых характеристик сайлентблоков подвески автомобилей.

На основании представленных выводов, сформулированы задачи исследования, которые необходимо выполнить для решения поставленной цели в данной научно – исследовательской работе.

1.7. Задачи исследования

1) Разработать математическую модель динамической системы «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд», позволяющую получать зависимости силовых реакций сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий, в виде поворота наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы от начального положения, а также устанавливать связь их параметров функциональных свойств с характеристикой подвески автомобилей;

2) Научно обосновать тестовые режимы воздействия, обеспечивающие эффективный контроль качества производства, а также функциональных свойств сайлентблоков в условиях их функционирования;

3) Выявить функциональные зависимости, характеризующие процесс работы сайлентблоков при действии на них знакопеременной угловой деформации, в виде поворота наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы от начального положения, с учетом изменения параметров функциональных свойств, и их связь с характеристиками подвески автомобиля;

4) На основе выявленных функциональных зависимостей разработать методики контроля качества сайлентблоков на всех этапах их жизненного цикла;

5) Выполнить производственную проверку результатов проведенного исследования.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНТРОЛЯ САЙЛЕНТБЛОКОВ ПОДВЕСКИ АТС

2.1. Общие положения

Для решения поставленных задач научного исследования, сформулированных на основании проблемы, а именно повышение эффективности контроля качества сайлентблоков подвески автомобиля в условиях их функционирования, во второй главе диссертации представлено математическое описание процесса функционирования сайлентблока подвески автомобиля на двойных поперечных рычагах. Разработанная математическая модель сайлентблока может входить как составная часть в модели, предназначенные для расчёта параметров функционирования систем поддрессоривания автомобилей в стационарных гармонических режимах, для моделирования процесса контроля качества подвески автомобиля на вибростендах, реализующий метод «EuSAMA», позволит повысить активную безопасность автомобилей, снизить вероятность скорейшего выхода из строя сопряженных элементов подвески автомобиля, дать дополнительную информацию о функциональных свойствах подвески.

Представлены результаты аналитического исследования процесса функционирования сайлентблока подвески легкового автомобиля на двух поперечных рычагах с целью определения закономерностей изменения силовых параметров от величины его деформации. Так же в рамках аналитической части научного исследования процесса функционирования поддрессоренного колеса на вибростенде составлена расчётная схема и разработана математическая модель «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд», которая позволяет оценивать влияние сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески в целом.

2.2. Разработка математического описания процесса функционирования сайлентблока подвески легкового автомобиля на двойных поперечных рычагах

На основании проведенного анализа, автором разработана математическая модель, на основе реологических элементов, которая позволяет аппроксимировать экспериментальные данные, полученных во время проведения научно-исследовательской работы.

При разработке математической модели были приняты допущения о том, что, расчёт выполняется для сайлентблоков цилиндрической формы подвески на двойных поперечных рычагах и расчёт ведется по углу закручивания рычага, т.е. имитируется только перемещение подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля в вертикальном направлении, внешние факторы не воздействуют на процесс функционирования сайлентблока.

Объект исследования – это сложный процесс, который зависит от множества факторов. Для изучения процесса функционирования сайлентблока подвески автомобиля, ее необходимо рассмотреть в виде структурной схемы (рис. 2.1), которая показывает связи между входящими U_n (управляющими), внешними F_n , внутренними X_n и выходными параметрами Y_n [136, 137, 138, 139, 140].

Внешние параметры, при которых используется автомобиль, влияют на процесс исследуемого объекта, ускоряя изменение их параметров функциональных свойств. Например, использование автомобиля в Республике Бурятия, считается достаточно суровым, так как относится к холодному климатическому району, где отрицательные температуры достигают минус 50°C . Для сравнения можно привести соседний регион, Иркутскую область, он также относится к холодному району, но условия более тяжелые, так как в регионе влажность воздуха выше, чем в Республике Бурятия, автомобильные дороги обрабатываются химическими противогололёдными материалами.

Внутренние параметры – это параметры которые характеризуют функциональные свойства объекта исследования (жесткость сайлентблока, износ,

диаметр и ширина, коэффициент обжатия полимерного материала между внутренней и наружной втулками, и т.д.).

Для функционирования объекта исследования подается *входящий* (управляющий) *параметр*, в данном процессе являются: ход подвески (угол поворота рычага), нагрузка на подпрессоренную массу, манера вождения, тормозной момент и т.д., поэтому, на выходе объекта исследования можно измерить функциональные параметры, которые характеризуют качество функционирования объекта исследования. К ним относятся: создаваемый реактивный момент сайлентблоком, влияние на демпфирующие свойства подвески и на работоспособность амортизатора.



Рис. 2.1. Общая структурная схема исследуемого процесса.

Используя схему, представленную на рисунке 2.1, можно рассмотреть исследуемый процесс функционирования сайлентблока в следующем виде:

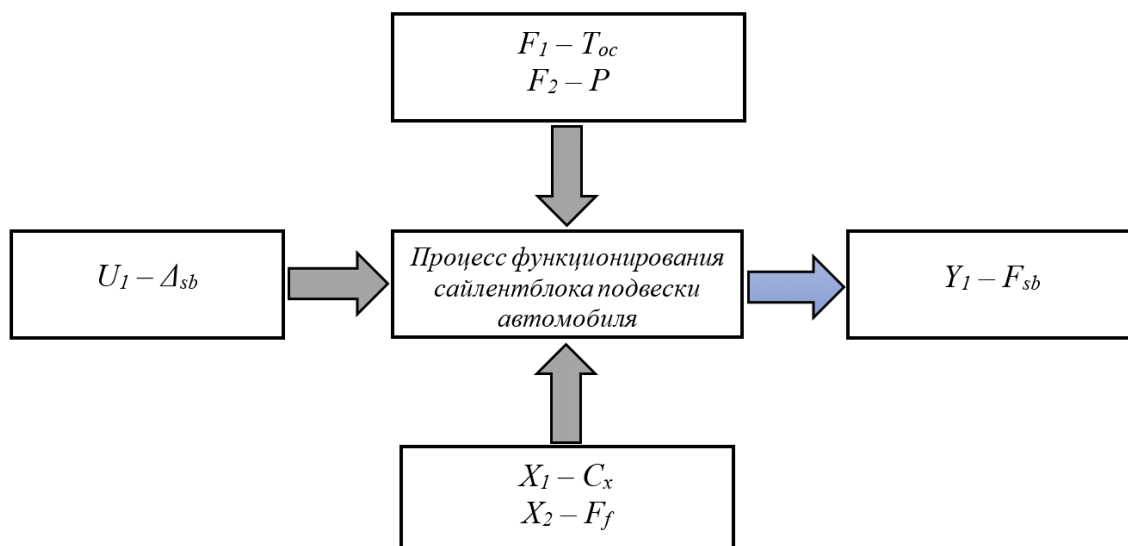


Рис. 2.2. Структурная схема исследуемого процесса.

В данном исследуемом процессе выходной функциональный параметр Y в виде силовой характеристики сайлентблока определяется управляющим воздействием U деформацией сайлентблока Δ_{sb} (угол его закручивания), зависящая от внутренних параметров X , определяемых жесткостью C_x и внутренним трением F_f , при воздействии внешних нормальных условий F окружающей среды температуры и атмосферного T_{oc} давления P .

2.2.1. Математическая модель процесса функционирования сайлентблока

Силовые характеристики сайлентблоков, представляющие собой зависимости изменения реактивного момента от величины деформации, определяют в стационарных режимах при гармоническом изменении возмущающего воздействия. Полученные данные аппроксимируются с использованием математических моделей, основу которых составляют классические реологические модели – модели тел Гука, Максвелла и Сен-Венана [16, 17, 18, 39, 70, 85, 89, 143, 152]. Широкое применение, для описания процессов эластомеров, нашли математические модели, которые основываются на комбинациях моделей элементов Гука, Максвелла. Деформация и ее первая производная по времени являются аргументами линейных функций, описывающих

изменения усилий классических элементов Гука и Максвелла соответственно. Учитывая нелинейное изменение скорости от времени при гармоническом режиме, комбинация таких элементов всегда будет давать нелинейную характеристику реактивного момента сайлентблока от перемещения. Такие модели хорошо описывают результаты экспериментальных исследований, полученные при малых и больших амплитудах деформаций. В этом случае выходная силовая характеристика сайлентблока не имеет линейных участков. При малой амплитуде характеристика близка к правильному эллипсу, а при большой имеет растянутую s-образную форму. На средних деформациях в характеристике возможно появление линейных участков, моделирование которых целесообразно выполнять с применением моделей тел Гука и Сен-Венана, усилия которых определяются только значением деформации и не зависят от ее скорости. Комбинация данных элементов позволит более точно описать линейное изменение выходной характеристики сайлентблока в зоне средних амплитуд деформаций эластомера. Рассмотрим математический аппарат реализации данной модели. Для реализации математического описания объекта исследования составлена расчётная схема, которая позволяет описывать изменения силовых характеристик при функционировании сайлентблока в зоне малых и средних деформаций. Схема представляет собой трехэлементную, двухблочную, параллельно соединенную реологическую модель (рис. 2.3). Первый блок образует классическое упругое тело Гука C_1 . Второй блок состоит из двух последовательно соединенных элементов Гука C_2 и трения Сен – Венана F_f [9, 10, 13].

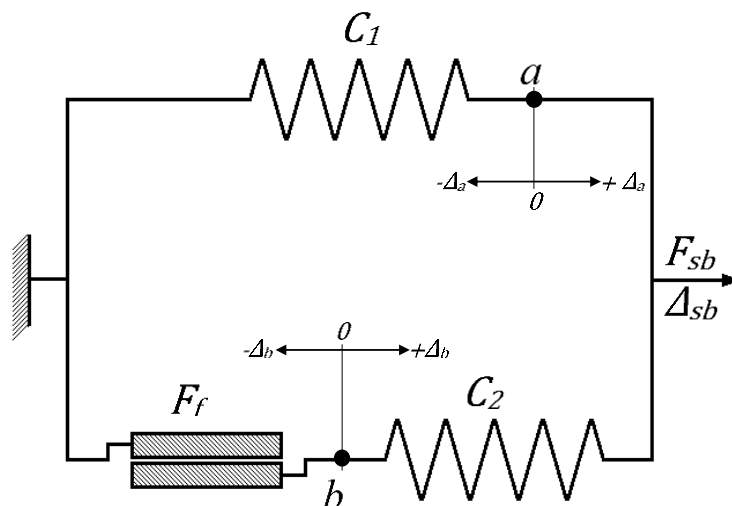


Рис. 2.3. Расчётная схема для расчёта момента сайлентблока на основе тел Гука и Сен-Венана: C_1 и C_2 – модели тел упругости Гука; F_f – модель тела трения Сен-Венана; a и b – координаты перемещений; Δ_{sb} – деформация сайлентблока.

Расчётную схему сайлентблока (рис. 2.4.) в составе рычага подвески можно, также представить в следующем виде:

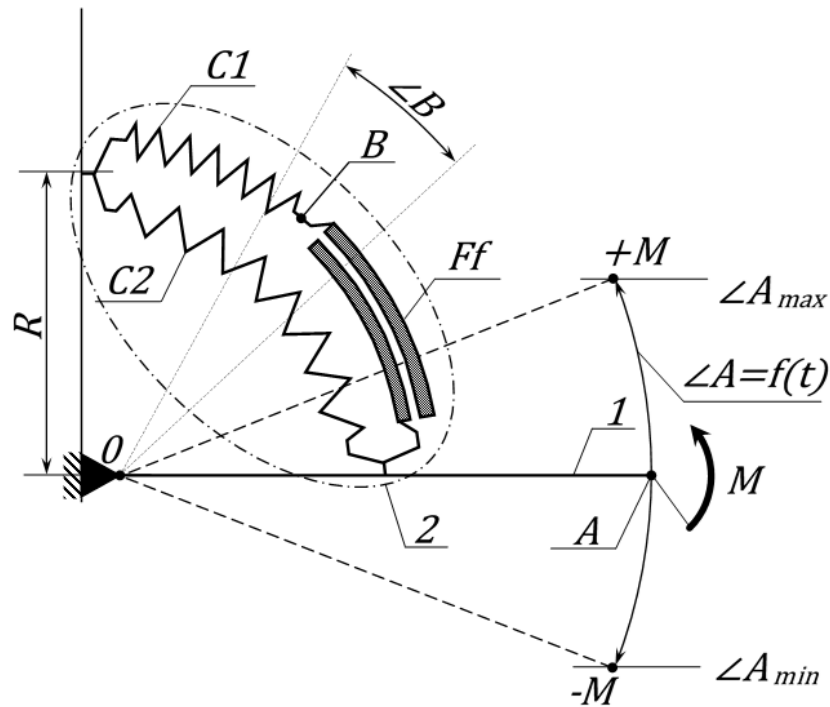


Рис. 2.4. Расчётная схема замещения сайлентблока механической моделью на основе элементов Гука и Сен-Венана: 1 – рычаг подвески; 2 – механическая модель сайлентблока; C_1 и C_2 – модели элемента упругости Гука; F_f – модель элемента трения Сен-Венана; M – приведенный момент сайлентблока к рычагу подвески; $\angle A$ – угол поворота рычага подвески – деформация сайлентблока; A и B – координаты перемещений.

Данная схема представляет приведение момента сайлентблока $M_{кр}$ к рычагу подвески. Для определения момента усилия сайлентблока можно представить в следующем в виде $\angle A = f(t)$. Представленные схемы являются между собой равноправными и будет применена далее.

Одиночный блок, состоящий из одного элемента Гука C_1 , работает постоянно при любой величине деформации сайлентблока Δ_{sb} . Усилие, моделируемое вторым блоком, определяется деформацией и жёсткостью элемента Гука C_2 , и при этом ограничено величиной трения в элементе Сен-Венана F_f .

Выходная характеристика модели формируется четырьмя линейными участками ab , bc , cd и da (рис. 2.5). Участки ab и cd определяются жесткостью C_1 и трением F_f . На участках bc и da работают все три реологические элементы модели [9, 10, 13].

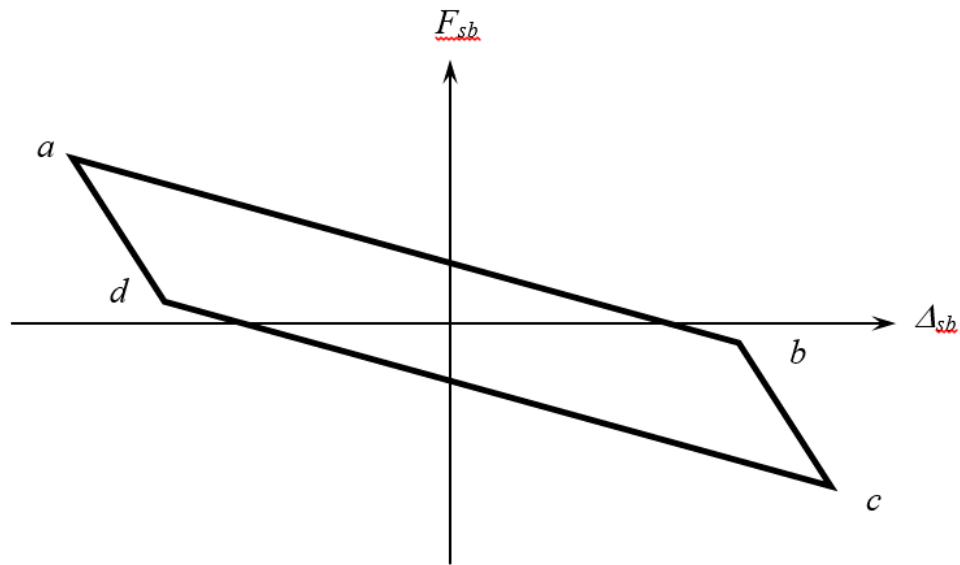


Рис. 2.5. Характеристика модели.

Математическое описание модели представляет собой усилие сайлентблока F_{sb} как сумму сил элементов упругостей Гука, определяемых произведением жесткостей C_1 и C_2 на величину изменения координат перемещений a и b , то есть на величину их деформаций Δ_a и Δ_b , и имеет следующий вид:

$$F_{sb} = C_1 \cdot \Delta_a + C_2 \cdot (\Delta_a - \Delta_b). \quad (2.1)$$

При этом скорости и координаты перемещения точек a и b зависят от соотношения сил, развиваемых элементом упругости Гука C_2 и элементом трения Сен-Венана F_{fmax} , которые определяются условием:

$$\dot{\Delta}_b = \begin{cases} \dot{\Delta}_a \rightarrow C_2 \cdot (\Delta_a - \Delta_b) > F_{fmax} \\ 0 \rightarrow C_2 \cdot (\Delta_a - \Delta_b) \leq F_{fmax} \end{cases}. \quad (2.2)$$

Изменение координаты точки a , являющееся величиной деформации сайлентблока Δ_{sb} , задается в виде гармонической функции времени t :

$$\Delta_a = \Delta_{sb} = f(t). \quad (2.3)$$

Исходя из расчётной схемы (рис. 2.3) и выражения 2.1 можно утверждать, что усилие сайлентблока F_{sb} в стационарном гармоническом режиме при $\Delta_{sb} = 0$ определяются только усилием элемента упругости Гука C_2 :

$$F_{sb} = -C_2 \cdot \Delta_b. \quad (2.4)$$

Учитывая последовательное соединение элементов Гука C_2 и Сен-Венана F_f верно утверждение о равенстве усилий, развиваемых данными элементами,

$$F_f = C_2 \cdot \Delta_b. \quad (2.5)$$

Следовательно, величину трения F_f элемента Сен-Венана определяется из экспериментальных силовых характеристик как половина разности между максимальным $F_{sb(ex, \Delta_{sb}=0, max)}$ и минимальным $F_{sb(ex, \Delta_{sb}=0, min)}$ значениями усилия сайлентблока при $\Delta_{sb} = 0$:

$$F_f = \frac{1}{2} \cdot (F_{sb(ex, \Delta_{sb}=0, max)} - F_{sb(ex, \Delta_{sb}=0, min)}). \quad (2.6)$$

Жесткость элемента Гука C_1 вычисляется также по экспериментальным данным исходя из того, что максимальное и минимальное усилия сайлентблока в стационарном гармоническом режиме определяются как:

$$F_{sb(ex, \Delta_{sb}=max)} = C_1 \cdot \frac{A}{2} + F_f, \quad (2.7)$$

$$F_{sb(ex, \Delta_{sb}=min)} = -C_1 \cdot \frac{A}{2} - F_f, \quad (2.8)$$

Откуда,

$$C_1 = \frac{F_{sb(ex, max)} - F_f}{0,5 \cdot A} = \frac{F_{sb(ex, min)} + F_f}{0,5 \cdot (-A)}. \quad (2.9)$$

Жесткость элемента Гука C_2 определяется исходя из условия минимизации суммы квадрата разности между расчётными $F_{sb(i)} = f(C_2, \Delta_{sb})$ и экспериментальными $F_{sb(ex, i)}$ значениями усилия сайлентблока:

$$\sum_{i=1}^n (F_{sb(i)} - F_{sb(ex,i)})^2 \rightarrow \min, \quad (2.10)$$

где n – количество экспериментальных значений в силовой характеристике [9,10].

При совместном решении выражений 2.1 – 2.3, а также выполнении оптимизации по условию 2.10 с использованием метода обобщенного приведенного градиента [10, 68, 98, 175], определяется искомая жесткость элемента Гука C_2 . Вычисления производятся в программной среде Microsoft Excel, при помощи «Надстройки поиск решения» → «Поиск решения нелинейных задач методом ОПГ».

Полученные значения жесткости элементов Гука C_1 и C_2 аппроксимируются по амплитуде A функцией

$$C_i = k_1 - \sin\left(k_2 \cdot \arctan\left(k_3 \times \frac{A}{2}\right)\right), \quad (2.11)$$

где C_i – функция аппроксимации жесткости модели элемента Гука при частоте равной ω ;

k_1 , k_2 и k_3 – коэффициенты, определяющие характер изменения жесткостей C_1 и C_2 от амплитуды A .

Для аппроксимации силы трения модели элемента Сен-Венана F_f полином второго порядка:

$$F_f = k_4 \cdot \left(\frac{A}{2}\right)^2 + k_5 \cdot \frac{A}{2} + k_6, \quad (2.12)$$

где F_f – функция аппроксимации трения модели элемента Сен-Венана при частоте равной ω ;

k_4 , k_5 и k_6 – коэффициенты, характеризующие зависимость изменения силы трения F_f от амплитуды A .

Усилие сайлентблока F_{sb} при изменении частоты его колебаний определяется методом интерполяции значений, полученных для известных значений частот 0,03, 5 и 51 Гц.

Оценку степени соответствия результатов расчёта производится при помощи коэффициента достоверности аппроксимации R^2 .

Используя зависимости 2.1 – 2.10, применительно к экспериментальным данным, определяются значения параметров математической модели C_1 , C_2 и F_f . Для наглядности данные параметры представлены на рис. 2.6 в виде маркеров круглой, квадратной и треугольной форм и линиями отображаются аппроксимирующие функции 2.11 и 2.12, построенные на основе значений коэффициентов, представленных в таблице 2.1 [9, 10].

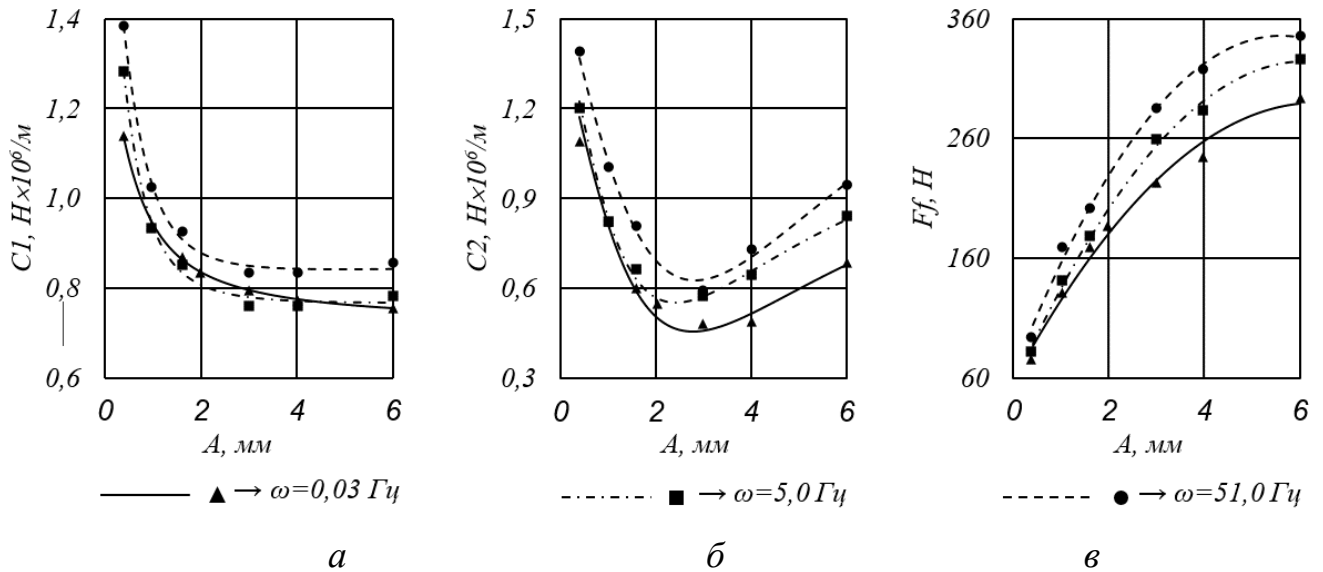


Рис. 2.6. Параметры модели сайлентблока.

Таблица 2.1 – Параметры аппроксимирующих функций 2.11 и 2.12

ω , Гц	Элемент Гука C_1				Элемент Гука C_2				Элемент Сен-Венана F_f			
	k_1	k_2	k_3	R^2	k_1	k_2	k_3	R^2	k_4	k_5	k_6	R^2
0,03	1,38	0,47	2,94	0,999	1,46	1,96	0,75	0,962	-23,0	145,75	58,24	0,989
5	1,77	1,07	2,569	0,995	1,55	1,94	0,87	0,992	-28,9	176,71	54,14	0,995
51	1,84	1,13	2,25	0,997	1,63	2,28	0,58	0,990	-35,7	200,02	65,37	0,993

Итоговые расчётные характеристики, полученные совместным решением зависимостей 2.1 и 2.2, вычислены по двум вариантам.

Первый вариант (Расчёт 1) предусматривает использование в качестве аргументов значения параметров модели C_1 , C_2 и F_f , рассчитанные с использованием аппроксимирующих функций 2.11 и 2.12.

Во втором варианте (Расчёт 2) аргументами являются параметры $C_1 = 0,755 \text{ Н} \times 10^6 / \text{м}$, $C_2 = 0,692 \text{ Н} \times 10^6 / \text{м}$ и $F_f = 293,4 \text{ Н}$, соответствующие псевдостатической характеристике при средней деформации сайлентблока, т.е. при $\omega = 0,03 \text{ Гц}$ и $A = 6,0 \text{ мм}$.

Для каждого варианта рассчитано 19 характеристик, соответствующих числу наборов оцифрованных экспериментальных данных. На рис. 2.7, для сравнения изображены экспериментальные и расчётные характеристики, полученные в трех режимах: а) $\omega = 0,03 \text{ Гц}$ и $A = 6,0 \text{ мм}$; б) $\omega = 5,0 \text{ Гц}$ и $A = 0,4 \text{ мм}$; в) $\omega = 51,0 \text{ Гц}$ и $A = 3,0 \text{ мм}$.

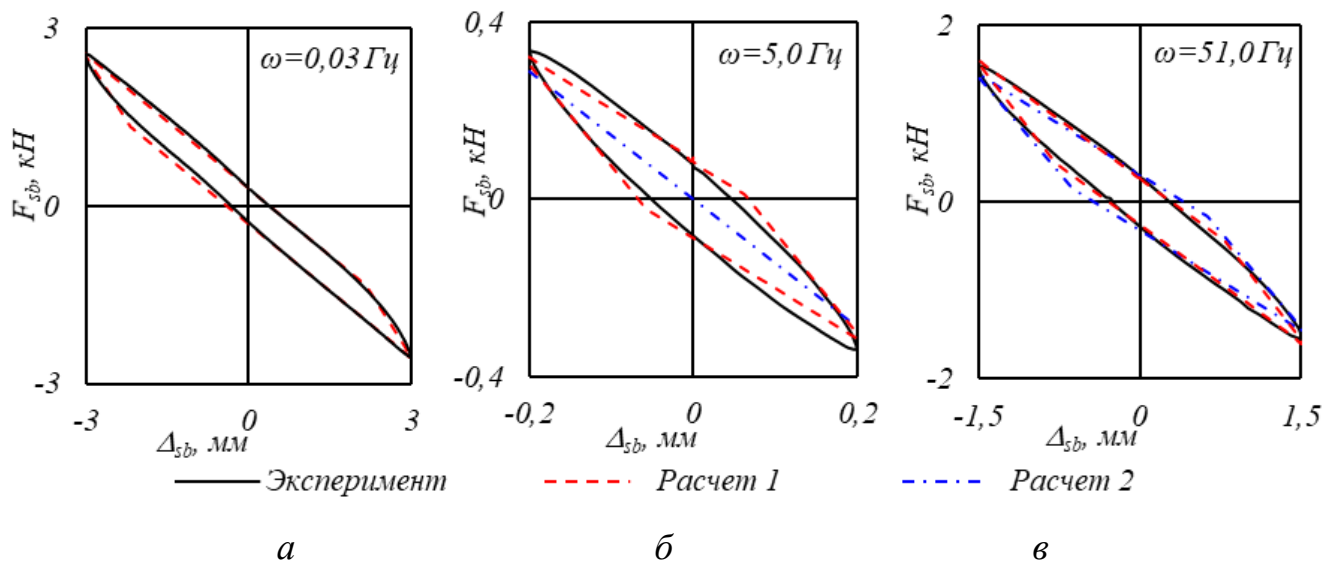


Рис. 2.7. Расчётные и экспериментальные характеристики сайлентблока, полученных на лабораторном оборудовании «Schcnck» [157, 158, 164].

Остальные расчётные зависимости изменения усилия сайлентблока F_{sb} от его деформации Δ_{sb} представлены в приложении 2.

Оценка качества описания разработанной математической модели экспериментальных данных для всех расчётных характеристик производится при помощи коэффициента достоверности аппроксимации R^2 , расчёты которых приведены в таблице 2.2 и представлены в виде гистограмм на рис. 2.8.

Таблица 2.2 – Результаты расчётов коэффициентов достоверности аппроксимации R^2

R^2 при $\omega=0,03$ Гц			R^2 при $\omega=5$ Гц			R^2 при $\omega=51$ Гц		
A , мм	Расчёт 1	Расчёт 2	A , мм	Расчёт 1	Расчёт 2	A , мм	Расчёт 1	Расчёт 2
0,4	0,994	0,89	0,4	0,995	0,895	0,4	0,995	0,857
1	0,995	0,929	1	0,995	0,924	1	0,993	0,944
1,6	0,996	0,984	1,6	0,995	0,984	1,6	0,994	0,994
2	0,996	0,986	3	0,995	0,992	3	0,995	0,987
3	0,996	0,989	4	0,997	0,996	4	0,997	0,984
4	0,997	0,992	6	0,999	0,998	6	0,999	0,985
6	0,998	0,998						

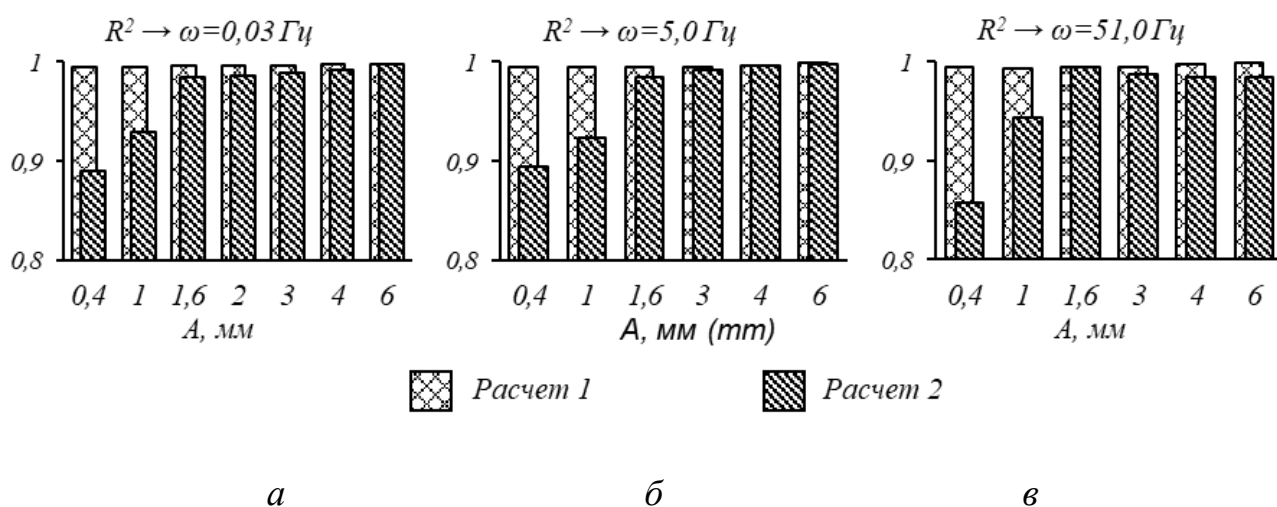


Рис. 2.8. Коэффициенты достоверности аппроксимации экспериментальных данных.

Нелинейное изменение параметров C_1 , C_2 и F_f (рис. 2.6, маркеры) свидетельствует о наличии двух режимов работы математической модели. Первый режим характерен для малых деформаций сайлентблока, когда амплитуда A гармонического возмущающего воздействия не превышает 3,0 мм. Второй режим реализуется на средних деформациях при амплитуде от 3,0 до 6,0 мм. Большие деформации с амплитудой более 6,0 мм в данной научно-исследовательской работе не рассматриваются.

В зоне малых деформаций зависимости изменения жесткостей элементов Гука C_1 и C_2 (рис. 2.6*а* и 2.6*б*) имеют убывающий характер. При средних деформациях параметр C_1 менее чувствителен к изменениям амплитуды (рис. 2.6*а*, маркеры), характер зависимости параметра C_2 становится возрастающим

(рис. 2.6б). Трение элемента Сен – Венана F_f (рис. 2.6в, маркеры) возрастает во всем диапазоне амплитуды, но при этом имеет бóльшую интенсивность изменения в зоне малых деформаций. Рассчитанные коэффициенты $k_1 - k_6$ (табл.2.1) обеспечивают высокую достоверность аппроксимации вышепредставленных параметров C_1 , C_2 и F_f , что подтверждает правильность выбора вида функций 2.11 и 2.12 [9, 10, 85].

Двойственность режима работы математической модели свидетельствует о возможности описывать изменения усилия сайлентблока не только на средних, но и на малых деформациях. Данное утверждение подтверждается хорошей сходимостью экспериментальных данных и расчётов, выполненных с использованием рассматриваемых аппроксимирующих функций. Из рис. 2.7, видно, что расчётные характеристики (*Расчёт 1*) достаточно качественно описывают результаты экспериментов как по частоте, так и по амплитуде. Коэффициент достоверности аппроксимации R^2 для данного варианта расчёта (рис. 2.8, *Расчёт 1*) находится в пределах от 0,993 до 0,999 [9, 10].

Псевдостатические характеристики для зоны средних деформаций сайлентблока являются наиболее простыми с точки зрения их получения и при этом характеризуются максимальной точностью. В связи с этим замена функций, описывающих изменение параметров модели C_1 , C_2 и F_f , возможно на постоянные значения, определенные из такой псевдостатической характеристики. Данному условию соответствуют параметры, полученные из экспериментальной характеристики при $\omega = 0,03$ Гц и $A = 6,0$ мм. Расчёты, выполненные по второму варианту, показывают, что наблюдается снижение качества модели в зоне малых деформаций. Расчётная характеристика из эллипса вырождается в прямую линию (рис. 2.7б, *Расчёт 2*), т.е. явление отставания усилия от деформации не моделируется. Коэффициент достоверности аппроксимации R^2 снижается до диапазона от 0,857 до 0,895 (рис. 2.8, *Расчёт 2*). При средних амплитудах деформации расчётная петля гистерезиса становится соизмеримой с экспериментальной и мало отличается от результатов, полученных по первому варианту модели (рис. 2.7а и 2.7в, *Расчёт 2*). Значения коэффициента

достоверности аппроксимации R^2 находятся в пределах от 0,929 до 0,999 (рис. 2.8, *Расчёт 2*).

Представленные выше зависимости и методы расчёта формируют полуэмпирическую математическую модель, позволяющую рассчитывать усилие цилиндрического сайлентблока F_{sb} при его функционировании как в стационарном гармоническом, так и в нестационарном режимах в диапазонах частоты от 0,03 Гц до 51 Гц и амплитуды от 0,4 мм до 6 мм [9,10].

Основываясь на экспериментальные характеристики сайлентблоков, полученных в ходе выполнения данной научно-исследовательской работы, и представленным математическим описанием, наиболее оптимальным является применение аппроксимирующих функций 2.11 и 2.12:

При помощи разработанной математической модели описаны экспериментальные данные, полученные на лабораторном стенде оригинальной конструкции (конструкция стенда представлена в третьей главе данной диссертации) и получены значения параметров C_1 , C_2 и F_f . В качестве примера на рис. 2.9 представлены экспериментальные характеристики (черный маркер) трех испытуемых образцов сайлентблоков подвески, образец *а* – функциональные свойства нового сайлентблока, образцы *б* и *в* – функциональные свойства неисправных сайлентблоков [9, 10].

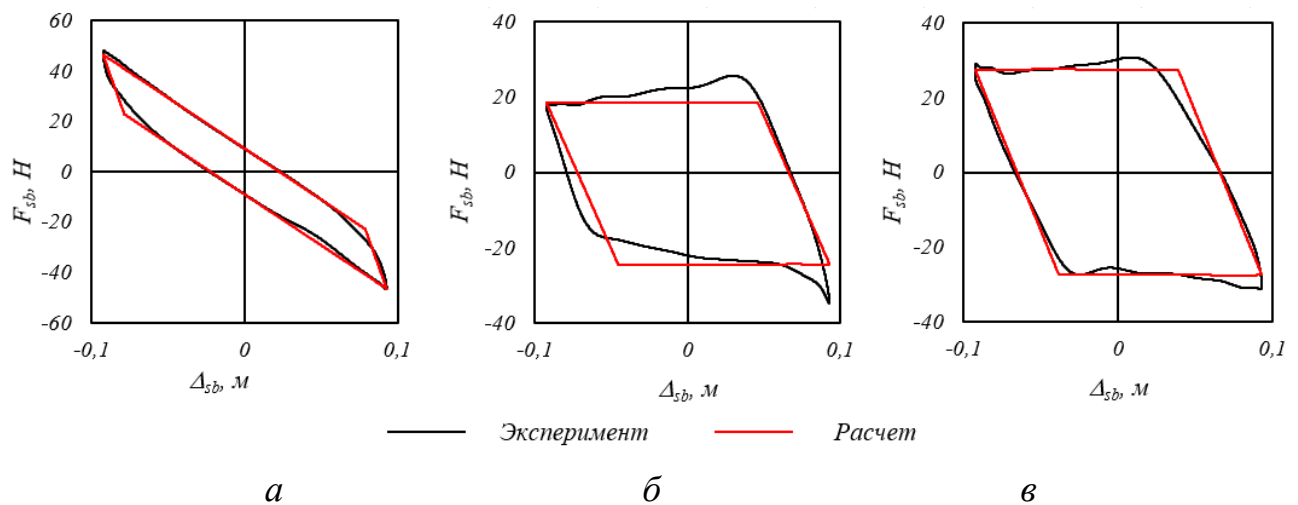


Рис. 2.9. Экспериментальные и расчётные характеристики сайлентблока, полученных в ходе выполнения научно-исследовательской работы.

Работа математической модели показывает возможность описывать изменения усилия сайлентблока подвески F_{sb} от его деформации Δ_{sb} . Данное утверждение подтверждается хорошей сходимостью полученных экспериментальных данных и расчётов, выполненных с использованием аппроксимирующих функций 2.11 и 2.12 (Рис. 2.9 красный маркер). Расчётные результаты достаточно точно описывают результаты экспериментов. Для оценки качества описания математической моделью экспериментальных данных для всех расчётных характеристик вычислены коэффициенты достоверности аппроксимации R^2 (Табл. 2.3). Листинг математической модели в приложении 3 [117].

Таблица 2.3 – Результаты расчётов параметров модели C_1 , C_2 , F_f и коэффициентов достоверности аппроксимации R^2

	Образец <i>a</i>	Образец <i>б</i>	Образец <i>в</i>
C_1 (Н/м)	404	0	0
C_2 (Н/м)	1290	916	1014,4
F_f (Н)	9	21,5	27,4
R^2	0,997	0,958	0,992

2.3. Математическая модель процесса функционирования системы «Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд»

Для аналитического исследования влияния функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески в целом, разработана математическая модель «Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд» [6, 7, 8, 9, 68].

Данная математическая модель включает в себя:

- Расчёт подрессоренной массы M_p , учитывающий работу сайлентблоков;
- Расчёт неподрессоренной массы M_n ;
- Учет влияния эластичной шины (F_{Cn} , F_{Kn});

- Условие режима работы вибростенда по методу *EuSAMA* (M_o , W).

При разработке математической модели, для описания работы поддрессоренной и неподдрессоренной масс, учитывающая влияние эластичной шины, вертикальных колебаний платформы стенда в виброрежиме, необходимо составить расчётную схему (Рис. 2.10).

Расчётная схема состоит из: блок поддрессоренной массы автомобиля, учитывающий инерционные силы поддрессоренной массы $F_{j(Mp)}$, вес поддрессоренной массы $G_{(Mp)}$, усилие амортизатора подвески $F_{(Kp)}$, усилие пружины подвески $F_{(Cp)}$, усилие (реактивный момент) сайлентблока $F_{(Cs1, Cs2, Fs)}$.

Для математического описания процесса колебания поддрессоренной массы необходимо записать уравнения для каждой составляющей блока поддрессоренной массы по координате Z_p .

Усилие амортизатора

$$F_{(Kp)} = K_p \cdot (\dot{Z}_n - \dot{Z}_p). \quad (2.13)$$

Усилие пружины подвески

$$F_{(Cp)} = C_p \cdot (Z_n - Z_p). \quad (2.14)$$

Согласно расчётной схеме (Рис. 2.4), представляющий замещение сайлентблока механической моделью на основе тел Гука и Сен-Венана, в составе рычага подвески, усилие сайлентблока можно представить в следующем виде [7,8,9]:

$$F_{(Cs1, Cs2, Fs)} = \frac{(Cs1 \cdot \angle A_s + Cs2 \cdot (\angle A_s - \angle B_s)) \cdot R_s}{CD}, \quad (2.15)$$

где угловая скорость условного элемента трения в модели сайлентблока выражается в виде:

$$\angle \dot{B}_s = \begin{cases} \angle \dot{A}_s \rightarrow C_{s2} \cdot (\angle A_s - \angle B_s) > F_s, \\ 0 \rightarrow C_{s2} \cdot (\angle A_s - \angle B_s) \leq F_s, \end{cases} \quad (2.16)$$

и угол закручивания сайлентблока:

$$\angle A_s = \arcsin \left(\frac{Z_n - Z_p}{CD} \right). \quad (2.17)$$

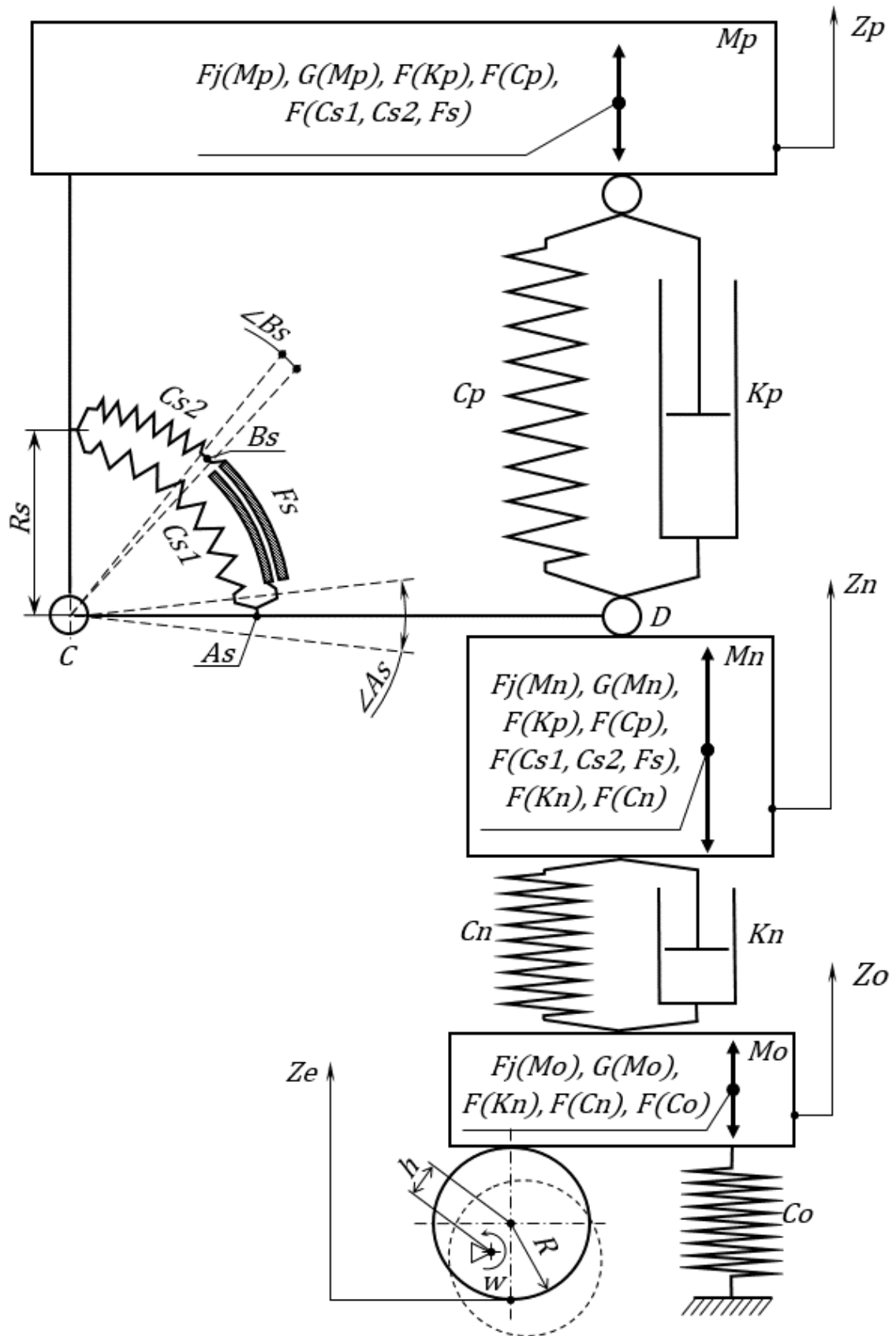


Рис. 2.10. Расчётная схема процесса функционирования системы «Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд».

Вес поддрессоренной массы:

$$G_{(Mp)} = M_p \cdot g. \quad (2.18)$$

Имея выражения 2.13 – 2.18 и применяя принцип Д’Аламбера, получаем ускорение поддрессоренной массы:

$$\ddot{Z}_p = \frac{F_{(Kp)} + F_{(Cp)} + F_{(Cs1, Cs2, Fs)} - G_{(Mp)}}{M_p}. \quad (2.19)$$

Аналогичным образом получаем математическое описание неподдрессоренной массы.

Блок неподдрессоренной массы автомобиля учитывает инерционные силы неподдрессоренной массы $F_{j(Mn)}$, вес неподдрессоренной массы $G_{(Mn)}$, усилие амортизатора подвески $F_{(Kp)}$, усилие пружины подвески $F_{(Cp)}$, усилие сайлентблока $F_{(Cs1, Cs2, Fs)}$, демпфирующее усилие шины $F_{(Kn)}$, упругое усилие шины $F_{(Cn)}$.

Для математического описания процесса колебания неподдрессоренной массы запишем уравнения для каждой составляющей блока неподдрессоренной массы по координате Z_n .

Демпфирующее усилие шины:

$$F_{(Kn)} = P_o \cdot (K_n \cdot (\dot{Z}_o - \dot{Z}_n)), \quad (2.20)$$

и упругое усилие шины:

$$F_{(Cn)} = P_o \cdot (C_n \cdot (Z_o - Z_n)), \quad (2.21)$$

Признак отрыва колеса от опорной платформы вибростенда имеет вид:

$$P_o = \begin{cases} 0 \rightarrow Z_n > Z_o \\ 1 \rightarrow Z_n \leq Z_o \end{cases}. \quad (2.22)$$

Вес неподдрессоренной массы:

$$G_{(Mn)} = M_n \cdot g. \quad (2.23)$$

Используя выражения 2.13 – 2.15, 2.20 – 2.23 и применяя принцип Д’Аламбера, получаем ускорение неподдрессоренной массы:

$$\ddot{Z}_n = \frac{F_{(Kn)} + F_{(Cn)} - F_{(Kp)} - F_{(Cp)} - F_{(Cs1, Cs2, Fs)} - G_{(Mn)}}{M_n}. \quad (2.24)$$

Третьим шагом является математическое описание работы стенда, работающий в виброрежиме, реализующий метод *EuSAMA*. Для этого необходимо выполнить математическое описание двух составляющих блоков стенда:

- Математическое описание вертикальных колебаний опорной платформы стенда;
- Математическое описание эксцентрика стенда.

Блок опорной платформы стенда учитывает инерционные силы неподрессоренной массы $F_{j(Mo)}$, вес платформы $G_{(Mo)}$, усилие амортизатора подвески $F_{(Kp)}$, усилие пружины подвески $F_{(Cp)}$, усилие пружины опорной платформы $F_{(Co)}$. Уравнения для каждой составляющей запишем по координате Z_o .

Усилие пружины опорной платформы

$$F_{(Co)} = C_o \cdot (Z_o). \quad (2.25)$$

Вес опорной платформы

$$G_{(Mo)} = M_o \cdot g. \quad (2.26)$$

Для ограничения кинематических параметров опорной платформы при взаимодействии с эксцентриком необходимо выполнить условие

$$Z_o < Z_e \rightarrow \begin{cases} Z_o = Z_e \\ \dot{Z}_o = \dot{Z}_e, \\ \ddot{Z}_o = \ddot{Z}_e \end{cases}$$

где Z_e – координата эксцентрика

Аналогичным образом получаем ускорение опорной платформы [7,8,9].

$$\ddot{Z}_o = \frac{-F_{(Kn)} - F_{(Cn)} - F_{(Co)} - G_{(Mo)}}{M_o}. \quad (2.27)$$

Для математического описания эксцентрика стенда составлена более подробная расчётная схема (Рис. 2.11).

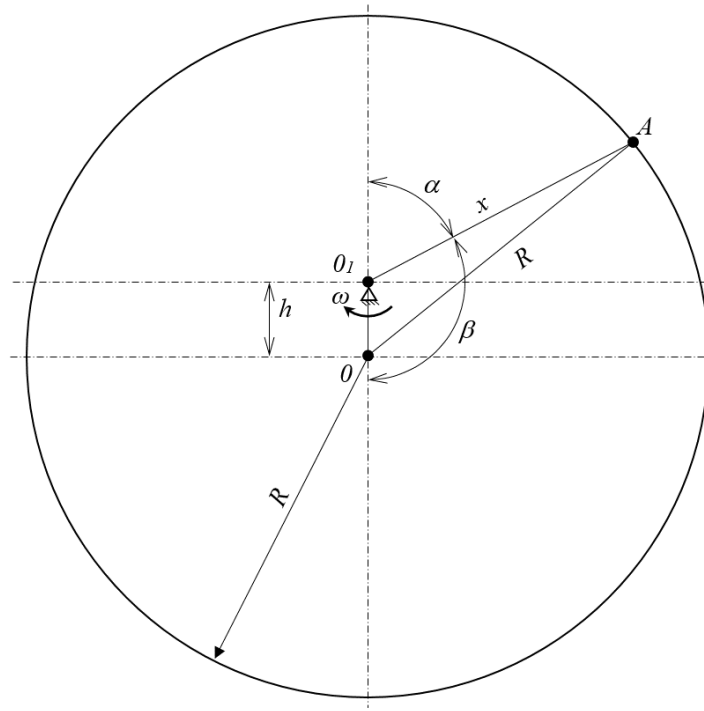


Рис. 2.11. Расчётная схема координаты платформы вибростенда по эксцентрику.

При вращении вала, эксцентрик вращается вокруг оси O_1 , при этом совершает поворот на угол β , радиусом h . Из треугольника $h \times R$ имеем:

$$R^2 = h^2 + x^2 - 2 \cdot h \cdot x \cdot \cos \beta. \quad (2.28)$$

Из выражения получаем квадратное уравнение следующего вида:

$$x^2 - 2 \cdot h \cdot \cos \beta \cdot x + h^2 - R^2 = 0. \quad (2.29)$$

При решении уравнения 2.29 получаем корень x :

$$x = \frac{2 \cdot h \cdot \cos \beta + \sqrt{4 \cdot h^2 \cdot \cos^2 \beta - 4 \cdot (h^2 - R^2)}}{2}. \quad (2.30)$$

Выполним преобразование уравнения 2.30 и получим следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= \frac{2 \cdot h \cdot \cos \beta + \sqrt{4 \cdot h^2 \cdot \cos^2 \beta - 4 \cdot (h^2 - R^2)}}{2} = \\ &= h \cdot \cos \beta + \sqrt{h^2 \cdot \cos^2 \beta - h^2 + R^2} = \\ &= h \cdot \cos \beta + \sqrt{h^2 (\cos^2 \beta - 1) + R^2} = \\ &= h \cdot \cos \beta + \sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2 \beta}. \end{aligned}$$

Из расчётной схемы, вертикальная координата точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы имеет вид:

$$\begin{aligned} z_e &= x - (R - h) \\ z_e &= h \cdot \cos \beta + \sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2 \beta} - (R - h) = \\ &= h + h \cdot \cos \beta + \sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2 \beta} - R = \\ &= h \cdot (1 + \cos \beta) + \sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2 \beta} - R. \end{aligned}$$

Из расчётной схемы:

$$\begin{aligned} \beta &= \pi - \alpha \\ \alpha &= 2\pi \cdot \omega \times t \\ \beta &= \pi - 2\pi \cdot \omega \cdot t. \end{aligned}$$

Учитывая формулы приведения:

$$\cos(\pi - 2\pi \cdot \omega \cdot t) = -\cos(2\pi \cdot \omega \cdot t), \quad (2.31)$$

и

$$\sin(\pi - 2\pi \cdot \omega \cdot t) = \sin(2\pi \cdot \omega \cdot t). \quad (2.32)$$

Учитывая выражения 2.31 и 2.32 вертикальная координата точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы примет следующий вид:

$$\begin{aligned} Z_e &= h \cdot (1 - \cos(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)) + \\ &+ \sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)} - R. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Продифференцировав уравнение (2.33) находим вертикальную скорость точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_e &= h \cdot \sin(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e) - \\ &- \frac{h^2 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e) \cdot \cos(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)}{\sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)}} \end{aligned} \quad (2.34)$$

Аналогичным образом находим уравнение описывающее вертикальное ускорение точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы:

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_e &= h \cdot [\cos(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e) - \\ &- \frac{h^3 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e) \cdot \cos^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)}{\sqrt[3]{(R^2 - h^2 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t))}^2} + \end{aligned} \quad (2.35)$$

$$\left. \begin{aligned} &+ \frac{h^2 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)}{\sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)}} - \\ &- \frac{h^2 \cdot \cos^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)}{\sqrt{R^2 - h^2 \cdot \sin^2(2\pi \cdot \omega \cdot t - \varphi_e)}} \end{aligned} \right]$$

где φ_e - смещение фазы при изменении частоты вращения эксцентрика стенда

При изменении частоты с w_0 на w_1 в момент времени t должно выполняться следующее равенство:

$$\sin(w_0 \cdot t + \varphi_0) = \sin(w_1 \cdot t + \varphi_1). \quad (2.36)$$

Данное уравнение решим относительно неизвестного параметра – фазы процесса φ_1 .

$$\begin{aligned} w_0 \cdot t + \varphi_0 &= w_1 \cdot t + \varphi_1 \\ \varphi_1 &= \varphi_0 + w_0 \cdot t - w_1 \cdot t + \varphi_0 \\ \varphi_1 &= \varphi_0 + t \cdot (w_0 - w_1) \\ \varphi_1 &= \varphi_0 + t \cdot \Delta w \end{aligned}$$

или

$$\varphi_1 = \varphi_0 + \Delta\varphi.$$

В полученном выражении $\Delta\varphi$ – приращение фазы за приращение времени $t \rightarrow 0$. В пределе получаем выражение описывающее скорость изменения фазы процесса при изменении частоты вращения эксцентрика.

$$\frac{d\varphi}{dt} = t \cdot \left(\frac{dw}{dt} \right), \quad (2.37)$$

или

$$\dot{\varphi}_e = t \cdot \dot{w}.$$

Частота вращения эксцентрика стенда

$$w = f(t).$$

Значение фазы процесса для момента времени t_k определится как:

$$\varphi_e = \int_0^{t_k} t \cdot \left(\frac{dw}{dt} \right) dt.$$

Отсюда находим значение угла поворота эксцентрика в любой момент времени (Рис. 2.12)

$$\alpha_e = \sin \left(w \cdot t + \int_0^{t_k} t \cdot \left(\frac{dw}{dt} \right) dt \right)$$

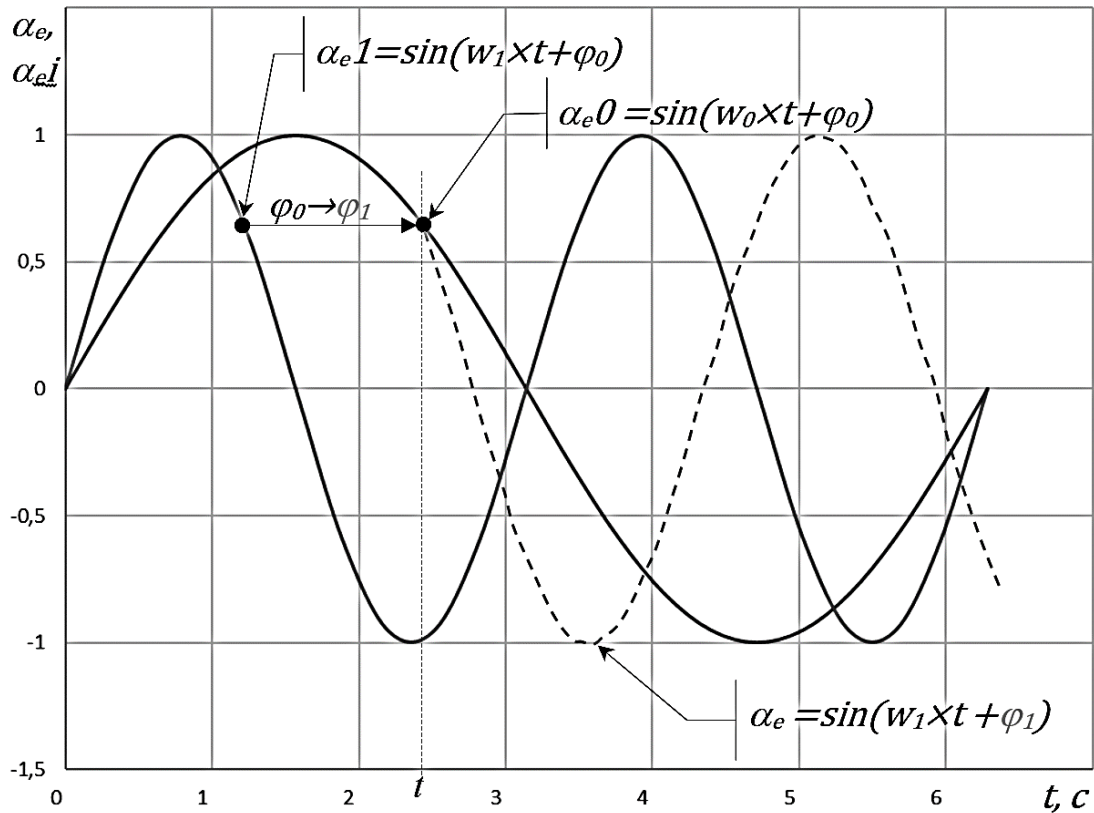


Рис. 2.12. Описание вращения эксцентрика стэнда с переменной частотой.

На языке SCILAB составлена программа для расчёта вертикальных колебаний с использованием данной математической модели (листинг программы представлен в Приложении 4). Программа позволяет оценить демпфирующее влияние сайлентблоков на общую упругодемпфирующую характеристику подвески в виброрежиме по методу *EuSAMA* [116].

2.4. Контроль функциональных свойств сайлентблоков АТС

Метод контроля функциональных свойств сайлентблоков по их влиянию на амплитудно-частотную характеристику подвески представляет тестовое воздействие на подрессоренную и непрорессоренную массы с эластичной шиной,

измерение параметров, сравнение их с нормативными показателями и отнесение определяемых функциональных свойств сайлентблока к одному из возможных его состояний.

Поэтому, в главе диссертации представлены теоретические предпосылки контроля функциональных свойств сайлентблоков, по их влиянию на амплитудно-частотную характеристику подвески.

Процесс контроля включает в себя:

а) Тестовое воздействие (на систему «*Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина – Вибростенд*»).

б) Определение показателя $K_{ОД}$, который количественно оценивает влияние функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески.

в) Измерение силовой реакции сайлентблоков на знакопеременные тестовые воздействия в виде угловых деформаций.

г) Сравнение показателя $K_{ОД}$ с его нормативными значениями и определение функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески.

Обоснование требований к тестовому воздействию на систему поддрессоривания автомобиля и к измеряемым параметрам

Качество постановки диагноза, разрабатываемым методом, зависит от стабильности и корректности задания тестового воздействия на объект исследования. Следовательно, при разработке нового метода контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля, необходимо знать оптимальные значения параметров воздействий, на объект исследования.

Ранее, в первой главе данной диссертации, было отмечено что подвеска автомобиля может работать в двух режимах частот: низкочастотный $\nu \approx 2 \text{ Гц}$, и высокочастотный $\nu \geq 15 \text{ Гц}$.

Исходя из этого, необходимо, чтобы во время проведения экспериментальных исследований были охвачены полностью указанные диапазоны частот.

Следовательно, для основы метода контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески АТС, а именно, для системы «*Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина – Вибростенд*» всем требованиям входного параметра тестового воздействия в виде колебательной системы удовлетворяет известная методика «*EuSAMA*», основанная на измерении нормальной реакции R_Z на колесах автомобиля в процессе колебаний его подвески на вибростенде.

Стенд, реализующий виброрежим по методу «*EuSAMA*», представляет вынужденные вертикальные колебания поддрессоренной и неподдрессоренной масс в заданном диапазоне частот $\nu=0-17$ Гц с перемещением платформы $h = \text{const}=6$ мм.

Необходимо обусловиться также дополнительными входными параметрами:

1. Давление в шинах на испытуемой оси, соответствует требованиям завода-изготовителя.

2. Функциональные свойства амортизаторов и пружин – работоспособные;

Вибростенды, реализующие метод «*EuSAMA*», имеют выходной измеряемый параметр нормальную реакцию R_Z .

Поэтому, для качественной оценки контроля функциональных свойств сайлентблоков АТС по их влиянию на амплитудно-частотную характеристику подвески с использованием вибростендов реализующие метод «*EuSAMA*» принято регистрировать следующие параметры:

1. Нормальную реакцию колеса R_{ZST} контролируемой оси в статическом режиме.

2. Нормальную реакцию колеса $R_{zd.Min}$ контролируемой оси в динамическом режиме.

Для оптимизации тестового воздействия используем разработанную математическую модель «*Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина – Вибростенд*». Необходимые исходные данные при выполнении расчётов выбраны те же, что и при проведении экспериментальных работ.

Сравнительный анализ полученных экспериментальных данных и данных полученных с помощью математической модели (рис. 2.13) убедительно доказывают, что модель адекватно описывает исследуемый процесс, и соответственно подтверждает о возможности реализации метода контроля сайлентблоков подвески.

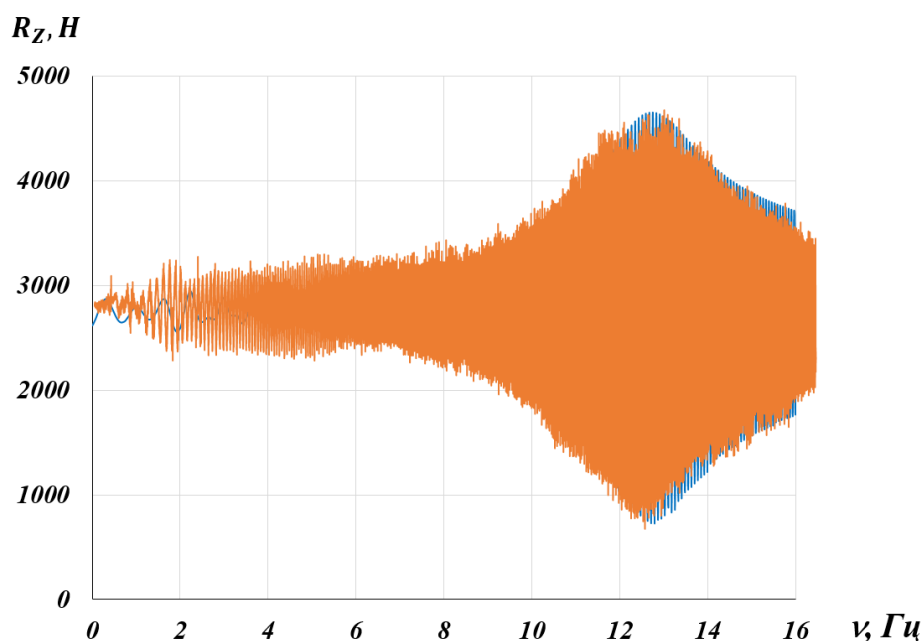


Рис. 2.13. АЧХ передней подвески ВАЗ 2107:

- экспериментальная характеристика;
- расчётная характеристика.

Контроль качества сайлентблоков в условиях производства (а также входной контроль) и в процессе ремонта подвески, целесообразно выполнять с обеспечением динамические колебания (по гармоническому закону) в виде угловой деформации сайлентблоков на заданные углы ($\gamma = -20^\circ \dots +20^\circ$) от начального нейтрального положения с частотой 2 Гц ;

Сопоставление экспериментальных и расчётных с применением разработанной математической модели (рис. 2.14) показывает высокую сходимость, как входного, так и выходного параметра. Это показывает о

действительной реализации метода контроля сайлентблоков подвески и в условиях производства (а также входной контроль) и в процессе ремонта подвески.

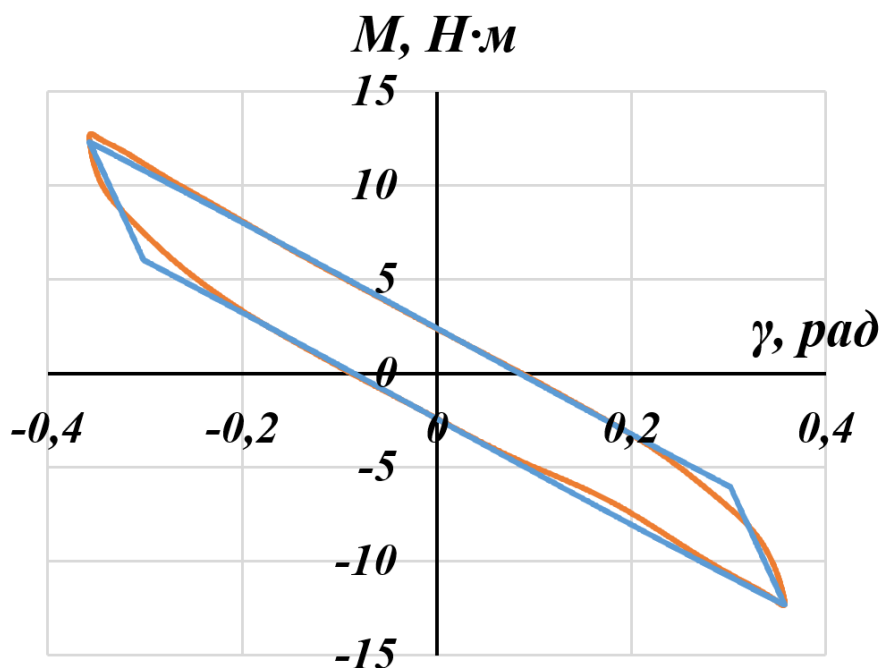


Рис. 2.14. Рабочие характеристики сайлентблока:

- экспериментальная характеристика;
- расчётная характеристика.

2.5. Выводы по второй главе

1. Впервые разработана математическая модель, которая позволяет описывать процесс функционирования сайлентблока подвески легкового автомобиля на двух поперечных рычагах;

2. Впервые разработана математическая модель процесса функционирования системы «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Недрессоренная масса - Шина - Вибростенд» включающая математические описания элементов Гука и Сен-Венана позволяющая получать зависимости силовых реакций сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий в виде поворота рычага подвески на заданные углы ($\approx +20^\circ$ и $\approx -00^\circ$) от его начального положения, а также

устанавливать связи их параметров функциональных свойств с характеристикой подвески автомобилей;

3. Научно обоснованные тестовые режимы, обеспечивающие эффективный контроль качества производства, а также функциональных свойств сайлентблоков в процессе ремонта подвески, включают действие на них знакопеременной (по гармоническому закону) угловой деформации, в виде поворота рычага подвески на заданные углы ($+20^\circ$ и -20°) от его начального положения, с измерением величины этой деформации и силового параметра – реактивного момента M_{KP} ;

4. Разработаны теоретические предпосылки, позволяющие контролировать сайлентблоки на всех этапах его жизненного цикла: в условиях производства, входной контроль и в условиях их функционирования.

ГЛАВА 3. МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для экспериментальной проверки теоретических предпосылок повышения эффективности метода контроля сайлентблоков подвески, требуется разработка экспериментальных методов исследования. Необходимо выполнить оценку адекватности математической модели, сравнивая аналитические данные математического моделирования исследуемых процессов с данными экспериментальных исследований.

В данной главе диссертации представлены методики экспериментальных исследований силовых характеристик (реактивного момента) сайлентблоков в режиме знакопеременной деформации, в виде заданного угла поворота рычага от начального положения. Подробно показано используемое научно-исследовательское оборудование, и системы, обеспечивающие измерение параметров исследуемых процессов, и их характеристики.

3.1. Методика экспериментального исследования силовых характеристик сайлентблоков подвески автомобиля при знакопеременной угловой деформации

Для исследования характеристик сайлентблоков подвески разработана методика и экспериментальное оборудование (далее – стенд) для ее реализации [5, 29, 74, 136, 137, 138, 139, 140]. Разработанная методика позволяет анализировать процессы изменения характеристик сайлентблоков от их функциональных свойств, а результаты экспериментального исследования, выявлять характеристики сайлентблоков в условиях функционирования автомобилей в виде функциональных зависимостей создаваемого усилия сайлентблоком от величины его деформации $F_{sb} = f(\angle\alpha)$; Определять показатель $K_{ОД}$ функциональных свойств сайлентблоков, на основании полученных характеристик.

Методика экспериментальных исследований состоит из следующих пунктов.

1. Подготовительные.

2. Тестовые воздействия.
3. Измерение характеристик сайлентблоков.
4. Анализ результатов экспериментальных данных.

Более подробно перечисленные операции методики экспериментальных исследований представлены ниже.

Первая операция – Подготовительная

Данная операция определяет подготовку рабочего места, стенда и испытуемых образцов к проведению экспериментальных исследований. Для этого необходимо выполнить следующее.

1. Обеспечить безопасность рабочей зоны.
2. Подготовить испытуемые образцы сайлентблоков (при наличии загрязнений очистить).
3. Подготовить рычаги подвески для запрессовки испытуемых образцов сайлентблоков.
4. Убедиться в безопасности конструкции стенда.
5. Установить рычаг подвески с испытуемыми образцами сайлентблоков на стенд.
6. Выполнить прогрев электронно-измерительных систем стенда, включив в сеть.

Вторая операция – Тестовые воздействия

Результат данного исследования всегда зависит от задания тестового воздействия. Задание тестовых воздействий, при проведении экспериментов сайлентблоков, заключается в задании и установке границ частоты вращения выходного вала кривошипно-шатунного механизма стенда и амплитуды колебаний рычага подвески исследуемого сайлентблока. Амплитуда колебаний $A=0,18$ м, соответствующая от нейтрального положения рычага и ползуна, равным $\pm 0,9$ м, частота колебаний $\nu=0,16$ Гц. Температура окружающей среды $t_{окр.ср.}$ и сайлентблока должны находиться в диапазоне 18-25°C.

Третья операция – Получение и анализ характеристик сайлентблоков подвески

Во время проведения экспериментальных работ необходимо обеспечить непрерывное измерение помещения каретки стенда и создаваемой силы сайлентблоком на конце рычага подвески в заданном диапазоне задания тестового воздействия, и необходимо также отметить начальную фазу сигнала (точку отсчета).

Для регистрации выходных сигналов используются специальные электронно-измерительные системы. Такие системы позволяют с достаточно высокой точностью регистрировать контролируемые сигналы и передавать на аналого-АЦП, который конвертирует аналоговые сигналы в цифровой код и записывается на персональный компьютер (ЭВМ). Современные АЦП имеют высокую частоту опроса и позволяют выводить графическое изображение в реальном времени непосредственно в интерфейсе программного обеспечения, а также обеспечивает вывод и сохранение значений величин выходных напряжений контролируемых параметров в виде таблиц в памяти персонального компьютера.

Для обеспечения высокого качества выходных сигналов контролируемых параметров необходимо выполнить следующее.

1. Применение усилителей для выходных сигналов, поступающих от датчиков систем измерения (необходимо обеспечить на данном моменте отсутствие «шумовых» помех).

2. Применение шумоподавляющих фильтров, это необходимо для обеспечения минимизации погрешностей измеряемых параметров.

Четвертая операция - Обработка результатов экспериментальных данных

Для обработки результатов экспериментальных данных в первую очередь необходимо определить начало цикла нагрузки и далее разгрузки, на полученном графическом изображении за полный рабочий цикл. В данном случае это является участок перемещения, то есть, момент нагрузки (прямой ход), это перемещение

каретки КШМ от НМТ к ВМТ, и соответственно момент разгрузки (обратный ход), перемещение каретки КШМ от ВМТ к НМТ.

Полученные выходные сигналы с электронно-измерительных систем экспортируются при помощи программного обеспечения, в виде массива данных, в расчётно-программную среду Microsoft Excel. Полученный массив данных отображается в виде значений напряжений, необходимо перевести в реальные физические величины создаваемого реактивного момента сайлентблоком F_{sb} и перемещения каретки S . Перевод выполняется на основе функциональных зависимостей (тарировки). Для получения функциональных зависимостей всегда выполняется тарировочные действия измерительных систем стенда. При этом полученные сигналы экспериментальных данных обрабатываются среде Microsoft Excel с использованием пакета «Анализ Фурье» [35, 91].

По полученным значениям в среде Microsoft Excel строится график функциональной зависимости (Рис. 3.1) создаваемого реактивного момента сайлентблоком от величины угла порота рычага (перемещения ползуна стенда).

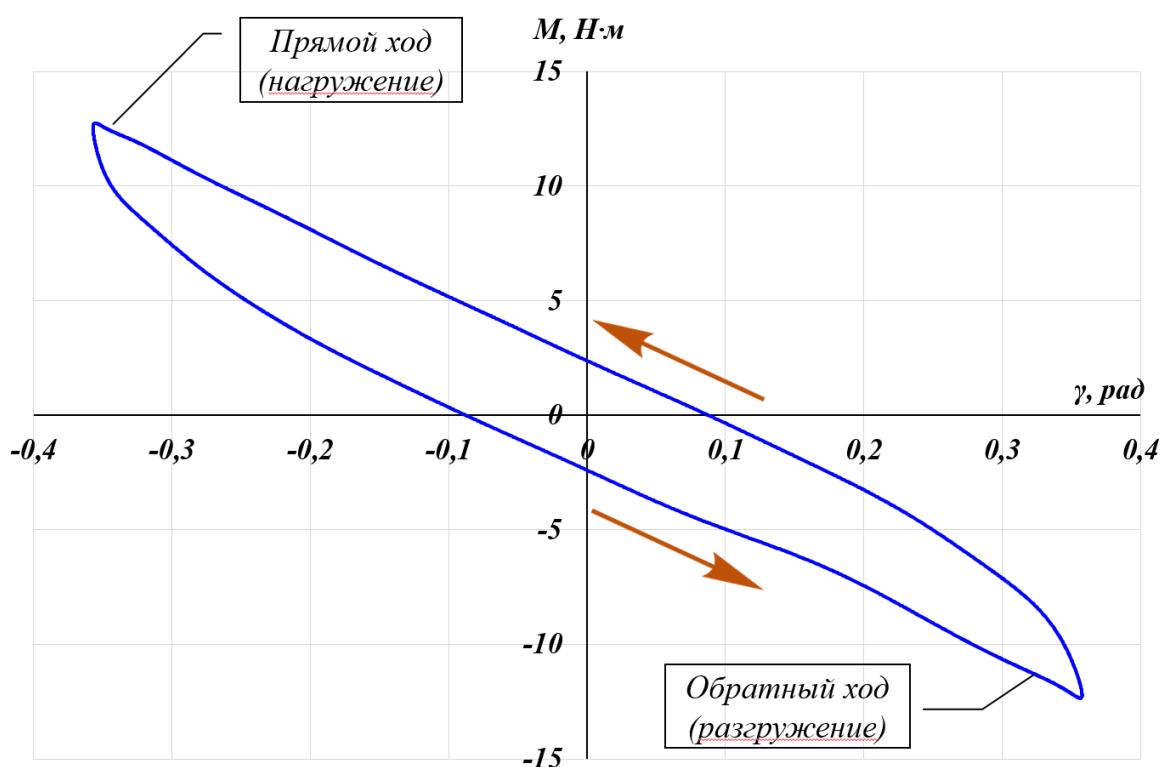


Рис. 3.1. График функциональной зависимости момента, создаваемого сайлентблоком от величины угла порота рычага.

3.1.1. Оборудование для задания тестовых режимов на объект исследования

В ходе создания методики экспериментальных исследований характеристик сайлентблоков подвески автомобилей сформулированы необходимые требования к стенду и его системам измерения, которые позволят измерять контролируемые параметры при процессе функционирования сайлентблоков [135, 136, 137, 138, 139, 140].

Требования к оборудованию для задания тестовых воздействий.

Стенд должен включать в себя нижеперечисленное.

1. Частотный преобразователь.
2. Асинхронный электродвигатель.
3. Привод с маховиком.
4. Жесткую конструкцию рамы.
5. Самостоятельную раму, с приспособлением для установки рычага подвески с испытуемыми сайлентблоками.
6. Систему измерения силы.
7. Систему измерения перемещения.
8. Усилитель сигналов.
9. Аналого-цифровой преобразователь.
10. Персональный компьютер (ноутбук) с программным обеспечением, для экспорта и обработки экспериментальных данных.
11. Отвечать требованиям удобства при выполнении экспериментальных работ.
12. Отвечать требованиям безопасности.

Описательная часть стенда для задания тестовых воздействий для получения экспериментальных данных.

Руководствуясь вышеперечисленными требованиями, создан стенд оригинальной конструкции для получения характеристик в виде реактивного момента сайлентблоков подвески автомобилей. Принципиальная схема стенда представлена на рисунке 3.2.

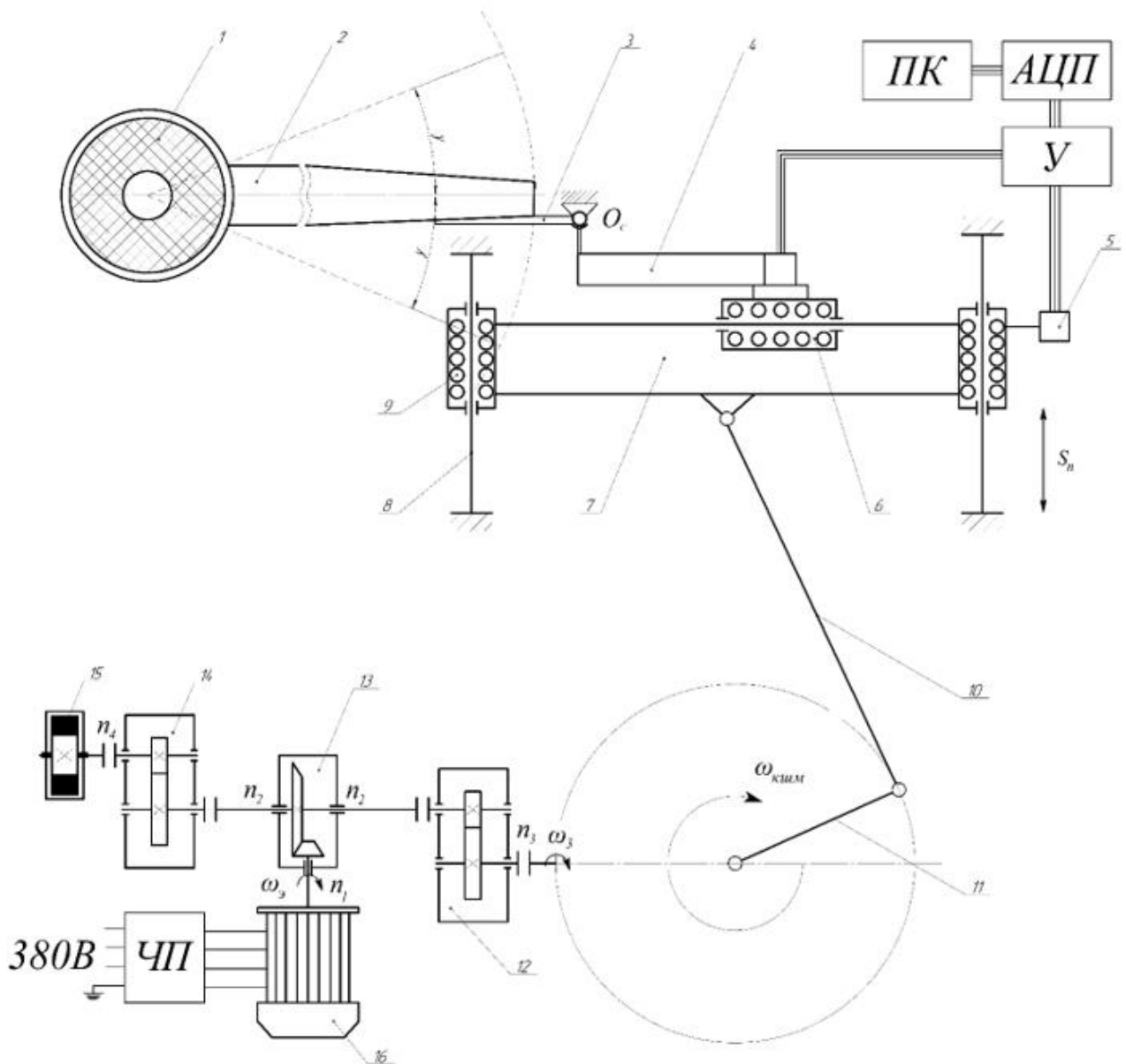


Рис. 3.2. Функциональная схема стенда для определения характеристик сайлентблоков подвески автомобиля: 1 – испытуемый сайлентблок; 2 – рычаг подвески; 3 – согласующее устройство; 4 – силоизмерительный датчик; 5 – датчик перемещения; 6 – линейный подшипник согласующего устройства; 7 – ползун; 8 – направляющая рельса линейного подшипника; 9 – линейный подшипник; 10 – шатун; 11 – кривошип; 12, 13, 14 – редукторы; 15 – маховик; 16 – электродвигатель.

Конструктивная особенность стенда заключается в следующем, включает в себя силовой привод, который состоит из асинхронного электродвигателя 16, редукторов 12, 13, 14, маховика 15 и кривошипно-шатунного механизма 10, 11. Редуктор 13 передает вращение на редукторы 12 и 14. Редуктор 14 выполняет роль

мультипликатора, повышая угловую скорость выходного вала для раскручивания маховика 15. Редуктор 12 необходим для передачи вращения на кривошипно-шатунный механизм и повышения крутящего момента [11, 13, 14, 124, 126, 128, 129].

Для плавного пуска электродвигателя и регулирования частоты вращения ротора используется подключение к сети через частотный преобразователь ЧП. Частотный преобразователь позволяет регулировать частоту колебаний ползуна стенда.

Силоизмерительный датчик 4 устанавливается на каретку согласующего устройства на линейных подшипниках 6.

Для регистрации выходного сигнала перемещения на стенде установлен датчик 5.

Принцип работы стенда заключен в следующем. Через частотный преобразователь ЧП запускается электродвигатель 16 и выставляется необходимая частота вращения ротора электродвигателя. Редуктор 13 передает крутящий момент от двигателя на редукторы 12 и 14. Редуктор 14 – мультипликатор, раскручивает маховик 15. Маховик используется в качестве накопителя кинетической энергии, который должен развивать момент, обеспечивающий преодоление момента трения в механической передаче, а также момента создаваемым самим сайлентблоком. Редуктор 12 передает крутящий момент на кривошипно-шатунный механизм 10, 11. Ползун 7 воспринимает усилие от шатуна 10 через кривошип 11 и совершает возвратно-поступательное движение на линейных подшипниках 9 по направляющим рельсам 8.

Система измерения силы состоит из тензометрического датчика 4 и усилителя $У$, выходной сигнал которого через $АЦП$ поступает на персональный компьютер $ПК$. Система измерения перемещения также состоит из датчика 5 резистивного типа и усилителя $У$, выходной сигнал которого через $АЦП$ поступает на $ПК$.

При перемещении ползуна через согласующее устройство 6 перемещается рычаг подвески, закручивая сайлентблок. При закручивании сайлентблока

действует сила сопротивления, которая подводится на конец рычага подвески и передается через опору O_c на силоизмерительный датчик 4.

Согласующее устройство (Рис. 3.3) монтируется на ползуне 6, имеющий возможность перемещения по горизонтали по направляющим рельсам 5, с установленным на него силоизмерительным датчиком 3. Согласно устройству используется для согласования кинематики возвратно-поступательного движения ползуна 6 и криволинейного движения рычага подвески. Согласование криволинейного движения рычага подвески с согласующим устройством происходит через шаровой шарнир 1.

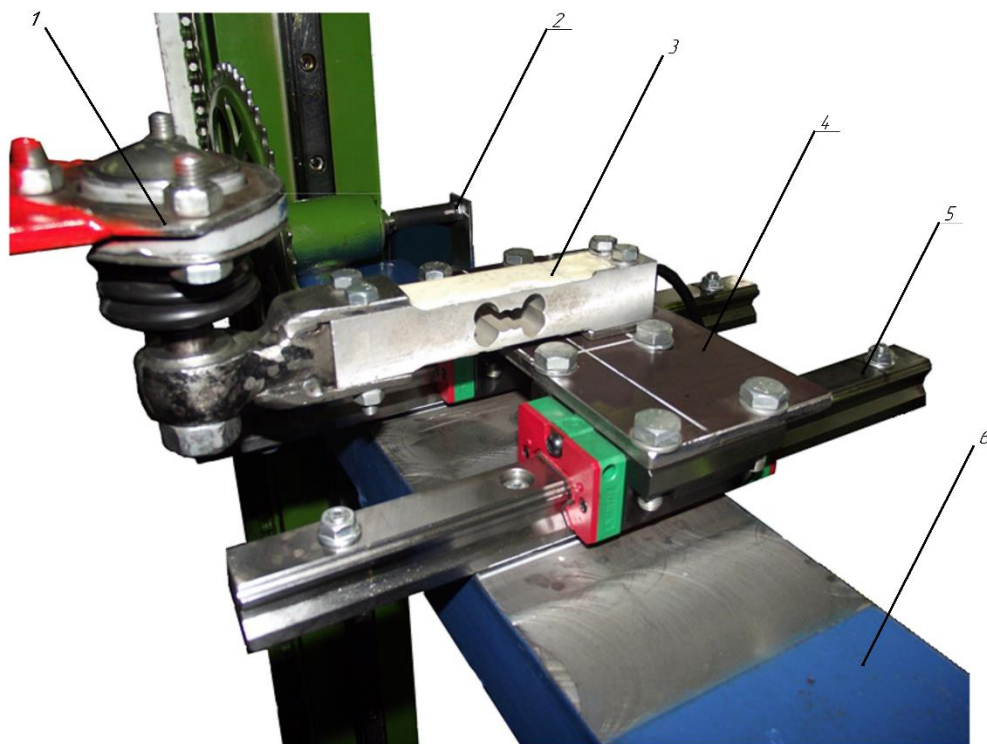


Рис. 3.3 Внешний вид согласующего устройства с измерительной системой усилия: 1 – шаровой шарнир; 2 – датчик перемещения; 3 – силоизмерительный датчик; 4 – подвижная каретка; 5 – направляющая рельса; 6 – ползун.

Кривошипно-шатунный механизм с направляющими рельсами и стойкой для установки рычага с испытуемыми сайлентблоками монтируются на отдельную специально изготовленную раму (Рис. 3.4).



Рис. 3.4. Внешний вид составной части станда с установленными элементами: 1 – стойка для установки рычага; 2 – рычаг подвески с испытуемыми сайлентблоками; 3 – согласующее устройство; 4 – направляющая рельса ползуна; 5 – датчик перемещения; 6 – кривошипно-шатунный механизм; 7 – рама; 8 – основание для установки рельсы; 9 – ползун.

Управление стандом осуществляется оператором при помощи преобразователя частоты АП – 100. Для записи сигналов используется персональный компьютер с программным приложением «L-Graph 2» [187].

На рисунке 3.5. показан внешний вид спроектированного¹ и изготовленного станда. Стенд находится в учебно-научной лаборатории кафедры «Автомобили» ФГБОУ ВО «ВСГУТУ», используется в научно-исследовательских и учебных процессах (приложение 5, 10) [99, 117].

¹ Консультация при проектировании станда велась с участием заведующего кафедрой «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «ИРНИТУ» ДТН, проф. Федотова Александра Ивановича

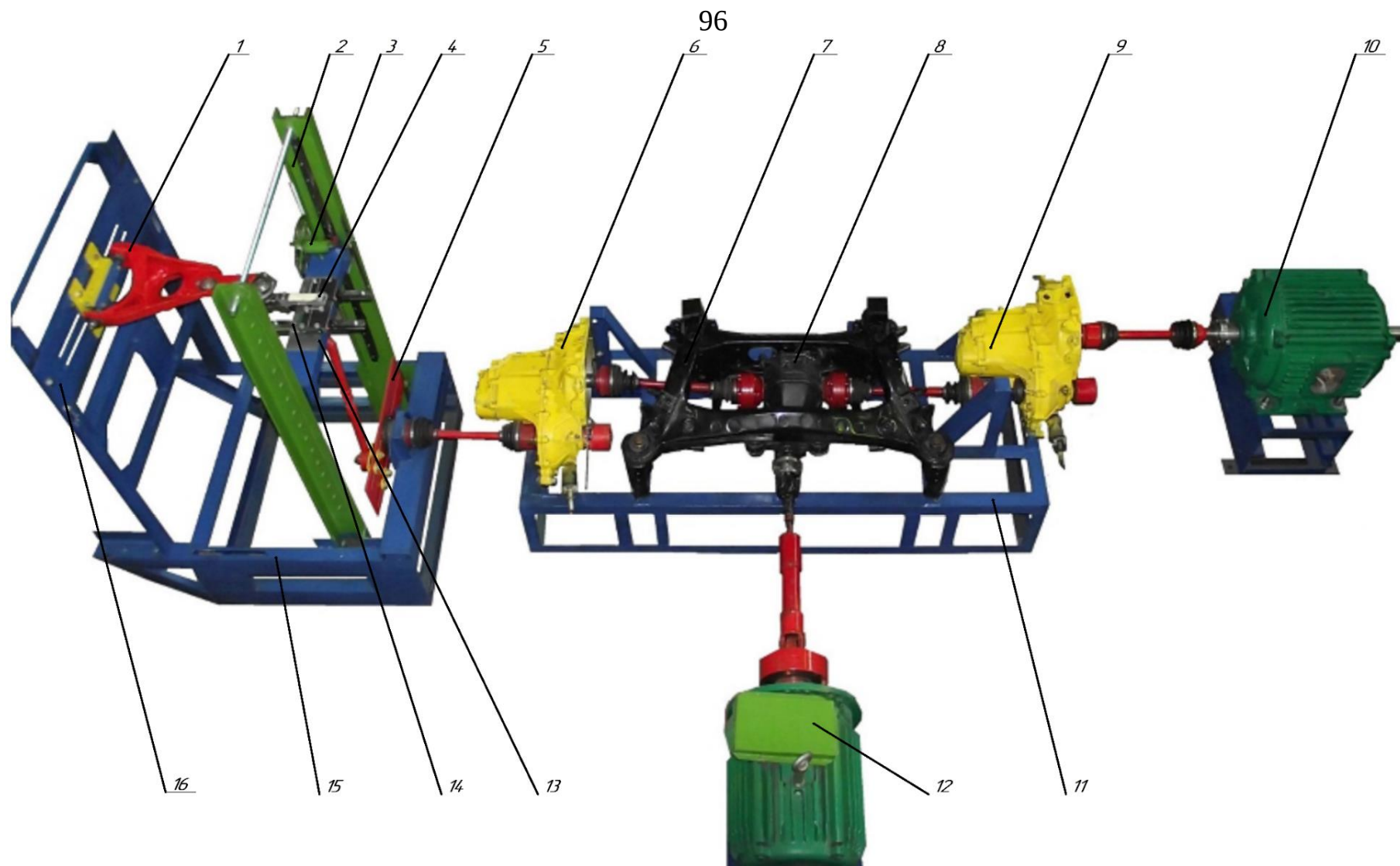


Рис. 3.5. Внешний вид стенда: 1 – испытуемый сайлентблок в составе рычага подвески; 2 – направляющая рельса; 3 – датчик перемещения; 4 – силоизмерительный датчик; 5 – кривошипно-шатунный механизм; 6, 8 – редуктор; 7 – рама редуктора; 9 – мультипликатор; 10 – маховик; 11 – рама стенда; 12 – электродвигатель; 13 – ползун; 14 – согласующее устройство; 15 – рама КШМ и основание стойки рычага; 16 – стойка рычага.

3.1.2. Измерительная система преобразования и регистрации силовых характеристик сайлентблоков

Измерительная система, установленная на стенд, позволяет регистрировать и измерять параметры процессов объекта исследования. Достоверность результатов зависит от качества проведенного эксперимента и измерительной системы. Конечным полученным результатом является зависимость создаваемого момента сайлентблоком $F_{sb} = f(S)$.

Система включает измерительный силовой блок, блок измерения перемещения и блок приёма и конвертирования сигналов.

Силовая система измерения.

Система измерения включает: силоизмерительный датчик (тензометрический датчик балочного типа) KELI AMI C3, операционный усилитель сигнала ZET-410, АЦП E-154 [186,188]. Схема силовой системы измерения представлена на рисунке 3.6.

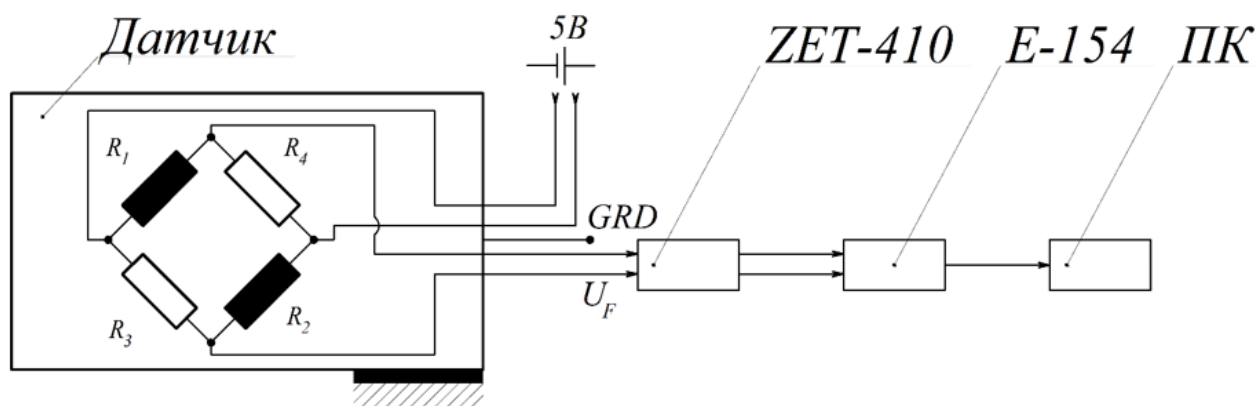


Рис. 3.6. Функциональная схема силовой системы измерения.

При передачи крутящего момента на кривошипно-шатунный механизм, ползун совершает возвратно-поступательное движение, закручивая сайлентблок через рычаг подвески. Со стороны сайлентблока действуют знакопеременные силы сопротивления F_{sb} .

Система измерения перемещения состоит из переменного резистора и осциллографа ВМ-8020. Внешний вид и схема измерительной системы перемещения продемонстрирована ниже на рисунке 3.7.

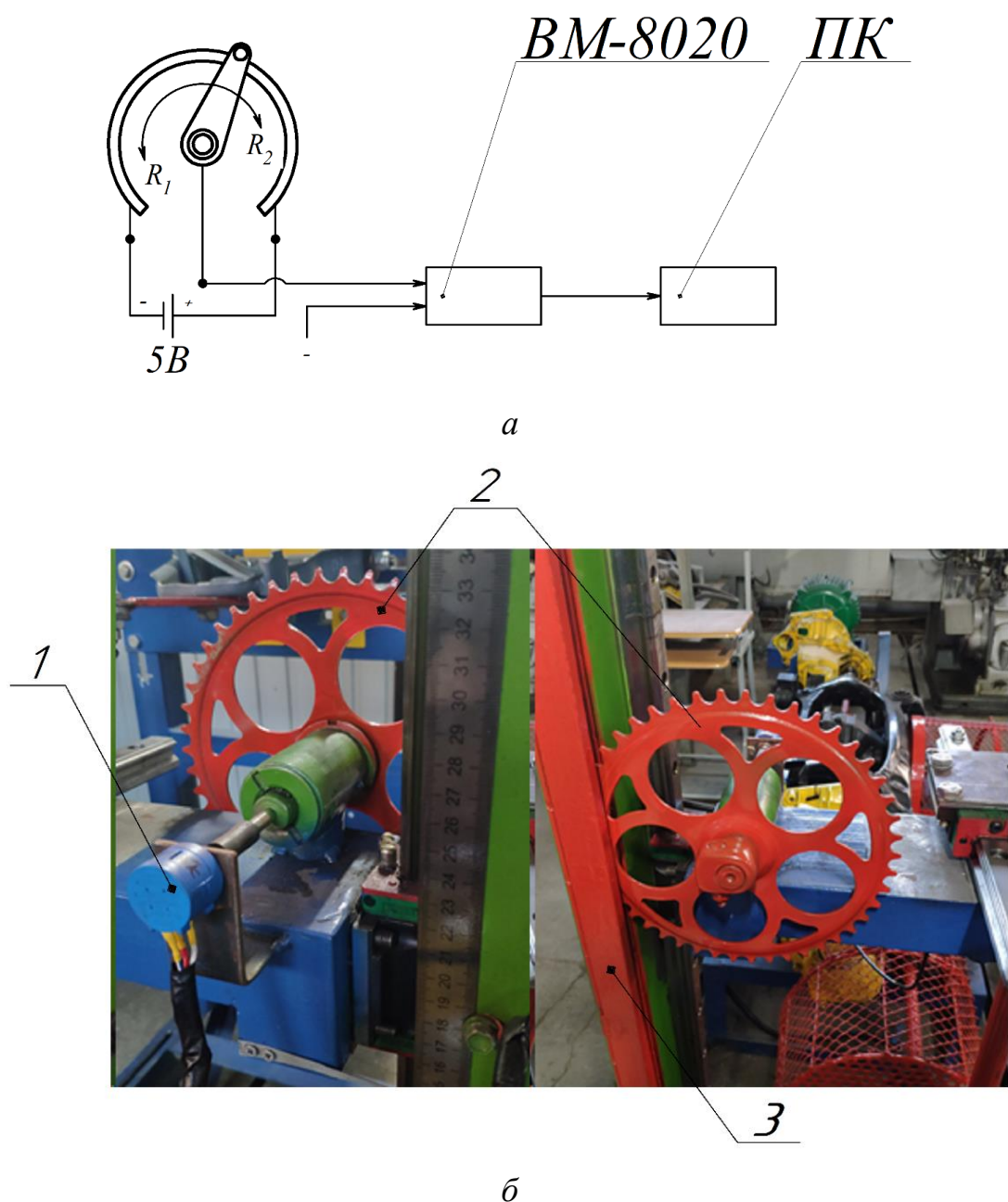


Рис. 3.7. Измерительная система перемещения: *а* - схема; *б* – внешний вид: 1 – переменный резистор; 2 – приводное колесо; 3 – направляющая рельса.

Резистор переменного типа 1, вместе с приводным колесом 2, установлены на ползун кривошипно-шатунного механизма. При возвратно-поступательном движении, резистор совершает поворот вокруг своей оси за счет вращения приводного колеса, который движется по направляющей рельсе 3. Датчик измерения перемещения, запитан постоянным напряжением 5 В. При перемещении ползуна вверх (вниз) контактная щетка (токосъемник) при вращении оси резистора

движется по резистивному элементу. Соответственно меняется сопротивление от R_1 до R_2 и от R_2 до R_1 . Сигнал поступает в осциллограф ВМ-8020 и далее на персональный компьютер.

3.2. Тарировка систем измерения

Чтобы определить функциональные зависимости между величиной электрического выходного и сигналом измеряемой физической величины необходимо выполнить процесс тарировки систем измерения [135, 136, 137, 138, 139, 140].

Методика тарировки между измеряемой физической величиной и напряжением выходного сигнала U_{Fn} включает следующие этапы.

1. Определение необходимого количества повторений операции n .
2. Выполнение операций n , устанавливая реальное значение физической величины. Операция выполняется в сторону увеличения, до достижения максимального значения, и в сторону уменьшения, до достижения минимального значения. После каждого воздействия записывается регистрируемое значение напряжения выходного сигнала U_{Fn} .
3. Зарегистрированные данные представляются в виде таблицы задаваемых и регистрируемых значений (Таблица 3.1).
4. По полученным значениям $\bar{U}_{Fn}$ строится график (Рис. 3.8).
5. На основании графика найти функциональную зависимость $\bar{U}_{Fn} = f(F_n)$ и найти коэффициент достоверности R^2 для найденной зависимости.
6. Все вышеперечисленные расчётные операции выполняются в среде Microsoft Excel. Для расчёта коэффициента достоверности аппроксимации R^2 используется заложенная функция построение линии тренда [135, 136, 137, 138, 139, 140].

Таблица 3.1 - Задаваемые и регистрируемые значения

№п	Задаваемая величина нагрузки F	Показания системы измерения U_{Fn}					$\bar{U}_{Fn}$
		1	2	3	...	n	
1	F_1	U_{F11}	U_{F12}	U_{F13}		U_{F1n}	$\bar{U}_{F1}$
2	F_2	U_{F21}	U_{F22}	U_{F23}		U_{F2n}	$\bar{U}_{F2}$
n	F_n	U_{Fn1}	U_{Fn2}	U_{Fn3}		U_{Fnn}	$\bar{U}_{Fn}$
	...						
n	F_n	U_{Fn1}	U_{Fn2}	U_{Fn3}		U_{Fnn}	$\bar{U}_{Fn}$
2	F_2	U_{F21}	U_{F22}	U_{F23}		U_{F2n}	$\bar{U}_{F2}$
1	F_1	U_{F11}	U_{F12}	U_{F13}		U_{F1n}	$\bar{U}_{F1}$

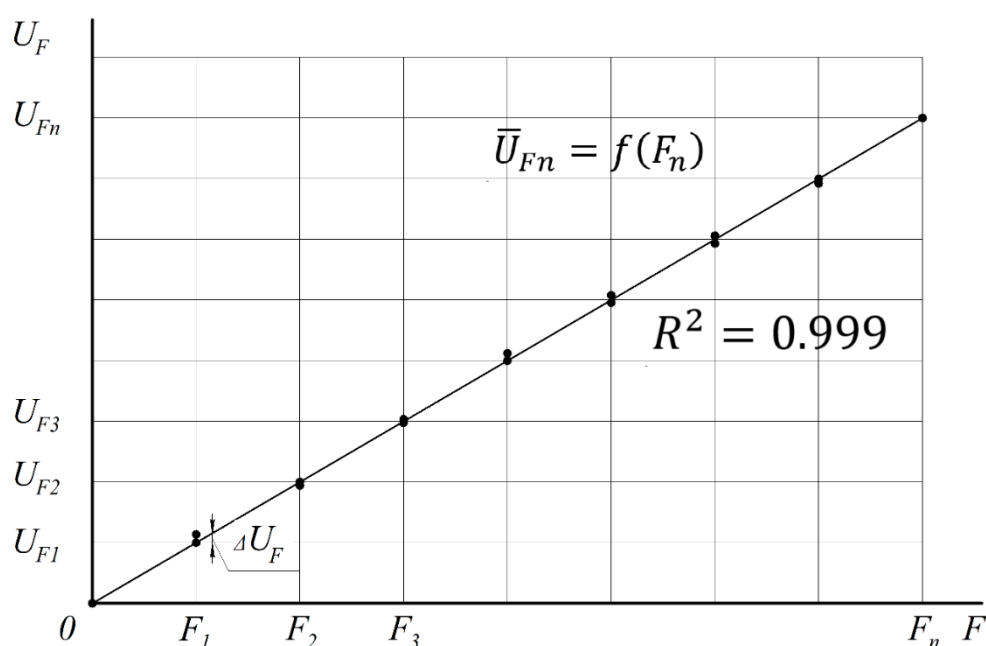


Рис. 3.8. Тарифовочная зависимость измерительных систем.

7. Используя функциональную зависимость $\bar{U}_{Fn} = f(F_n)$ необходимо определить тарифовочный коэффициент.

Для этого используется функция построения линии тренда в среде Microsoft Excel, аппроксимирующая полученный экспериментальный график. Линия тренда характеризуется уравнением:

$$\bar{U}_{Fn} = a \cdot F_n + b, \quad (3.1)$$

где a – коэффициент, определяющий угол наклона прямой к оси абсцисс;

b – значение (*const*) характеризующая точку пересечения прямой с осью ординат.

Получаем коэффициент тарировки вида [30, 135, 136, 137, 138, 139, 140]:

$$K = \frac{1}{a}, \quad (3.2)$$

и определяется неточность (погрешность) измерения:

7.1 Абсолютная неточность (погрешность) измерения ΔF_{max} определяется в виде максимального значения разности [30,135,136,137,138,139,140]:

$$\Delta F_{max} = \max(\Delta U_{Fn}), \quad (3.3)$$

$$\Delta F_n = |U_{Fn}^{\uparrow} - U_{Fn}^{\downarrow}| \cdot K, \quad (3.4)$$

где $U_{Fn}^{\uparrow}$ – значения при увеличении измеряемой физической величины;

$U_{Fn}^{\downarrow}$ – значения при уменьшении измеряемой физической величины.

Необходимо учитывать, что значения $U_{Fn}^{\uparrow}$ и $U_{Fn}^{\downarrow}$ должны быть взяты при одинаковых значениях нагрузки.

7.2 Относительная неточность (погрешность) измерения δF_n определяется из выражения [30, 135, 136, 137, 138, 139, 140]:

$$\delta F_n = \frac{\Delta F_{max}}{F_{max}} \cdot 100\%, \quad (3.5)$$

где F_{max} – максимальное значение из задаваемых, $F_{max} = F_n$

3.2.1. Методика тарирования измерительной системы реактивного момента

Для установления зависимостей между измеряемой величиной момента создаваемого сайлентблоком и выходным напряжением системы измерения U_F необходимо выполнить следующие действия.

1. Обеспечить безопасность при проведении работ со стендом.
2. Зафиксировать датчик 1 с исключением его перемещения (Рис. 3.9).
3. Зафиксировать ползун 2 с исключением его перемещения.
4. Установить штангу 3.

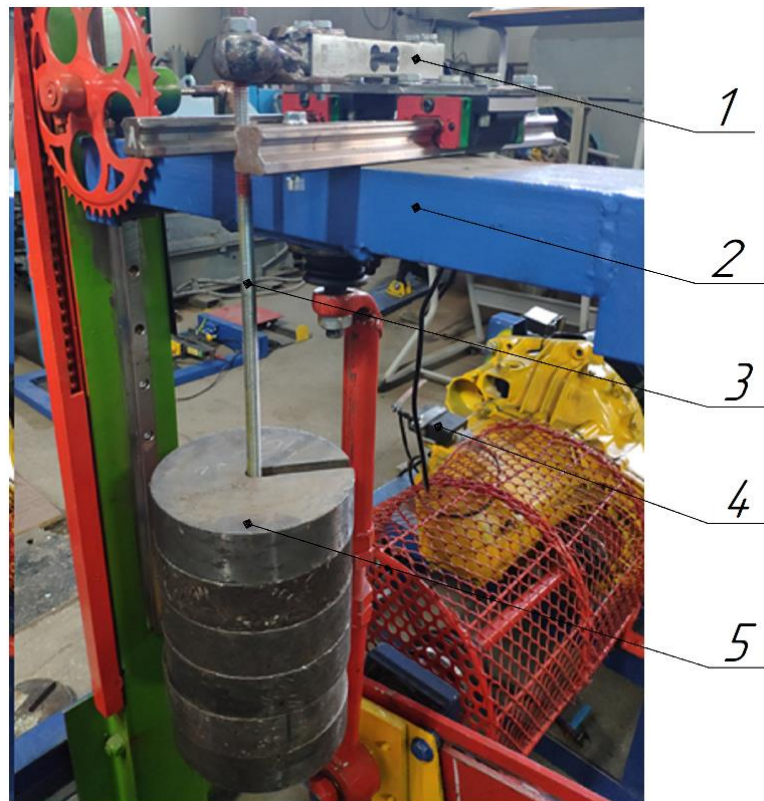


Рис. 3.9. Тарировки системы измерения усилия: 1 – датчик; 2 – ползун; 3 – штанга; 4 – усилитель ZET 410; 5 – гири.

5. Датчик подключить к усилителю 4 ZET 410.
6. Усилитель подключить к АЦП LCARD E-154 [186].
7. АЦП LCARD E-154 подключить к персональному компьютеру;
8. Включить компьютер и прогреть электронные системы измерения.
9. На персональном компьютере запустить программу «L-Graph 2» [187] и включить запись сигнала.
10. На установленную штангу дискретно устанавливая гири 5 (1 гиря – 4 кг).
11. При достижении необходимой нагрузки выполнить разгрузку с тем же шагом.
12. Сохранить результаты и экспортировать данные на память персонального компьютера.
13. Отключить от питания электронные системы измерения, снять гири и штангу.

По полученным результатам построить таблицы задаваемых и регистрируемых значений в режиме знакопеременной деформации (Таблица 3.2, 3.3).

Таблица 3.2 - Результаты полученные в режиме нагрузки

Режим нагружения ↑		Режим разгрузки ↓	
$Ug, [B]$	$Fg, [H]$	$Ug, [B]$	$Fg, [H]$
0,2	0	3,31	520
0,46	40	3,05	480
0,7	80	2,86	440
0,93	120	2,6	400
1,16	160	2,36	360
1,42	200	2,09	320
1,66	240	1,86	280
1,89	280	1,64	240
2,13	320	1,38	200
2,39	360	1,15	160
2,63	400	0,95	120
2,86	440	0,72	80
3,1	480	0,44	40
3,36	520	0,2	0

Таблица 3.3 - Результаты полученные в режиме разгрузки

Режим нагружения ↑		Режим разгрузки ↓	
$Ug, [B]$	$Fg, [H]$	$Ug, [B]$	$Fg, [H]$
0,2	0	-3,07	-520
-0,03	-40	-2,83	-480
-0,29	-80	-2,56	-440
-0,55	-120	-2,29	-400
-0,81	-160	-2,03	-360
-1,07	-200	-1,81	-320
-1,31	-240	-1,53	-280
-1,57	-280	-1,29	-240
-1,83	-320	-1,04	-200
-2,06	-360	-0,78	-160
-2,32	-400	-0,51	-120
-2,58	-440	-0,26	-80
-2,81	-480	-0,02	-40
-3,07	-520	0,22	0

Используя программную среду Microsoft Excel, по результатам тарировки представленных в вышеприведенных таблицах, получен график, для системы измерения момента, создаваемого сайлентблоком (Рис. 3.10).

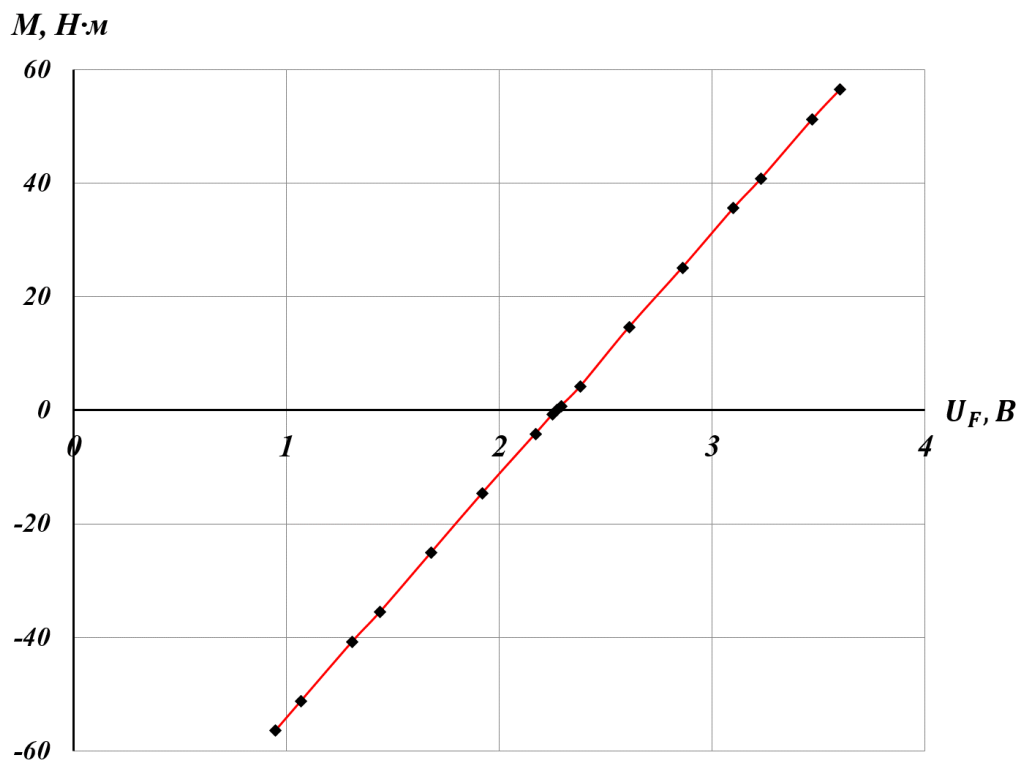


Рис. 3.10. График измерительной системы момента создаваемый сайлентблоком

При аппроксимации тарировочного графика получено линейное уравнение следующего вида:

$$M = 42,62 \cdot U_F - 96,78. \quad (3.6)$$

Уравнение (3.6) аппроксимирует результаты тарировки с коэффициентом достоверности аппроксимации равным $R^2=0,999$.

3.2.2. Методика тарировки измерительной системы перемещения (угла поворота)

Для установления зависимостей между измеряемым перемещением ползуна S и выходным напряжением U_S необходимо выполнить ряд действий (Рис. 3.11).

1. Обеспечить безопасность при проведении работ со стендом.



Рис. 3.11. Процесс тарировки системы измерения перемещения

2. Выставить ползун в положение НМТ, так чтобы указатель совпал с нулевым положением линейки.
3. Включить компьютер и прогреть электронные системы измерения.
4. Датчик подключить к осциллографу VM8020.
5. Осциллограф подключить к компьютеру.
6. На персональном компьютере запустить программу «Disco» и включить запись сигнала.
7. Путем вращения выходного вала кривошипно-шатунного механизма, изменять положение ползуна от НМТ к ВМТ от 0 м до 0,18 м с шагом 0,005 м.
8. При достижении положения ВМТ (отметки 0,18 м) изменять положение ползуна от ВМТ к НМТ от 0,18 м до 0 м с шагом 0,005 м.
9. Сохранить результаты и экспортировать данные на память персонального компьютера.
10. Отключить от питания электронные системы измерения.

На основе полученных данных следует составить отражающих результаты перемещений ползуна S от НМТ – ВМТ – НМТ (Таблица 3.4 и 3.5) и выходного сигнала напряжений U_s [30, 135, 136, 137, 138, 139, 140].

Таблица 3.4 - Результаты перемещения ползуна КШМ от НМТ к ВМТ

Перемещение от НМТ к ВМТ					
$S, [м]$	$U_s, [В]$	$S, [м]$	$U_s, [В]$	$S, [м]$	$U_s, [В]$
0	2,72	0,06	2,13	0,12	1,54
0,005	2,66	0,065	2,06	0,125	1,48
0,01	2,61	0,07	2,03	0,13	1,44
0,015	2,56	0,075	1,97	0,135	1,38
0,02	2,51	0,08	1,93	0,14	1,34
0,025	2,47	0,085	1,88	0,145	1,28
0,03	2,41	0,09	1,83	0,15	1,24
0,035	2,36	0,095	1,78	0,155	1,18
0,04	2,32	0,1	1,74	0,16	1,14
0,045	2,27	0,105	1,68	0,165	1,09
0,05	2,23	0,11	1,64	0,17	1,04
0,055	2,17	0,115	1,58	0,175	0,99
				0,18	0,93

Таблица 3.5 - Результаты перемещения ползуна КШМ от ВМТ к НМТ

Перемещение от ВМТ к НМТ					
$S, [м]$	$U_s, [В]$	$S, [м]$	$U_s, [В]$	$S, [м]$	$U_s, [В]$
0,18	0,93	0,12	1,53	0,06	2,12
0,175	0,99	0,115	1,58	0,055	2,18
0,17	1,04	0,11	1,63	0,05	2,22
0,165	1,08	0,105	1,68	0,045	2,28
0,16	1,14	0,1	1,73	0,04	2,33
0,155	1,19	0,095	1,78	0,035	2,37
0,15	1,23	0,09	1,82	0,03	2,42
0,145	1,29	0,085	1,87	0,025	2,46
0,14	1,34	0,08	1,92	0,02	2,52
0,135	1,38	0,075	1,98	0,015	2,57
0,13	1,43	0,07	2,02	0,01	2,62
0,125	1,48	0,065	2,07	0,005	2,67
				0	2,71

Аналогично методике тарировки системы измерения усилия, используя программную среду Microsoft Excel, по результатам тарировки представленных в

вышеприведенной таблице, построен тарифовочный график, для системы измерения перемещения (Рис. 3.12).

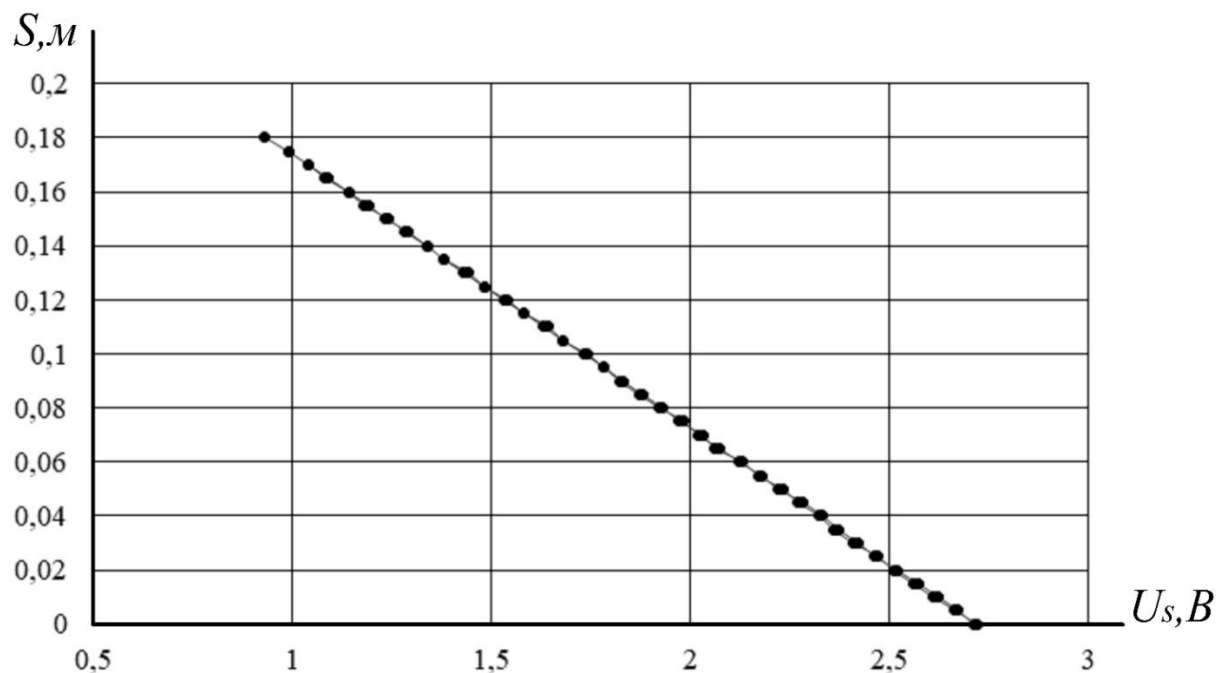


Рис. 3.12. Тарифовочный график системы измерения перемещения.

При аппроксимации тарифовочного графика получено линейное уравнение следующего вида:

$$S = -0.102 \cdot U_s + 0.2767 \quad (3.7)$$

Уравнение (3.7) аппроксимирует результаты тарировки с коэффициентом достоверности аппроксимации равным $R^2=0,999$.

3.3. Методика экспериментального исследования по оценке влияния функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески автомобиля

Оценку влияния функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески можно дать в виброрежиме. Такой режим может обеспечить вибростенд реализующий метод «EuSAMA». Метод представляет вынужденные вертикальные колебания колёс одной из испытуемых

осей с элементами подвески автомобиля, с постоянной амплитудой колебания платформы стенда A в заданном частотном диапазоне ν . В результате измеряется нормальная реакция R_z на колёсах автомобиля.

Методика экспериментальных исследований по оценке влияния функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески автомобиля можно представить в виде следующих операций.

1. Подготовительные.
2. Задание тестовых воздействий.
3. Измерение силовых характеристик.
4. Анализ результатов экспериментальных данных.

Первая операция – Подготовительная

Подготовительная операция определяет подготовку рабочего места, стенда и испытуемого автомобиля к проведению экспериментальных исследований. Для этого необходимо следующее.

1. Обеспечить безопасность рабочей зоны и безопасность при проведении работ со стендом.
2. Подготовка автомобиля: проверить давление в шинах, удалить посторонние частицы (камни) из протектора шины.
3. Установить автомобиль, испытуемым колесом, на опорную платформу стенда.
4. Подключить электронную измерительную систему к стенду (подключить усилитель сигналов ZET 410 к силовым датчикам, усилитель подключить к АЦП LCARD E-154) [186, 188].
5. Подключить АЦП LCARD E-154 к персональному компьютеру.
6. Для плавного пуска электродвигателя стенда используется подключение к сети 380В через частотный преобразователь FCI-G5.5/P7.5-4В.
7. Включить персональный компьютер и прогреть электронные системы измерения.

Вторая операция – Задание тестовых режимов

При выполнении экспериментальных работ необходимо выполнить задание тестовых режимов.

1. Определение нормальной реакции испытуемого колеса R_{zst} в статическом режиме.

2. При помощи привода стенда задать вертикальные колебания опорной платформы стенда. Увеличение частоты колебаний регулируется при помощи частотного преобразователя от 0 до 70 Гц, затем при достижении максимальной частоты, привод стенда автоматически отключается. Стенд работает в режиме выбега до полной остановки вращения привода стенда.

Третья операция - Измерение контролируемых параметров

Измерение выполняется непрерывно с использованием электронных систем измерений стенда.

На персональном компьютере запускается программа «L-Graph 2» [187] и включается запись сигнала. В режиме выбега стенда производится запись сигнала динамической нагрузки. Запись сигналов выполняется в диапазоне частоты колебаний опорной платформы стенда 0 – 22 – 0 Гц.

Четвертая операция - Анализ результатов экспериментальных данных

При выполнении анализа результатов экспериментов необходимо выполнить конвертирование аналоговых сигналов в цифровой код. Это позволяет в дальнейшем в программной среде Microsoft Excel работать с табличными данными и представлять в графическом изображении, а также применять различные фильтры, для выделения интересующих участков. Данные участки представляют собой резонансные частоты неподрессоренных масс. Затем выполняется конвертирование напряжений выходных сигналов, полученных с систем измерений контролируемых параметров в физические величины.

3.3.1. Оборудование для задания тестовых режимов

В соответствии с данной методикой, для выполнения задания тестовых режимов необходимо определить требования к стенду и системам измерения, которые позволят регистрировать контролируемые параметры.

Требования к оборудованию.

Вибростенд должен обеспечивать.

1. Вертикальное перемещение платформы, обеспечивая колебания поддрессоренных и неподдрессоренных масс.
2. Измерение нормальной реакции колеса в статическом и динамическом режимах.
3. Точность измеряемых параметров R_{zst} , R_{zd} .
4. Безопасность и удобство при выполнении экспериментальных работ.

Иметь в своем составе:

1. Частотный преобразователь.
2. Асинхронный электродвигатель.
3. Жесткую конструкцию рамы.
4. Систему измерения нагрузки на опорную платформу стенда.
5. Усилитель сигналов.
6. Аналого-цифровой преобразователь.
7. Персональный компьютер (ноутбук) с программным обеспечением, для экспорта и обработки экспериментальных данных.

Описание вибростенда.

Опираясь на выше установленные требования, в качестве испытательного оборудования для выполнения экспериментальных работ, принят вибростенд реализующий метод *EuSAMA*. Данный стенд позволяет выполнять экспериментальные исследования систем поддрессорования автомобилей в стационарных гармонических режимах. Общий вид стенда и внутренняя составная часть стенда представлена на рисунке 3.13. Конструкция стенда включает в себя две согласованные системы.

1. Приводная система (силовая): определяет задание тестовых режимов, с установленными параметрами частоты колебаний и амплитудой колебаний. Система обеспечивает вертикальные колебания опорной платформы стенда с испытуемой подвеской автомобиля.

2. Система измерения нормальной реакции на колесе.

Приводная система станда через частотный преобразователь приводит во вращение трехфазный асинхронный электродвигатель 8. Через МУВП 7 электродвигатель соединен с приводным валом 2, который через приводной зубчатый ремень 5 вращает ведомый вал 10. Приводной и ведомый валы оснащены кулачковыми механизмами 1.

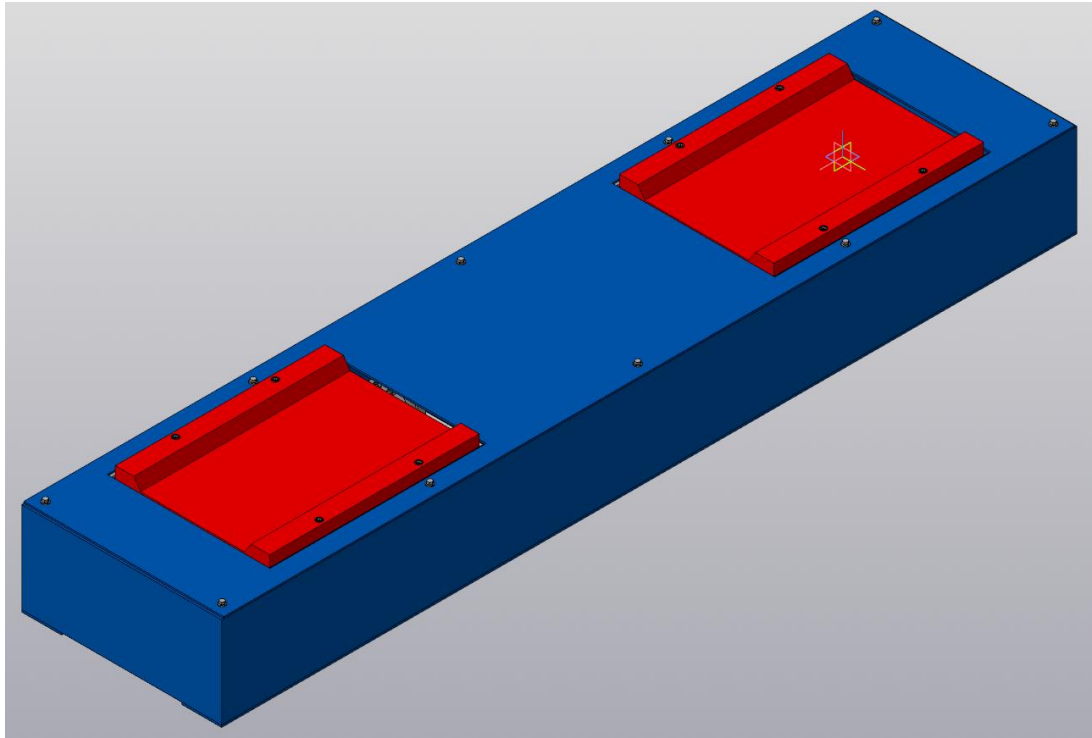
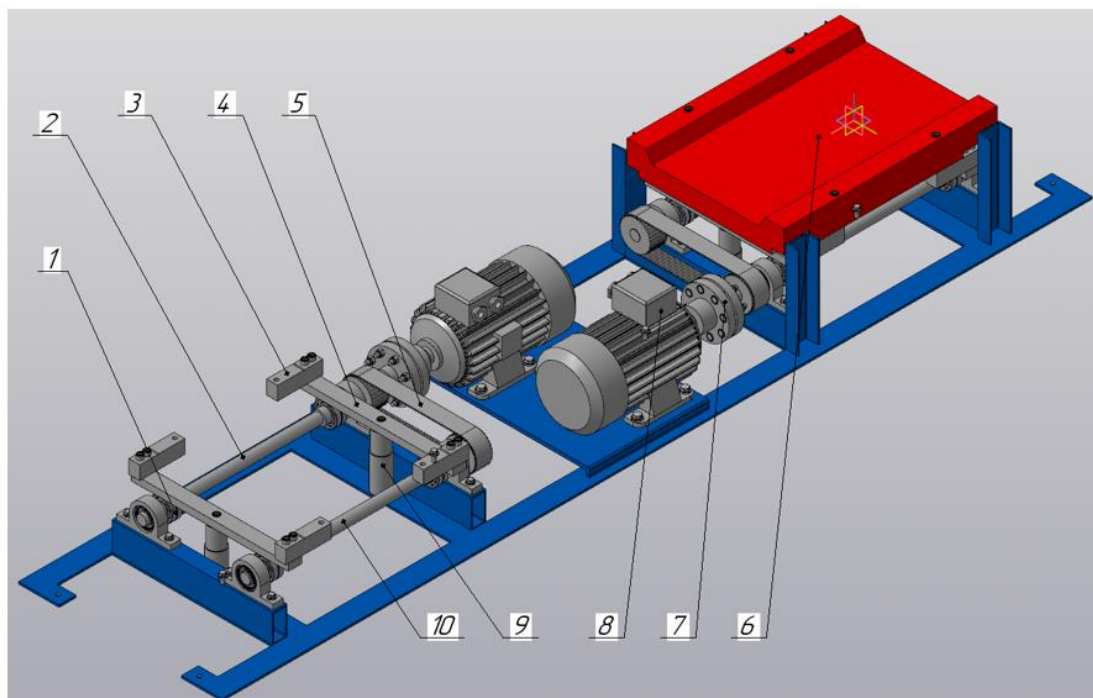
*a**б)*

Рис. 3.13. Вибростенд, метод EuSAMA: *a* – внешний вид; *б* – внутренняя составная часть; 1 – кулачковый механизм; 2 – приводной вал; 3 – тензометрический датчик; 4 – основания для датчиков (толкатель); 5 – приводной ремень; 6 – опорная платформа; 7 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 8 – электродвигатель; 9 – направляющее устройство; 10 – ведомый вал.

При вращении валов, кулачковый механизм воздействует на толкатели 4, которые совершают прямолинейное движение по направляющим устройствам 9. Толкатели в свою очередь являются основанием для установки тензометрических датчиков 3 и через болтовое соединение на датчики устанавливается опорная платформа стенда 6.

Частотный преобразователь позволяет управлять стендом в режиме увеличения и уменьшения частоты колебаний опорной платформы стенда в диапазоне 0 – 22 – 0 Гц. Амплитуда колебаний опорной платформы стенда постоянная, равная 6 мм.

3.3.2. Система измерения нормальной реакции R_z

Системный комплекс измерения нормальной реакции R_z в статическом и динамическом режимах состоит из датчика тензометрического балочного типа, в количестве 4 единицы, установленных на толкатель стенда, усилителя сигналов датчиков ZET410, АЦП LCARD E-154 [186,188]. Измерительная схема стенда изображена на рисунке 3.14.

При наезде автомобилем колесом на опорную платформу стенда, нормальная реакция R_z , действующая от поверхности опорной платформы на колесо оказывает силовое действие на тензометрические датчики. В этот момент при установившемся режиме измеряется статическая нагрузка. Тензорезисторы R_1 , R_2 , R_3 , R_4 (чувствительные элементы) датчика при воздействии силы деформируются, изменяя свое сопротивление.

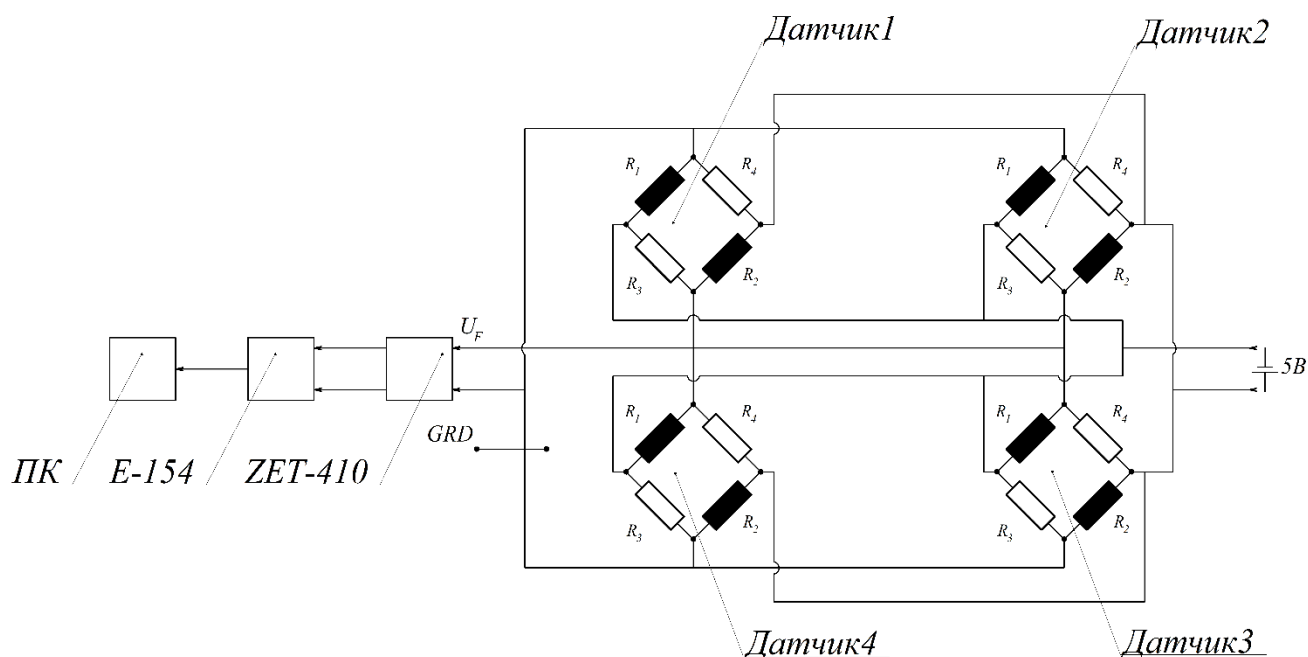


Рис. 3.14. Функциональная схема системы измерения нагрузки на опорную платформу стенда.

При вращении приводного и ведомого валов электродвигателем, кулачковый механизм вызывает колебания толкателя. Опорная платформа, жестко связанная с толкателем в свою очередь вызывают вертикальные колебания колес автомобиля и подвески. Установленные тензометрические датчики на толкателях воспринимают нормальные нагрузки R_Z и представляются в виде сигнала напряжения U_{RZ} . Выходной сигнал U_{RZ} с датчиков передается на усилитель ZET410, затем выходной усиленный сигнал U_{RZ} через АЦП LCARD E-154 поступает на персональный компьютер. Для записи сигналов используется программное приложение «L-Graph 2» [187].

3.4. Методика тарирования измерительной системы реакции R_Z

Зависимость реакции R_Z от выходного сигнала напряжения измерительной системы U_{RZ} , определяется по разработанной методике в следующей последовательность.

1. Обеспечить безопасность при проведении работ со стендом.

2. Подключить тензометрические датчики к усилителю ZET 410.
 3. Усилитель подключить к АЦП LCARD E-154.
 4. АЦП LCARD E-154 подключить к персональному компьютеру.
 5. Включить ЭВМ и прогреть электронные системы измерения.
 6. На ЭВМ запустить программу «L-Graph 2» и включить запись сигнала.
 7. При помощи гирей 2 (Рис. 3.15) дискретно увеличивать нагрузку от 0 кН до 4 кН с шагом 0,2 кН.
 8. При достижении необходимой максимальной нагрузки выполнить разгрузку с тем же шагом.
 9. Сохранить результаты, далее экспортировать данные на память персонального компьютера.
 10. Отключить от питания электронные системы измерения, снять гири.
- По полученным результатам построить таблицу 3.6 задаваемых и регистрируемых значений.

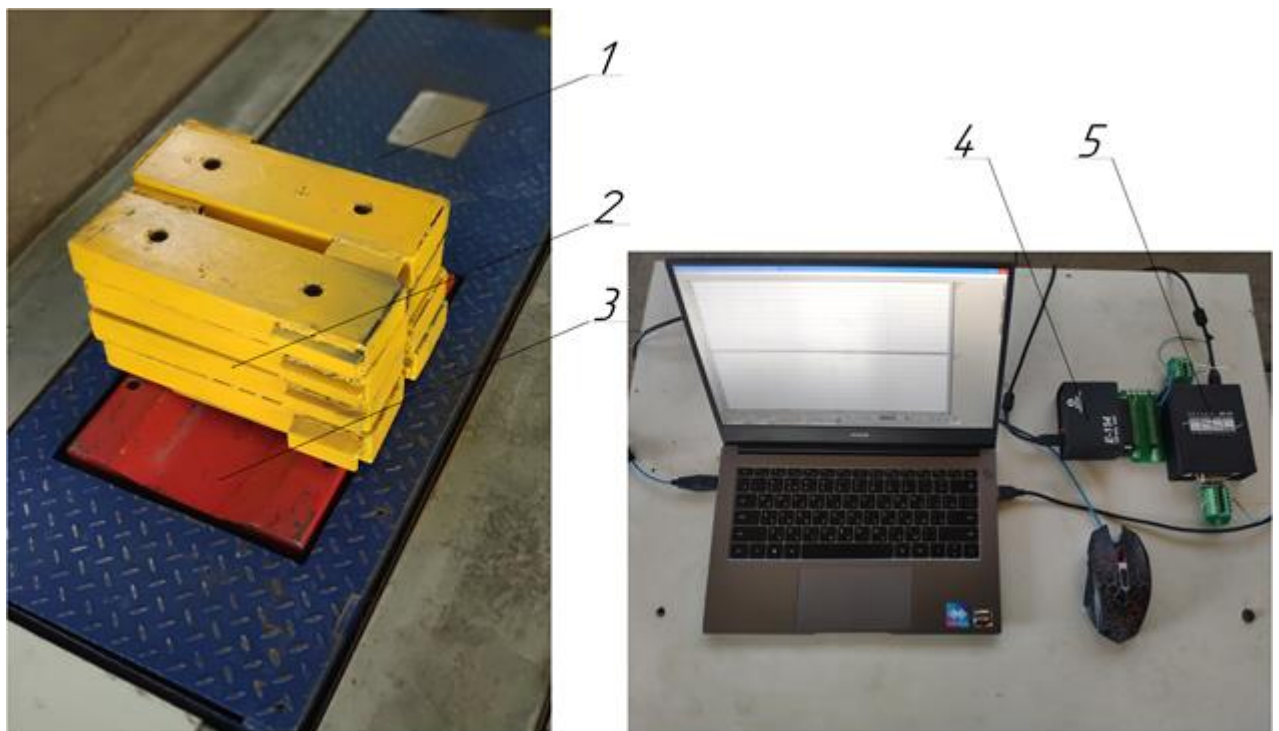


Рисунок 3.15. Процесс тарировки системы измерения реакции R_z : 1 – вибростенд; 2 – гири; 3 – опорная платформа; 4 – АЦП LCARD E-154; 5 – усилитель сигналов ZET 410.

Таблица 3.6 – Результаты задаваемых и регистрируемых значений

Режим нагружения ↑		Режим разгрузки ↓	
$U_{RZ}, [B]$	$R_Z, [\kappa H]$	$U_{RZ}, [B]$	$R_Z, [\kappa H]$
0,08	0	4,79	4
0,33	0,2	4,56	3,8
0,55	0,4	4,32	3,6
0,78	0,6	4,09	3,4
1,01	0,8	3,85	3,2
1,26	1	3,62	3
1,48	1,2	3,38	2,8
1,72	1,4	3,15	2,6
1,95	1,6	2,91	2,4
2,2	1,8	2,67	2,2
2,41	2	2,44	2
2,67	2,2	2,2	1,8
2,89	2,4	1,97	1,6
3,15	2,6	1,73	1,4
3,36	2,8	1,5	1,2
3,62	3	1,26	1
3,85	3,2	1,03	0,8
4,08	3,4	0,79	0,6
4,30	3,6	0,56	0,4
4,54	3,8	0,32	0,2
4,79	4	0,08	0

Используя программную среду Microsoft Excel, по результатам представленных в таблице, необходимо построить график, для измерительной системы реакции R_Z (Рис. 3.16).

В результате аппроксимации графика получено линейное уравнение вида:

$$R_Z = 84,992 \cdot U_{RZ} - 6,9134. \quad (3.8)$$

Уравнение (3.8) аппроксимирует результаты тарировки с коэффициентом достоверности аппроксимации равным $R^2=0,999$ [30, 135, 136, 137, 138, 139, 140].

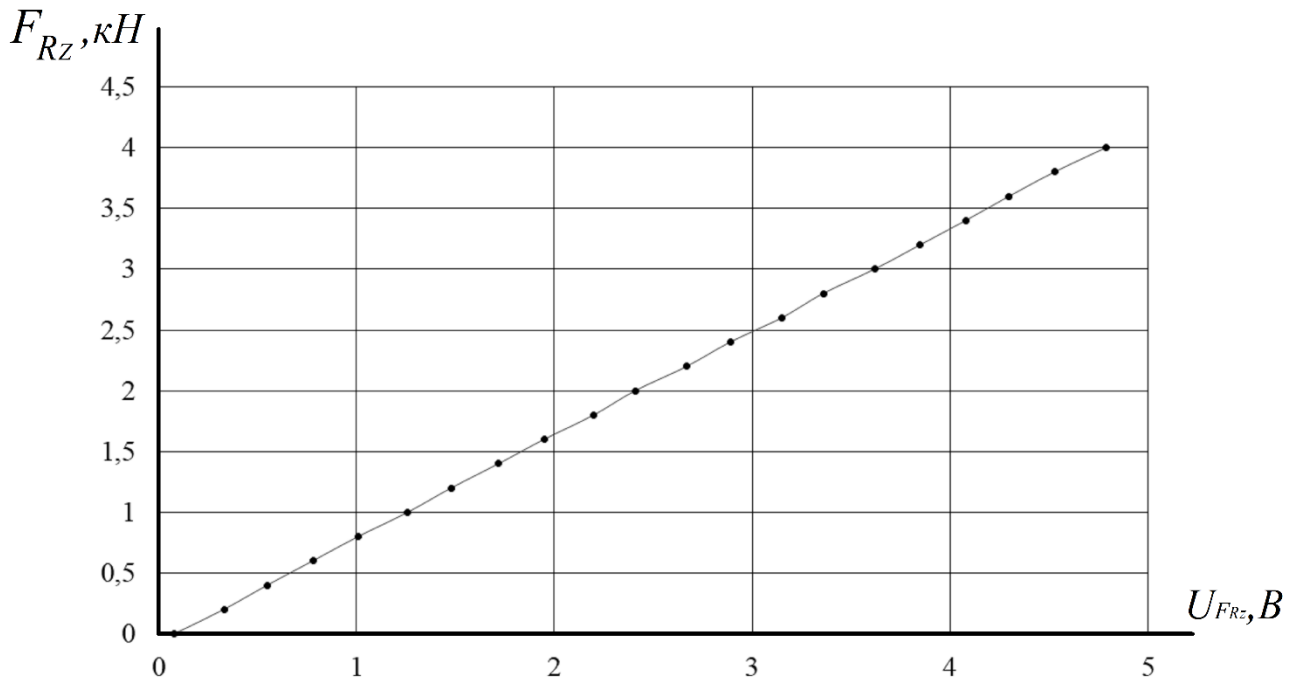


Рис. 3.16. Тарировочный график системы измерения нормальной реакции R_Z .

3.5. Методика обработки данных экспериментальных исследований

В результате выполненного экспериментального исследования получен большой массив данных. Цифровой код одного проведенного эксперимента включают около пяти тысяч значений, что вызывает затруднение при проведении анализа экспериментальных данных. Кроме этого, сигнал обладает зашумленностью. Следовательно, была выполнена конвертация полученных экспериментальных данных при помощи прикладного пакета «Анализ Фурье» в среде Майкрософт Эксель [13,91]. Далее, экспериментальный сигнал после конвертации представляется в виде амплитудного и фазового спектра (рис. 3.17, 3.18).

При помощи прикладного пакета «Синтез Фурье» по наиболее значимым амплитудам получается отфильтрованный (не зашумленный) сигнал (рис. 3.19). Для синтеза сигнала перемещения достаточно 5 гармоник, для сигнала момента 15 гармоник [13,91].

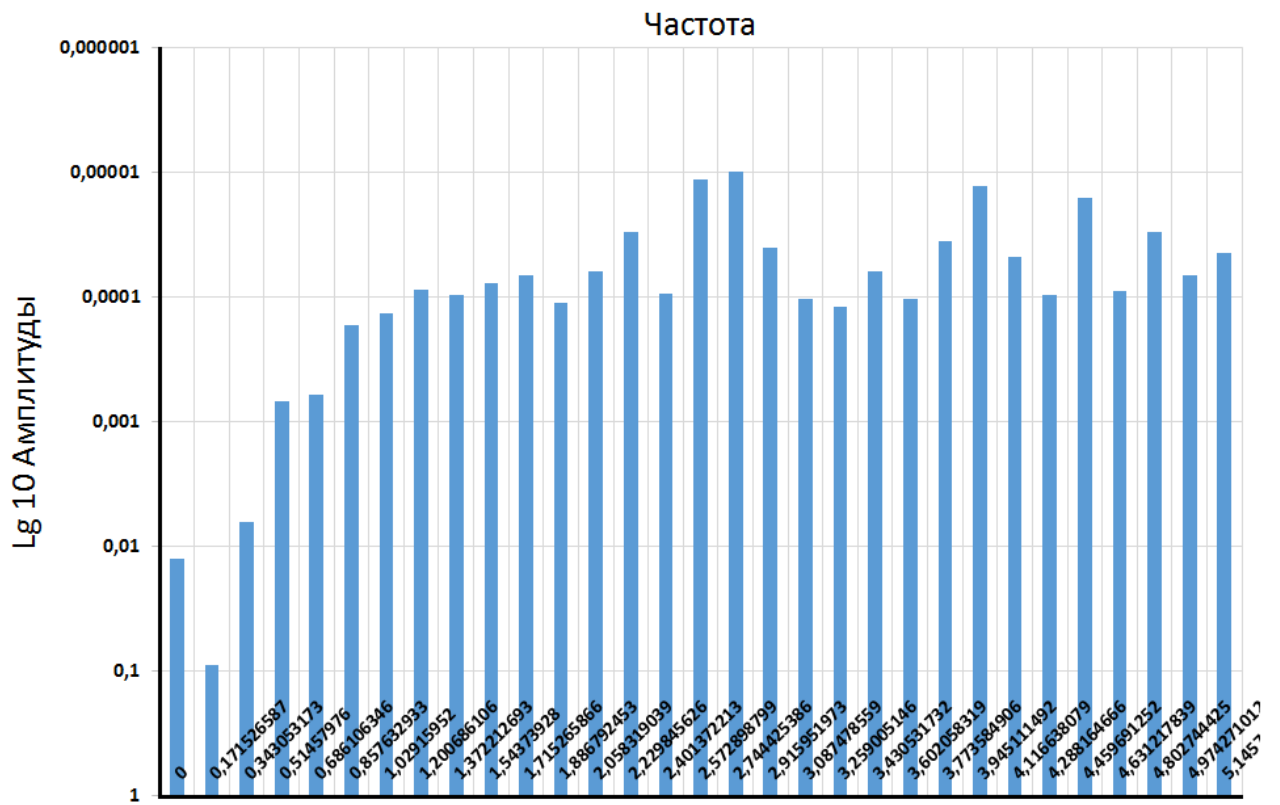


Рис. 3.17. Амплитудный спектр.

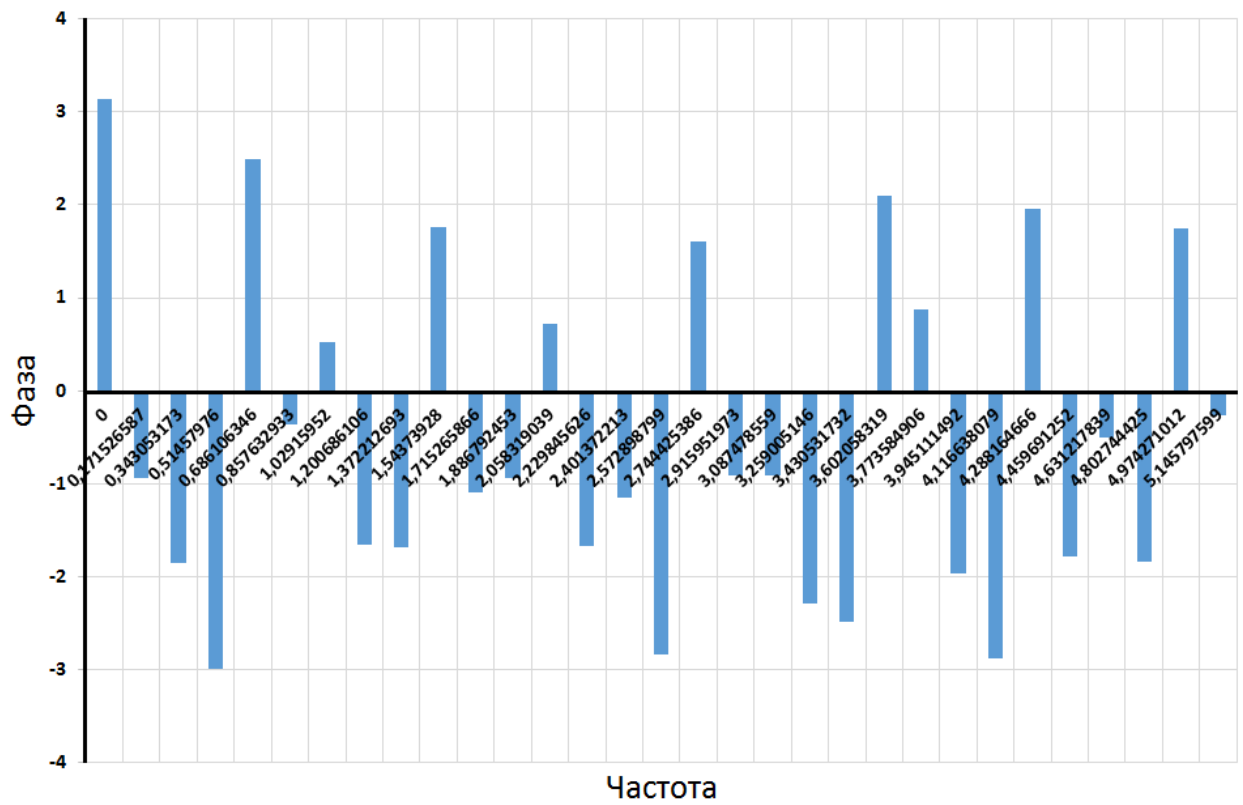


Рис. 3.18. Фазовый спектр.

Синтез выполняется по формуле:

$$f(x) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega t + \varphi_n), \quad (3.9)$$

где A – амплитуда;

φ_n – фаза n -ой гармоники;

ω – частота.

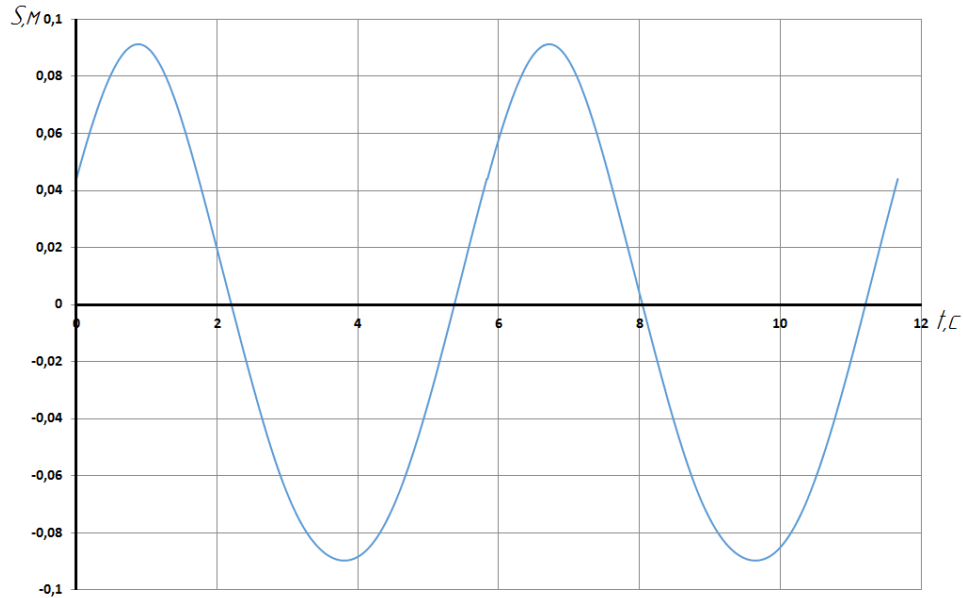


Рис. 3.19. Сигнал после обработки с использованием пакета «Анализ Фурье».

Вычисления производятся для каждого выполненного экспериментального исследования. Выполненный расчёт представлен в виде развернутой таблицы в среде Microsoft Excel [13, 91] на рисунке 3.20.

А	В	С	Д	Е	Р	Г	Н	И	Л	К	М	О	Ч	А	Ф	Ф
Время	Перемещение	Усиление	Период	2 ⁿ	Шаг времени	Время <	Время >	Сигнал датчика перемещения <, В	Сигнал датчика перемещения >, В	Время Фурье	Синтез Фурье	Счет	Частота	Амплитуда	Фаза	
1																
2	0	0,05961	-72,3798124	5,85	=2^12	=D2/(E2-1)	0	0		0=B2	-27,1773830280478	0	=N2/\$K\$4097	=МНИМ.АВ S(M2)/(4096/2)	=МНИМ.АРГ УМЕНТ(M2)	
3	0,001	0,05894	-72,4184161			=ОКРУГЛВ НИЗ(K3;2)	=ОКРУГЛВ ВЕРХ(K3;2)	=ВПР(G3;A: B;2)	=ВПР(H3;A: B;2)	=K2+\$F\$2	=I3+(J3-I3)*(K3- G3)/(H3-G3)	133,018576173421- 133,68822635504i	1	=N3/\$K\$4097	=МНИМ.АВ S(M3)/(4096/2)	=МНИМ.АРГ УМЕНТ(M3)
4	0,003	0,05905	-72,4570199			=ОКРУГЛВ НИЗ(K4;2)	=ОКРУГЛВ ВЕРХ(K4;2)	=ВПР(G4;A: B;2)	=ВПР(H4;A: B;2)	=K3+\$F\$2	=I4+(J4-I4)*(K4- G4)/(H4-G4)	0,458322638983401- 14,0956549448979i	2	=N4/\$K\$4097	=МНИМ.АВ S(M4)/(4096/2)	=МНИМ.АРГ УМЕНТ(M4)
5	0,004	0,05917	-72,4956236			=ОКРУГЛВ НИЗ(K5;2)	=ОКРУГЛВ ВЕРХ(K5;2)	=ВПР(G5;A: B;2)	=ВПР(H5;A: B;2)	=K4+\$F\$2	=I5+(J5-I5)*(K5- G5)/(H5-G5)	-1,06301527996904- 0,891904029043669i	3	=N5/\$K\$4097	=МНИМ.АВ S(M5)/(4096/2)	=МНИМ.АРГ УМЕНТ(M5)
6	0,006	0,05928	-72,5342273			=ОКРУГЛВ НИЗ(K6;2)	=ОКРУГЛВ ВЕРХ(K6;2)	=ВПР(G6;A: B;2)	=ВПР(H6;A: B;2)	=K5+\$F\$2	=I6+(J6-I6)*(K6- G6)/(H6-G6)	0,265030598945033+1,09 035122565188E-002i	4	=N6/\$K\$4097	=МНИМ.АВ S(M6)/(4096/2)	=МНИМ.АРГ УМЕНТ(M6)
7	0,007	0,0594	-72,572831			=ОКРУГЛВ НИЗ(K7;2)	=ОКРУГЛВ ВЕРХ(K7;2)	=ВПР(G7;A: B;2)	=ВПР(H7;A: B;2)	=K6+\$F\$2	=I7+(J7-I7)*(K7- G7)/(H7-G7)	0,237356590830801+0,11 1799732104881i	5	=N7/\$K\$4097	=МНИМ.АВ S(M7)/(4096/2)	=МНИМ.АРГ УМЕНТ(M7)
8	0,009	0,05951	-72,6003706			=ОКРУГЛВ НИЗ(K8;2)	=ОКРУГЛВ ВЕРХ(K8;2)	=ВПР(G8;A: B;2)	=ВПР(H8;A: B;2)	=K7+\$F\$2	=I8+(J8-I8)*(K8- G8)/(H8-G8)	1,89941750645536E- 002+0,223002710110648i	6	=N8/\$K\$4097	=МНИМ.АВ S(M8)/(4096/2)	=МНИМ.АРГ УМЕНТ(M8)

Рис. 3.20. Листинг обработки исходных сигналов при помощи прикладного пакета «Анализ Фурье» в среде Microsoft Excel (фрагмент).

3.6. Методика обработки данных экспериментальных исследований, полученных на испытательном оборудовании «Schenck»

Для разработки математического аппарата, описанной во второй главе данной диссертации, рассмотрены результаты исследований цилиндрического автомобильного сайлентблока полученные и опубликованные учеными Лундского университета (Швеция) (Рис. 3.21). Работа выполнялась совместно со специалистами Materials Centre of Volvo Car Corporation с использованием испытательного оборудования производства фирмы «Schenck», обеспечивающего нагрузку на сайлентблок до 7 кН с частотой колебаний до 1 кГц, погрешность измерения не более 0,5%. [10, 157, 158].

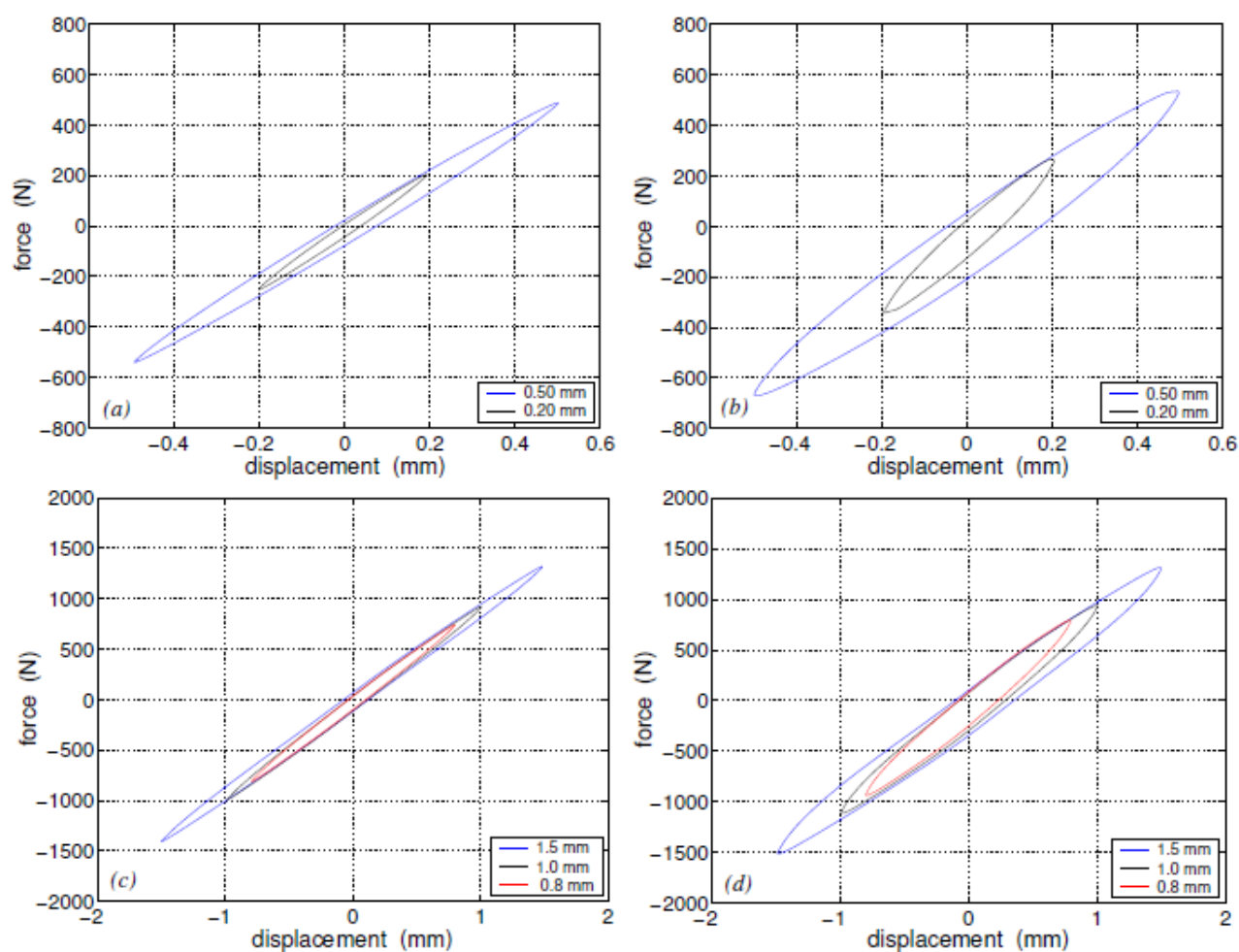


Рис. 3.21. Экспериментальные характеристики цилиндрического автомобильного сайлентблока полученные учеными Лундского университета.

Для анализа экспериментальных данных, необходимо получить из представленных графических изображений числовые значения. Оцифровка (перевод) выполняется с использованием программы «*GetData Graph Digitizer*» [182].

Методика перевода включает следующие операции:

1. Подготовка изображения (графика), запуск программы.
2. Установка системы координат.
3. Оцифровка экспериментальных данных.
4. Экспорт полученных данных.
5. Обработка экспериментальных данных.

Первая операция – Подготовительная

В программе для редактирования изображения, выбрать необходимый график экспериментальных данных, задать необходимый контраст и резкость. Полученное изображение сохранить в формате JPEG (Рис. 3.22). Запустить программу «*GetData Graph Digitizer*» [182]. Необходимо открыть обработанное графическое изображение, выполнив команду «Файл → Открыть изображение → Выбрать изображение». В рабочем интерфейсе программы появится изображение с активной командной строкой.

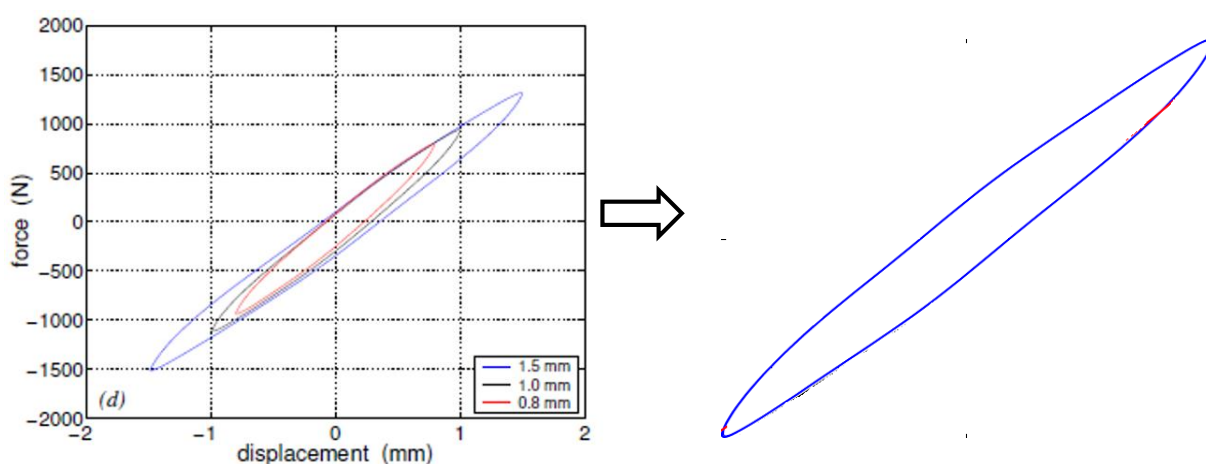


Рис. 3.22. Перевод графика экспериментального исследования в графическое изображение.

Вторая операция - Установка системы координат

Необходимо установить систему координат (линии осей). Выполняется командой «Команды → Установить систему координат». При появлении соответствующего курсора необходимо установить минимальное значение оси абсцисс « $X_{\min}$ », затем « $X_{\max}$ » и соответственно ось ординат « $Y_{\min}$ » и « $Y_{\max}$ ». После установки точек появляется окно «Параметры системы координат» (рис. 3.23), где можно скорректировать значения опорных точек.

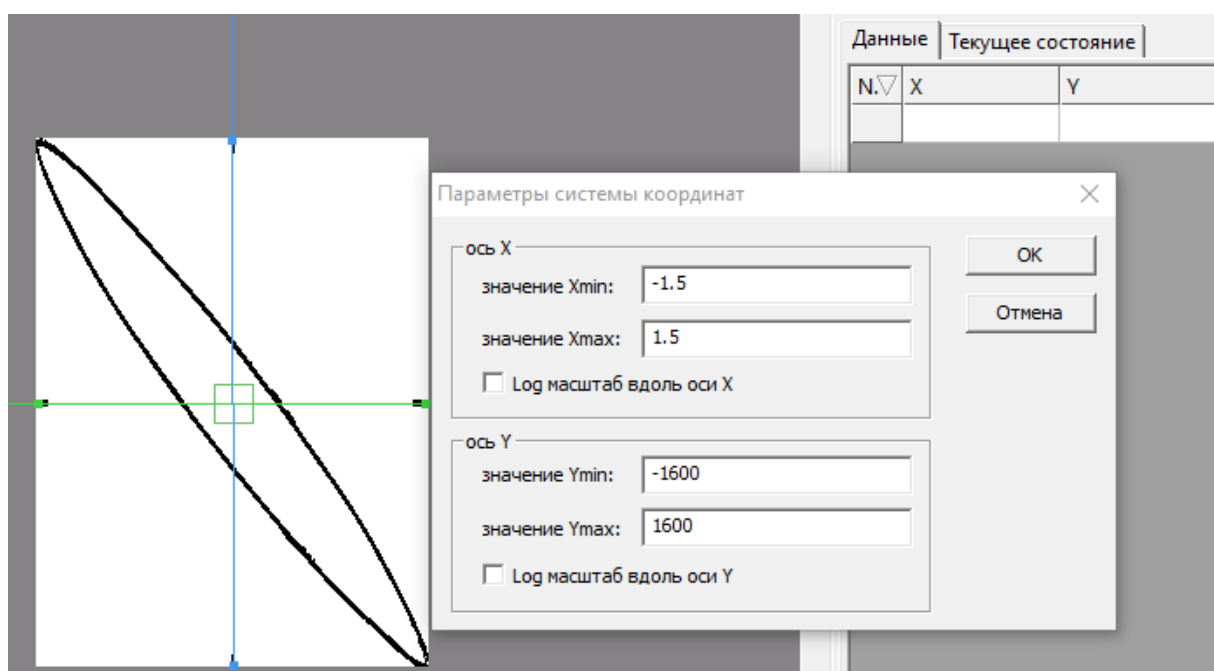


Рис. 3.23. Установка системы координат в программе «GetData Graph Digitizer» [182].

Третья операция - Оцифровка экспериментальных данных

Необходимо выполнить оцифровку графика. Установка точек выполняется командой «Команды → Режим установки точек», для удаления точек «Команды → Ластик точек данных». При появлении соответствующего курсора поставить начальную точку и с определенным шагом установить последующие точки. Для более качественной оцифровки, установить минимум 100 опорных точек (Рис. 3.24).

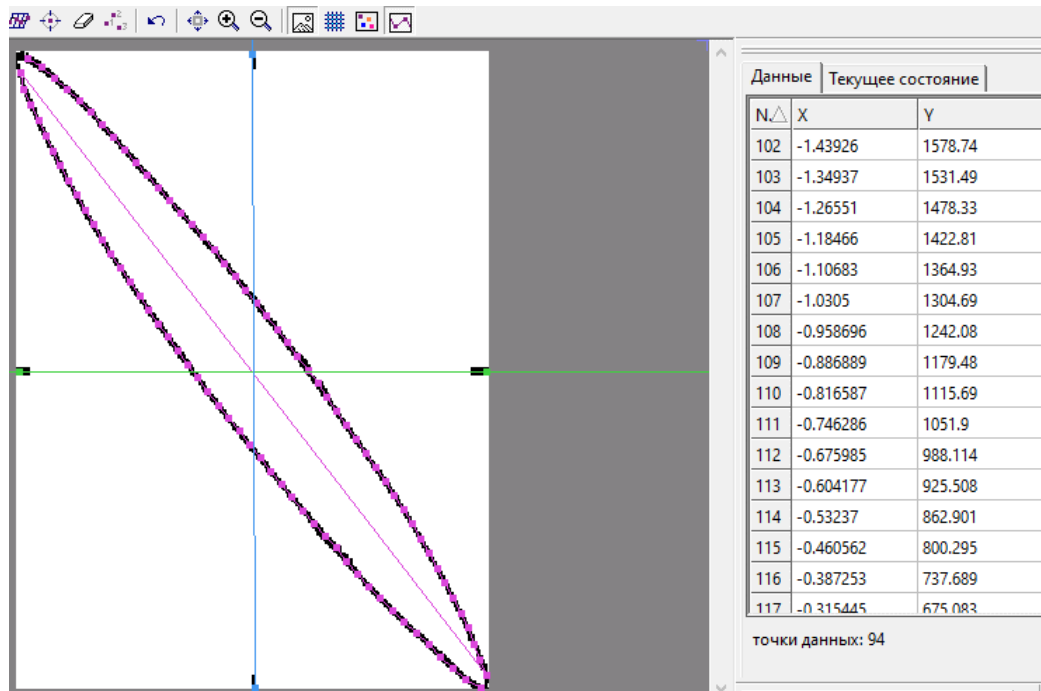


Рис. 3.24. Процесс оцифровки экспериментального графика.

Четвертая операция - Экспорт полученных данных

Необходимо выполнить копирование полученных данных в буфер обмена данных (или экспорт полученных данных) командой «Файл → Копировать данные в буфер» или «Файл → Экспорт данных». Копирование выполнить в программную среду Microsoft Excel, для удобства дальнейшей обработки данных.

В результате получены массивы данных, характеризующих изменения усилия сайлентблока от перемещения с амплитудами A : 0,4; 1,0; 1,6; 2,0; 3,0; 4,0; 6,0 и 10,0 мм; при частоте протекания процесса ω : 0,03 (псевдостатика) (рис. 3.25а); 5,0 (рис. 3.25б) и 51,0 Гц (рис. 3.25в).

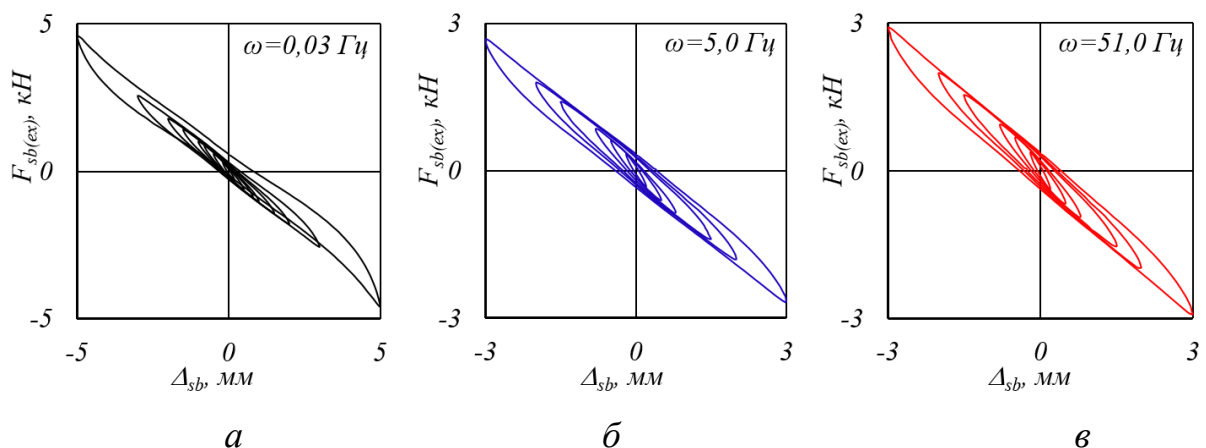


Рис. 3.25. Оцифрованные экспериментальные характеристики сайлентблока.

Пятая операция – Обработка полученных экспериментальных данных

Основываясь на оцифрованные экспериментальные силовые характеристики представленных на рис. 3.25 определяют параметры математической модели C_1 , C_2 и F_f (математический аппарат подробно рассмотрен во второй главе данной диссертации).

Вычисления производятся в программной среде Microsoft Excel для каждого значения амплитуды A : 0,4; 1,0; 1,6; 2,0; 3,0; 4,0; 6,0 и 10,0 мм; при частоте ω : 0,03, 5,0 и 51,0 Гц, характеризующих тестовый режим функционирования сайлентблока на лабораторном стенде «Schenck» [10, 157, 158]. Выполненный расчёт представлен в виде развернутой таблицы представлен на рисунке 3.26.

	A	B	C	E	F	G	H	I	J	K	L	M	O	P	Q	R
1	Параметры модели			Время, с	Перемещение эксперимент, X, м	Усилие эксперимент, Fex, Н	Перемещение точки b, расчет, Xb, м	$F_{p2}=C_2 \cdot (X-Xb)$	$F_{p1}=C_2 \cdot X$	Усилие расчет, $F=F_{p1}+F_{p2}$, Н	$\Delta F = \text{abs}(F - F_{ex})$	$\Sigma \Delta F$ (параметр оптимизации)	$(F_{ex}-F)^2$	$F_{ex_ср\text{ед}}$	$(F_{ex}-F_{ex_ср\text{ед}})^2$	$R^2 = 1 - \frac{\Sigma(F_{ex}-F)^2}{\Sigma(F_{ex}-F_{ex_ср\text{ед}})^2}$
2	C1	764208	Н/м	0	0	303,09	0	=B\$3*(F2-H2)	=F2*B\$2	=-(I2+J2)-B\$5	=ABS(G2-K2)	=СУММ(L34:3:L683)	=(G2-K2)^2	=CP3НАЧ(G343:G683)	=(G2-P\$2)^2	=(СУММ(O343:O683)/СУММ(Q343:Q683))
3	C2	591200	Н/м	0,011	-3E-05	330,82	=ЕСЛИ(\$B\$4>ABS(I3);H2;H2+F3-F2)	=B\$3*(F3-H2)	=F3*B\$2	=-(I3+J3)-B\$5	=ABS(G3-K3)		=(G3-K3)^2		=(G3-P\$2)^2	
4	Ff	303,09	Н	0,023	-7E-05	360,79	=ЕСЛИ(\$B\$4>ABS(I4);H3;H3+F4-F3)	=B\$3*(F4-H3)	=F4*B\$2	=-(I4+J4)-B\$5	=ABS(G4-K4)		=(G4-K4)^2		=(G4-P\$2)^2	
5				0,035	-1E-04	391,51	=ЕСЛИ(\$B\$4>ABS(I5);H4;H4+F5-F4)	=B\$3*(F5-H4)	=F5*B\$2	=-(I5+J5)-B\$5	=ABS(G5-K5)		=(G5-K5)^2		=(G5-P\$2)^2	

Рис. 3.26. Расчёт параметров C_1 , C_2 и F_f математической модели сайлентблока в программной среде Microsoft Excel (фрагмент).

3.7. Методика планирования экспериментальных исследований

Измеряемые значения, во время проведения эксперимента, могут быть искажены из-за электромагнитных или радиочастотных помех (наводок) и человеческого фактора. Поэтому анализ и оценка фактических значений измеряемых параметров зависит от определенного количества воспроизведений эксперимента. Это можно решить путем увеличения количества экспериментов, но

такое решение приводит к временным и материальным затратам. Для определения необходимого количества воспроизведения, можно использовать метод проверки статистических гипотез [5, 49, 61, 63, 135, 136, 137, 138, 139, 140].

Суть заключается в том, что для каждого проведенного эксперимента необходимо проверить условие:

$$\Delta_3 \geq \sigma, \quad (3.10)$$

где Δ_3 – заданный уровень погрешности;

σ – среднее квадратическое отклонение.

Уровень неточности (погрешности) определяется как:

$$\Delta_3 = \beta \cdot \bar{U}_n, \quad (3.11)$$

где β – коэффициент, учитывающий долю неточности (погрешности) относительно среднего значения $\bar{U}_n$, равный 0,05.

Среднее значение $\bar{U}_n$ определяем:

$$\bar{U}_n = \frac{\sum_{i=1}^n U_{ni}}{n}, \quad (3.12)$$

где $\sum_{i=1}^n U_{ni}$ – сумма значений измеряемого параметра при n выполненных экспериментах;

n – количество выполненных экспериментов.

Дисперсия значений измеренных параметров S^2 :

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{U}_n - U_{ni}}{n - 1}, \quad (3.13)$$

Среднее квадратическое отклонение σ :

$$\sigma = \frac{t(\gamma, n - 1) \cdot S}{\sqrt{n}}, \quad (3.14)$$

где γ – доверительная вероятность;

t – коэффициент, определяемый по таблице, при $\gamma = 0,95$ и количестве выполненных экспериментов $n \leq 4$) [135, 136, 137, 138, 139, 140].

Принимая данную методику проверки статистических гипотез, определяем число необходимого количества воспроизведения в следующем порядке.

1. Провести последовательно n раз испытаний;

2. Используя формулы (3.11 – 3.14) определить статистические параметры $\Delta_3, \bar{U}_n, S^2, \sigma$;
3. Проверить условие $\Delta_3 \geq \sigma$;
4. При выполнении условия $\Delta_3 \geq \sigma$ закончить проведение испытаний;
5. При невыполнении условия $\Delta_3 \geq \sigma$ провести повторное испытания.

3.8. Методика оценки адекватности математической модели

На основании одной из поставленной задачи в данной научно-исследовательской работе, разработанную математическую модель необходимо оценить на адекватность. Достоверность аналитического исследования будет выполняться только при корреляции параметров, полученных в ходе расчётов, и данными, полученными в ходе экспериментального исследования. Оценку адекватности разработанной математической модели выполним при помощи регрессионного анализа данных, полученных на математической модели и экспериментов. [136, 137, 138, 139, 140, 141, 142].

Необходимо найти отклонение от линии регрессии E :

$$E = \sqrt{\frac{\sum (y_{im} - y_{ie})^2}{n - 2}}, \quad (3.15)$$

где y_{im} – данные, полученные при помощи математической модели;

y_{ie} – экспериментальные данные;

n – степень свободы.

На основании проведенных расчётов, для математической модели находится значение t-критерия.

Критерий значимости коэффициента корреляции:

$$t = \frac{r \cdot \sqrt{n - 2}}{\sqrt{1 - r^2}}, \quad (3.16)$$

где r – коэффициент корреляции.

Далее сравнивается с критическим табличным значением. Величина рассчитанного t -критерия, если минимум в три раза больше табличного значения, то математическую модель признают адекватной.

Коэффициент корреляции используется для определения взаимосвязи между двумя свойствами. Уравнение для коэффициента корреляции имеет следующий вид:

$$r_{(xy)} = \frac{cov_{(xy)}}{(S_x \cdot S_y)}, \quad (3.17)$$

Параметры, применяемые в математической модели, соответствуют реальным параметрам оборудования и системы поддрессирования автомобиля, использовавшихся в ходе экспериментальных исследований [137, 138, 140, 141, 142].

Оценка адекватности модели также выполняется на основе F -критерий Фишера. Математическая модель будет считаться адекватной при соблюдении следующего условия:

$$F_p > F_{\%, f_1, f_2}^{kp}, \quad (3.18)$$

Необходимо определить значение F -критерия Фишера:

$$F_p = \frac{\sum (y_i^r - \bar{y}^r)^2}{m} - \frac{n - m - 1}{\sum (y_i - y_i^r)^2}, \quad (3.19)$$

где y_i^r – j -ое расчётное значение в модели;

$\bar{y}^r$ – среднее значение;

y_i – j -ое значение параметра в эксперименте;

n – число точек экспериментальных характеристик;

Среднее значение определяется:

$$\bar{y} = \frac{1}{n_3} \sum_{i=1}^{n_3} y_i, \quad (3.20)$$

Для сравнения F -критерия Фишера с табличными определяется количество степеней свободы

$$\begin{cases} f_1 = n_3 - 1 \\ f_2 = n - m \end{cases} \quad (3.21)$$

В итоге, для признания модели адекватной необходимо выполнить условие (3.18).

Задаваясь 5%-м уровнем значимости, определяются табличные значения F (рис. 3.27) и сравниваются с результатами расчёта [137, 138, 140, 141, 142].

$k_1 \backslash k_2$	1	2	3	4	5	6	8	12	24	∞
1	161,45	199,50	215,72	224,57	230,17	233,97	238,89	243,91	249,04	234,52
2	18,51	19,00	19,16	19,25	19,30	19,33	19,37	19,41	19,45	19,50
3	10,13	9,55	9,28	9,12	9,01	8,94	8,84	8,74	8,64	8,53
4	7,71	6,94	6,59	6,39	6,26	6,16	6,04	5,91	5,77	5,63
5	6,61	5,79	5,41	5,19	5,05	4,95	4,82	4,68	4,53	4,36
6	5,99	5,14	4,76	4,53	4,39	4,28	4,15	4,00	3,84	3,67
7	5,59	4,74	4,35	4,12	3,97	3,87	3,73	3,57	3,41	3,23
8	5,32	4,46	4,07	3,84	3,69	3,58	3,44	3,28	3,12	2,93
9	5,12	4,26	3,86	3,63	3,48	3,37	3,23	3,07	2,90	2,71
10	4,96	4,10	3,71	3,48	3,33	3,22	3,07	2,91	2,74	2,54
11	4,84	3,98	3,59	3,36	3,20	3,09	2,95	2,79	2,61	2,40
12	4,75	3,88	3,49	3,26	3,11	3,00	2,85	2,69	2,50	2,30
13	4,67	3,80	3,41	3,18	3,02	2,92	2,77	2,60	2,42	2,21
14	4,60	3,74	3,34	3,11	2,96	2,85	2,70	2,53	2,35	2,13
15	4,54	3,68	3,29	3,06	2,90	2,79	2,64	2,48	2,29	2,07
16	4,49	3,63	3,24	3,01	2,85	2,74	2,59	2,42	2,24	2,01
17	4,45	3,59	3,20	2,96	2,81	2,70	2,55	2,38	2,19	1,96
18	4,41	3,55	3,16	2,93	2,77	2,66	2,51	2,34	2,15	1,92
19	4,38	3,52	3,13	2,90	2,74	2,63	2,48	2,31	2,11	1,88
20	4,35	3,49	3,10	2,87	2,71	2,60	2,45	2,28	2,08	1,84

Рис. 3.27. Значения F -критерия при уровне $\alpha=0,05$.

3.9. Выводы по третьей главе

На основе вышеприведенного в данной главе диссертации можно представить следующие выводы:

1. Разработанные оборудование и методика позволяют: выполнять экспериментальное исследование процесса изменения силовой реакции сайлентблоков, в виде поворота рычага подвески на заданные углы от его начального нейтрального положения и его влияние на характеристики подвески автомобиля. Устанавливать функциональные зависимости, характеризующие процесс работы сайлентблоков при действии на них знакопеременной угловой деформации, с учетом изменения параметров функциональных свойств;

2. Выполнять оценку погрешностей измерительной системы экспериментального оборудования и устанавливать функциональные связи между выходными сигналами, в виде напряжения, и измеряемыми физическими величинами можно с применением разработанной методикой тарирования систем измерения;

3. Предложены и использованы:

- методика планирования эксперимента, для определения необходимого количества воспроизведения эксперимента;
- методика обработки экспериментальных данных, для лучшего восприятия фильтрации возможных шумов;
- методика оценки адекватности математической модели, для корректного описания полученных экспериментальных результатов и дальнейшего применения для аналитических исследований, поставленных в данной научно-исследовательской работе.

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе данной диссертации представлены результаты исследований процесса изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на заданные углы от его начального положения, а также его влияние на характеристики подвески автомобиля.

На основании сравнительного анализа результатов аналитических и экспериментальных исследований выполнена оценка адекватности математической модели.

Показаны полученные результаты выполненного эксперимента, и экспериментов, направленных на определение параметров динамической системы *«Подпрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподпрессоренная масса - Шина - Вибростенд»* [10].

Представлены выявленные функциональные зависимости параметров исследуемого процесса, которые легли в основу разрабатываемой методики контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля.

В главе представлены методики, позволяющие осуществлять контроль функциональных свойств сайлентблоков подвески АТС в условиях производства (а также входной контроль), в процессе ремонта подвески, а также с применением вибростендов, обеспечивающих тестовые воздействия по методу *«EuSAMA»*,

4.1. Результаты экспериментального исследования процесса изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде

Экспериментальное исследование процесса изменения силовой реакции сайлентблоков были выполнены в соответствии с теоретическими предпосылками, изложенными во второй главе диссертации, а также по методикам, изложенным в третьей главе данной диссертации.

Первоначально, были проведены экспериментальные исследования для получения силовой характеристики сайлентблока подвески. Разработанная математическая модель динамической системы «*Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд*» [10]. зависит от изменения рабочих характеристик сайлентблоков подвески. Далее, для оценки адекватности математической модели необходимо провести эксперимент при вариации функциональных свойств сайлентблока, которое характеризуется величиной показателя $K_{од}$.

Экспериментальные исследования проводились с целью определения функциональных зависимостей момента, создаваемого сайлентблоком при тестовых воздействиях в виде гармонических колебаний рычага подвески на заданные углы относительно его начального положения и их функциональных свойств, которое оценивает показатель $K_{од}$.

Для этого использовались сайлентблоки подвески передней подвески на двойных поперечных рычагах OEM 2101-2904043 транспортного средства категории M1 ВАЗ 2107. Сайлентблоки имели функциональные свойства (для удобства пронумерованы образцы как): №1 – новый (рис 4.1, 4.2) и ранее находившиеся в составе автомобиля с разной степенью работоспособности №2, 3, 4 (рис. 4.3).



Рис. 4.1. Сайлентблок OEM 2101-2904043 в составе рычага подвески установленный на стенд.



Рис. 4.2. Внешний вид сайлентблока OEM 2101-2904043 (новый).



Рис. 4.3. Внешний вид сайлентблоков OEM 2101-2904043 с измененными функциональными свойствами.

При выполнении экспериментальных исследований необходимо выполнить подготовку стенда и измерительного оборудования, а также испытуемых сайлентблоков.

В процессе выполнения исследования характеристик сайлентблоков на стенде получены осциллограммы. Осциллограммы представляют собой сигналы, где сайлентблок выполняет полные рабочие циклы при знакопеременных тестовых воздействиях в виде поворота рычага подвески на заданные углы относительно его начального положения. Для наглядности, на рисунке 4.4 представлены выходные сигналы, полученные при проведении экспериментов, характеристики сайлентблока подвески. Представленный сигнал относится к новому, полностью работоспособному сайлентблоку.

Подобным образом получены графики рабочих характеристик остальных испытуемых сайлентблоков.

Полученный массив данных сигналов с измерительных систем в виде напряжений экспортируются в программную среду Microsoft Excel. Используя уравнения (3.6) и (3.7), полученные сигналы конвертированы в реальные физические величины. Используя конвертированные данные, получены функциональные зависимости от величины деформации (закручивания) и развиваемого момента сайлентблоком, при их конкретных функциональных свойствах. Графики рабочих характеристик сайлентблоков представлены на рисунке 4.5.

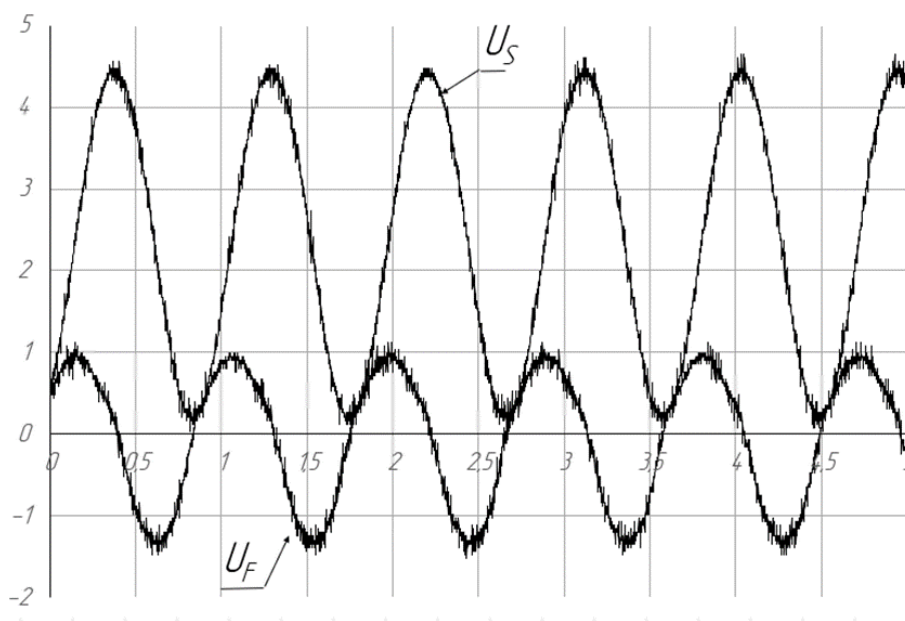


Рис. 4.4. Сигналы рабочего процесса нового сайлентблока при знакопеременных тестовых воздействиях.

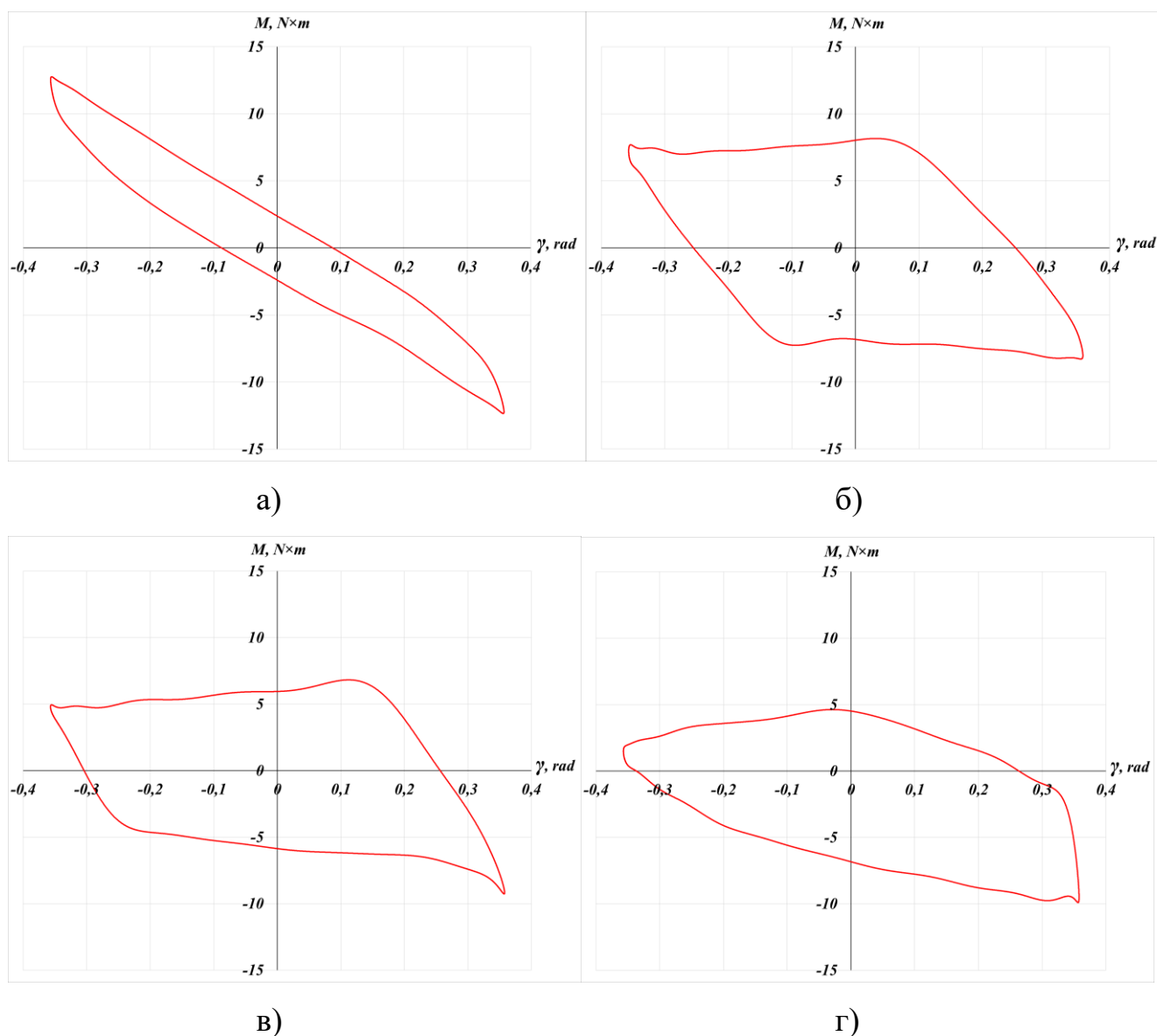


Рис. 4.5. Рабочие характеристики сайлентблоков: а) №1; б) №2, в) №3; г) №4.

Исходя из графиков можно сделать вывод, что сайлентблоки № 2, 3, 4 имеют качественный отличный характер от нового работоспособного сайлентблока. Важно, что сайлентблоки, которые ранее находившиеся в составе автомобиля (или неисправные), обладают меньшей демпфирующей способностью, нежели новый, и могут оказывать влияние на функциональные свойства амортизаторов.

Результаты испытаний новых и неисправных сайлентблоков представлены в таблицах 4.1 и 4.2. Результаты представляют собой максимальное значение момента $M_{кр}$, выраженная по модулю.

Таблица 4.1 – Результаты экспериментальных исследований силовых характеристик $M_{кр}$ новых сайлентблоков в зависимости от угла поворота рычага подвески на стенде γ

№	$\gamma_{\max}$, рад	$ M _{\max}$, Н·м
1	20	25,8
2	20	25,8
3	20	25,13
4	20	30,64
5	20	24,93
6	20	28,82
7	20	28,2
8	20	30,97
9	20	26,97
10	20	27,13
11	20	28,8
12	20	24,81
13	20	24,91
14	20	23,96
15	20	25,09

Таблица 4.2 – Результаты экспериментальных исследований силовых характеристик $M_{кр}$ неисправных сайлентблоков в зависимости от угла поворота рычага подвески на стенде γ

№	$\gamma_{\max}$, рад	$ M _{\max}$, Н·м
1	20	12,6
2	20	13,9
3	20	12,97
4	20	13,19
5	20	13,54
6	20	13,93
7	20	11,9
8	20	12,87
9	20	11,71
10	20	11,93
11	20	8,3
12	20	7,53
13	20	15,73
14	20	9,02
15	20	5,15

Также по полученным экспериментальным данным можно провести статистический анализ. На рисунке 4.6 (а, б) представлены гистограммы, построенные в одной системе координат на основе вы полученных данных.

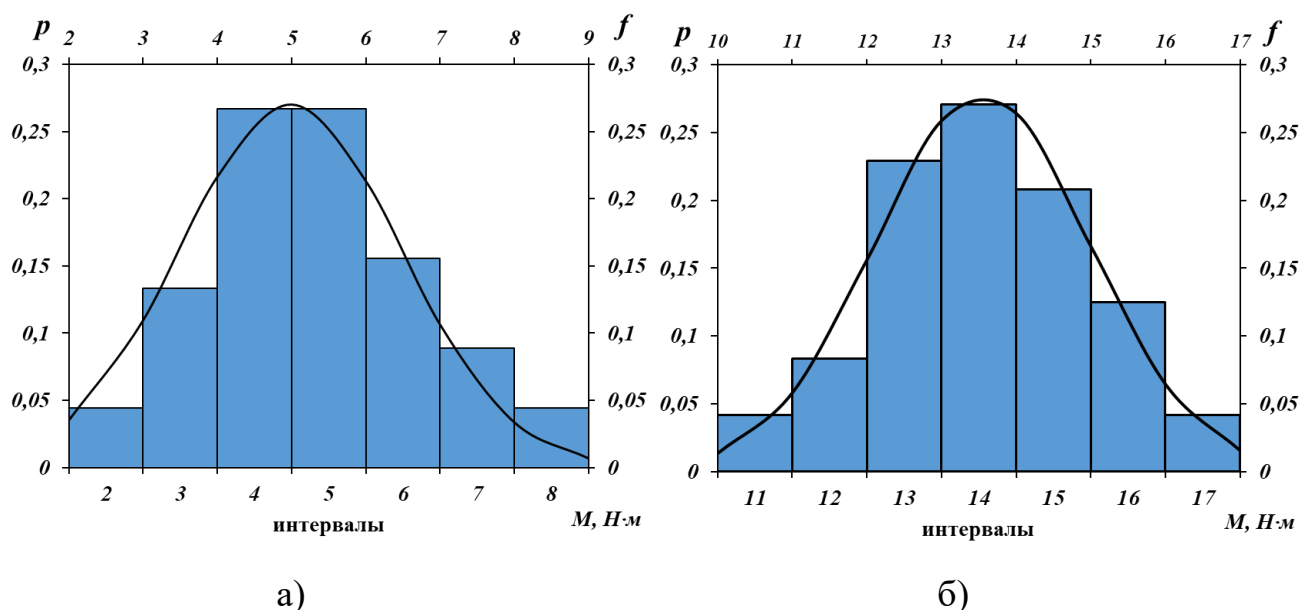


Рис. 4.7. Гистограмма и кривая распределения крутящего момента сайлентблоков подвески: а) – неисправные сайлентблоки; б) – новые сайлентблоки.

Проанализировав полученные данные, определено, что в стационарном режиме, среднее значение силового параметра (крутящего момента $M_{кр.ср.}$) нового сайлентблока $M_{кр.ср. \text{ новый}} = 26,87 \text{ Н·м}$, а при неисправном состоянии $M_{кр.ср. \text{ неисправ.}} = 11,61 \text{ Н·м}$. При исправном состоянии сайлентблока силовой параметр почти в 2,5 раза больше, чем при неисправном его состоянии [38, 81, 151]. В итоге, полученные в процессе экспериментального исследования результаты будут использованы при аналитическом исследовании в динамической системе «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд».

4.2 Результаты аналитического исследования процесса изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде

На следующем этапе научного исследования, необходимо выполнить аналитические расчёты, с применением математической модели, которая представлена в п. 2.2.2 второй главы диссертации.

В процессе моделирования необходимо определиться с исходными данными (начальные значения и постоянные величины), листинг которого представлен в приложении 3 [117]. За основу так же взят сайлентблок с оригинальным номером OEM 2101-2904043.

Моделирование выполнялось в программной среде SCILAB 5.5.2 64Bit. Расчёт выполнялся численным методом интегрирования Эйлера с шагом $dt = 0.001$ с. При аналитическом исследовании были получены зависимости изменения силовой реакции сайлентблока, проводились расчёты от изменения его параметра функциональных свойств. Результаты выполненного аналитического исследования сайлентблоков OEM 2101-2904043 в виде графиков представлены на рисунке 4.7.

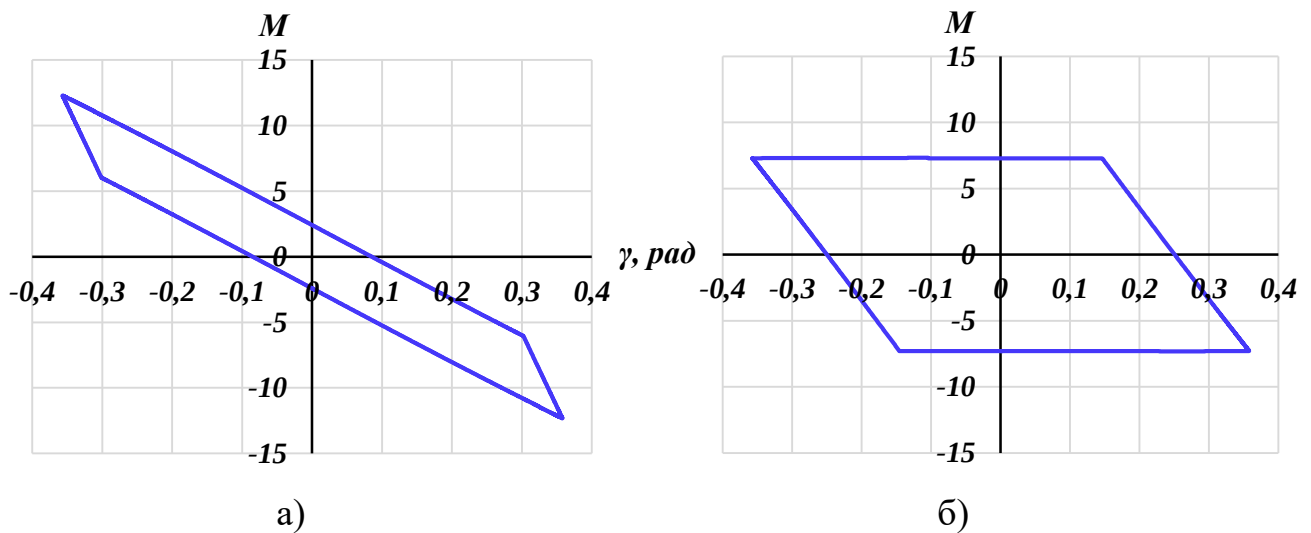


Рис. 4.7. Зависимость крутящего момента M угла поворота рычага подвески γ , полученная расчётным методом: а) – новый сайлентблок: б) – неисправный сайлентблок.

Математическая модель построена таким образом, что по ней могут быть рассчитаны параметры большинства цилиндрических сайлентблоков рычагов подвески на двойных поперечных рычагах легковых автомобилей категории М1 [8, 9, 10, 117, 177]

Сравнительный анализ экспериментальных (рис. 4.5) и расчётных (рис. 4.7) результатов исследований показывает достаточно высокую сходимость, как

количественную, так и качественную. Для силового параметра $M_{кр}$ сайлентблока далее будет выполнена оценка адекватности математической модели.

4.3. Результаты экспериментального исследования влияния характеристик сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески

По представленной методике в третьей главе данной диссертации, также проведены экспериментальные исследования влияния функциональных свойств сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески. Экспериментальные работы проводились с легковым автомобилем категории М1 ВАЗ 2107, конструкция передней подвески выполнена на двух поперечных рычагах с сайлентблоками OEM 2101-2904043. На испытуемой оси установлены колеса с размерностью шин 175/70 R13 Cordiant с давлением в 0,2 МПа, амортизаторы фирмы Garda. В процессе проведения исследования подвеска автомобиля имеет исправную подвеску. В качестве экспериментального оборудования использовался стенд, реализующий виброрежим по методу «*EuSAMA*». Стенд имеет диапазон изменения частоты колебаний опорной платформы ν от 0 до 17 Гц. Внешний стенда и процесса проведения эксперимента показано на рисунке 4.8.



Рис. 4.8. Общий вид автомобиля ВАЗ 2107 на вибростенде по методу «*EuSAMA*».

В ходе проведения данных исследований впервые экспериментально получены зависимости амплитуды и частоты колебаний подвески автомобиля от функциональных свойств сайлентблоков. В итоге можно косвенно сказать о влиянии сайлентблоков на сцепные свойства шин с опорной поверхностью.

Экспериментальные исследования проводились в два этапа, с работающими и с отключенными из работы сайлентблоками.

В результате проведенного исследования получены следующие характеристики, которые представлены в виде сравнительных графиков наложенных друг на друга (рис. 4.9). Это сделано с тем, чтобы показать наглядно отличие влияния сайлентблоков.

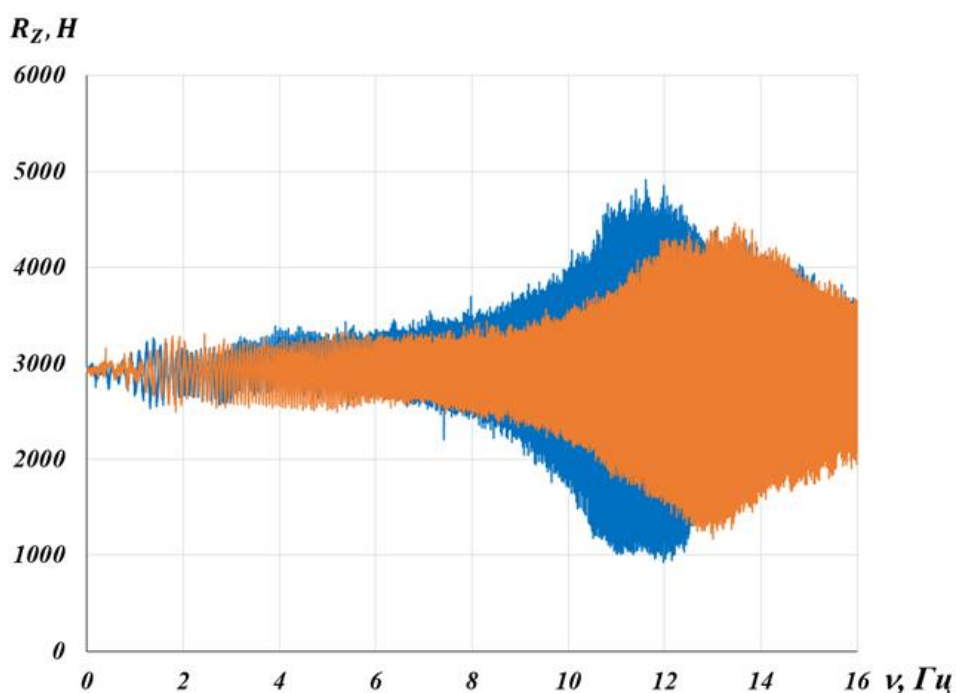


Рис. 4.9. Экспериментальные АЧХ передней подвески ВАЗ 2107:

- с включенными сайлентблоками;
- с полностью отключенными сайлентблоками.

Выполненный анализ графиков АЧХ подвески, показывает, что частотная характеристика и амплитуда нормальной реакции R_z при отключенных сайлентблоках значительно изменяются. Данное изменение наиболее характерно проявляется в резонансном режиме. Результаты исследований можно представить в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты экспериментальных исследований АЧХ подвески

Параметры	С включенными сайлентблоками	С выключенными сайлентблоками
$R_{Z\ MAX}, [H]$	4456,01	4912,47
$R_{Z\ MIN}, [H]$	1171,07	934,44
Резонансная частота ν , [Гц]	12,4	13,4

На основании выполненного анализа результатов, установлено, что с изменением параметров функциональных свойств сайлентблоков угловая жесткость снижается от 5% до 80%. При этом амплитуда колебаний неподрессоренных масс автомобиля увеличивается до 25%, а резонансная частота этих колебаний снижается на 7,5%, с 13,4 до 12,4 Гц.

4.4. Результаты аналитического исследования влияния характеристик сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески

В аналитическом исследовании, с использованием разработанной математической модели «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина – Вибростенд», представленной в п. 2.3 диссертации, выполняются расчёты процесса изменения величины амплитуды и частоты колебаний неподрессоренных масс при изменении параметра функциональных свойств сайлентблоков подвески, с использованием вибростенда по методу «EuSAMA».

В расчётной части рассматривается автомобиль ВАЗ 2107 с ее конструктивными особенностями. Для описания используется модель четверти автомобиля, которая включает неподрессоренную и поддрессоренную массы, связующие элементы, а именно, демпфирующий и упругий элемент, направляющие устройства и сайлентблоки, эластичная шина. И конструктивные особенности стенда реализующий виброрежим по методу «EuSAMA»: смещение эксцентрика $A=0,003$ м, радиус эксцентрика $r_{eccentric} = 0,1$ м. Шаг

интегрирования $dt = 0,001$ с. Листинг математической модели, выполненной в программной среде SCILAB 5.5.2 64Bit представлен в приложении 4 [116].

В первую очередь была рассчитана работа используемого вибростенда. Стенда представлен в виде работы эксцентрика стенда, которая обеспечивает перемещение опорных платформ (рис. 4.10). И соответственно, скорости и ускорения перемещения платформы. (рис. 4.11а, рис. 4.11б).

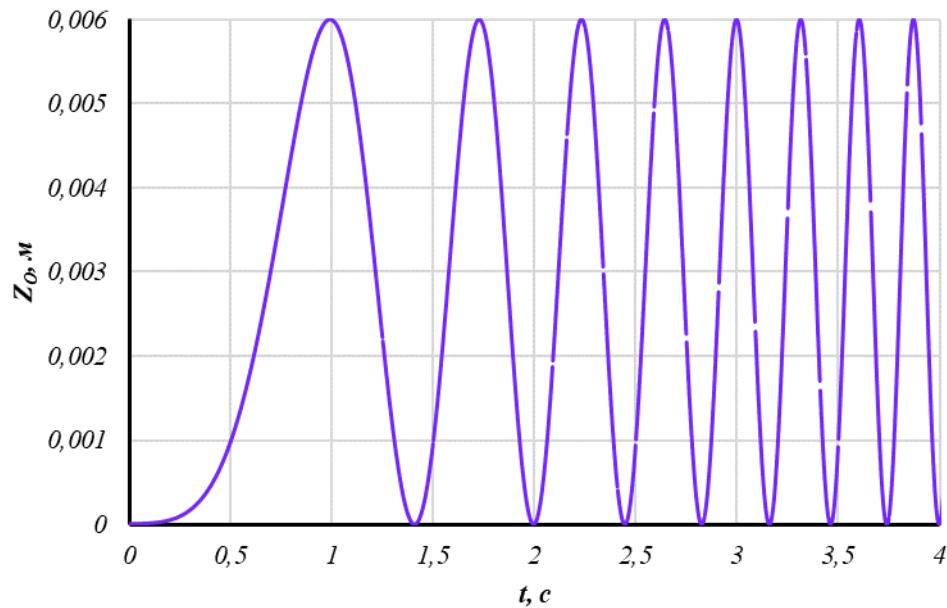
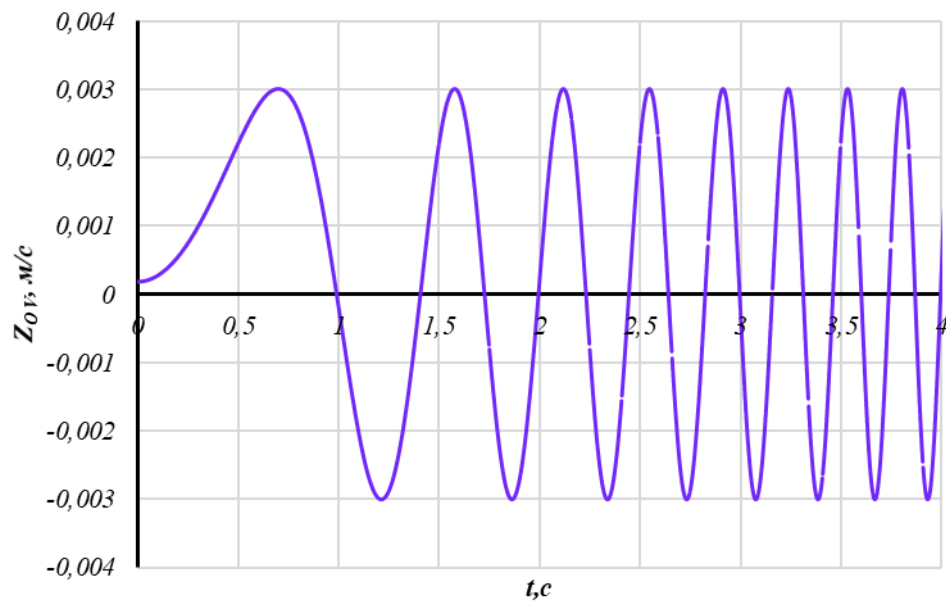
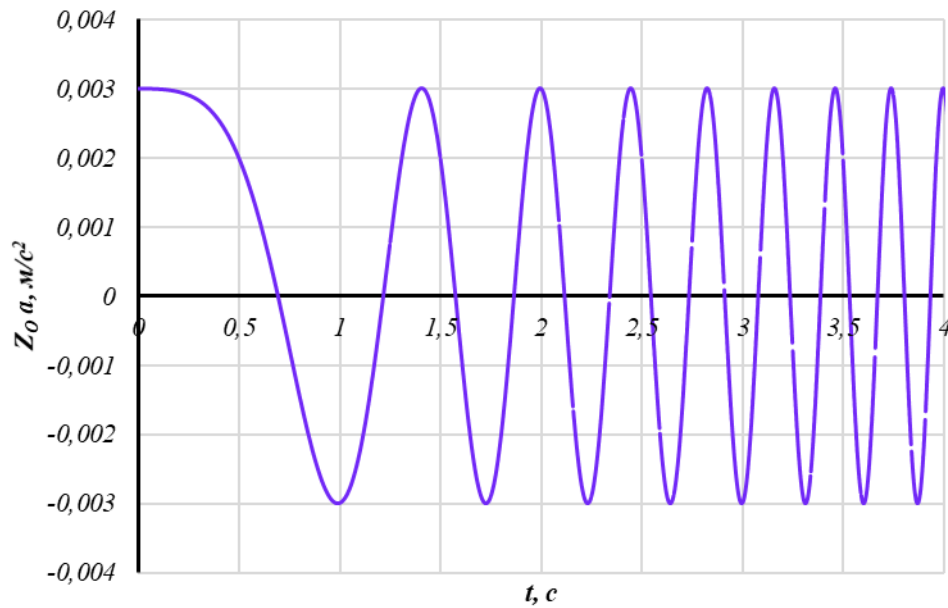


Рис. 4.10. График перемещения опорной платформы стенда



а)



б)

Рис. 4.11. Характеризующие графики стенда: а) – скорости перемещения; б) – ускорения перемещения.

Следующим действием, уже выполняются расчёты колебательных процессов поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля. Расчёты выполняются также дважды, т.е. с включенными сайлентблоками и отключенными из работы подвески сайлентблоками.

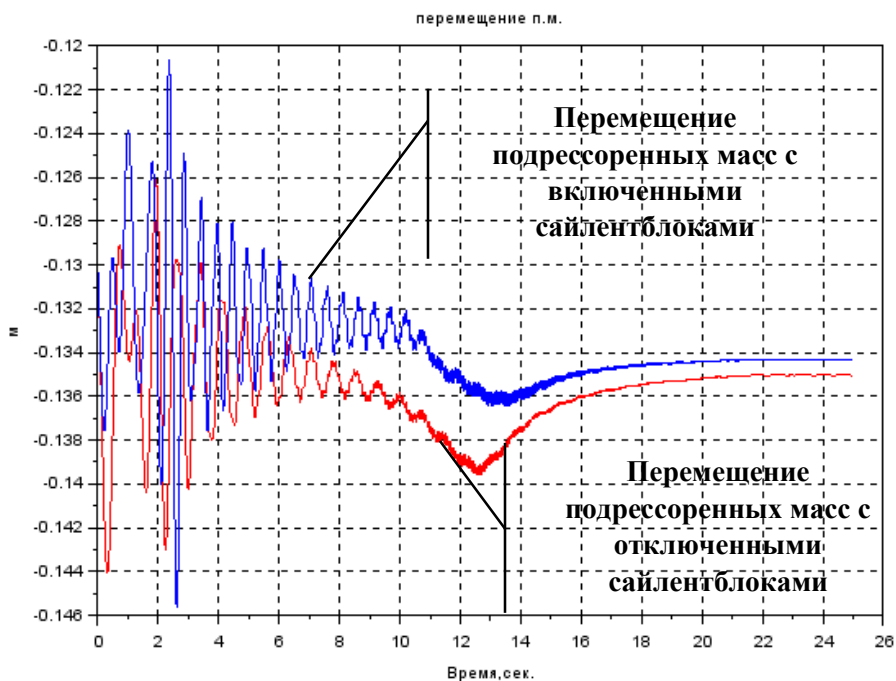


Рис. 4.12. Графики, характеризующие перемещение поддресоренной массы.

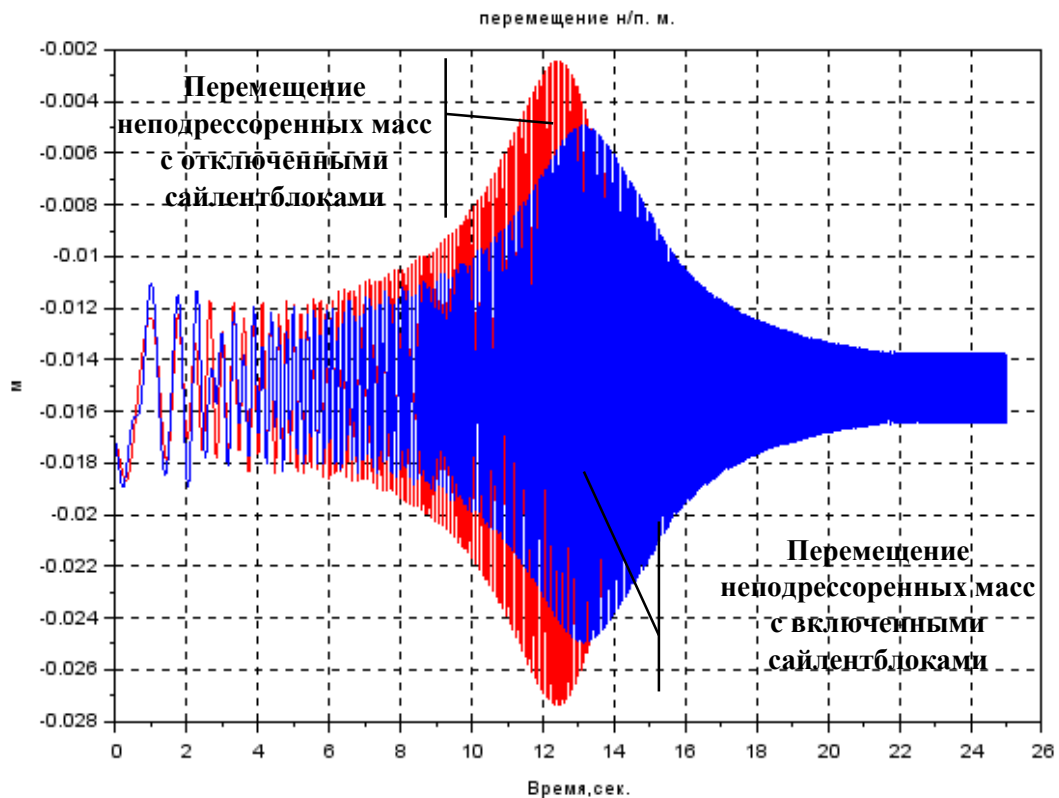


Рис. 4.13. Графики, характеризующие перемещение недрессоренной массы.

Для более наглядного сравнения, расчётные результаты представлены в виде графиков, наложенных друг на друга, в одной системе координат, непосредственно в самом диалоговом графическом окне программы SCILAB 5.5.2 64Bit (рис. 4.12, рис. 4.13).

Анализ результатов показывает, что амплитуда колебаний поддрессоренных и недрессоренных масс, также во многом зависят от качества работы сайлентблоков. Можно отметить, что сайлентблок является элементом обладающим демпфирующим свойством и влияет на работу подвески. Для подтверждения этого рассмотрена амплитудно-частотная характеристика подвески.

Основываясь на полученные экспериментально-аналитическим путем параметры (C_1 , C_2 , $F_{f\text{ MAX}}$) сайлентблоков, аналитически выполнены расчёты амплитудно-частотной характеристики подвески в виброрежиме на стенде по методу «EuSAMA».

За показатель амплитуды взят параметр нагрузки на опорную платформу стенда – нормальная реакция R_Z . Результаты АЧХ подвески испытуемого автомобиля при исправных, полностью отключенных и с измененными параметрами сайлентблока сведены в таблицу 4.4 с указанием максимальных и минимальных значений R_Z на резонансной частоте. На рисунке 4.14 для наглядного сравнения, в виде графиков представлены расчётные результаты, наложенных друг на друга, в одной системе координат, непосредственно в самом диалоговом графическом окне программы SCILAB 5.5.2 64Bit, АЧХ при включенных в работу сайлентблоках подвески, при уровне остаточного демпфирования $K_{OD}=0.5$, и при выключенных из работы сайлентблоков.

Таблица 4.4 – Результаты аналитических исследований АЧХ подвески

Коэффициент остаточного демпфирования	Параметры сайлентблока	$R_{Z\ MAX}$, [Н]	$R_{Z\ MIN}$, [Н]	Резонансная частота, [Гц]
1,00	$C_1=404$ Н/м $C_2=1290$ Н/м $F_{f\ MAX}=9$ Н	4297,03	1110,54	13,4
0,8	$C_1=327$ Н/м $C_2=1051$ Н/м $F_{f\ MAX}=7,4$ Н	4308,48	1059,34	13,2
0,5	$C_1=205$ Н/м $C_2=657$ Н/м $F_{f\ MAX}=4,7$ Н	4461,72	929,37	12,9
0,2	$C_1=81$ Н/м $C_2=256$ Н/м $F_{f\ MAX}=1,6$ Н	4547,86	824,86	12,7
0	$C_1=0$ Н/м $C_2=0$ Н/м $F_{f\ MAX}=0$ Н	4651,84	727,67	12,4

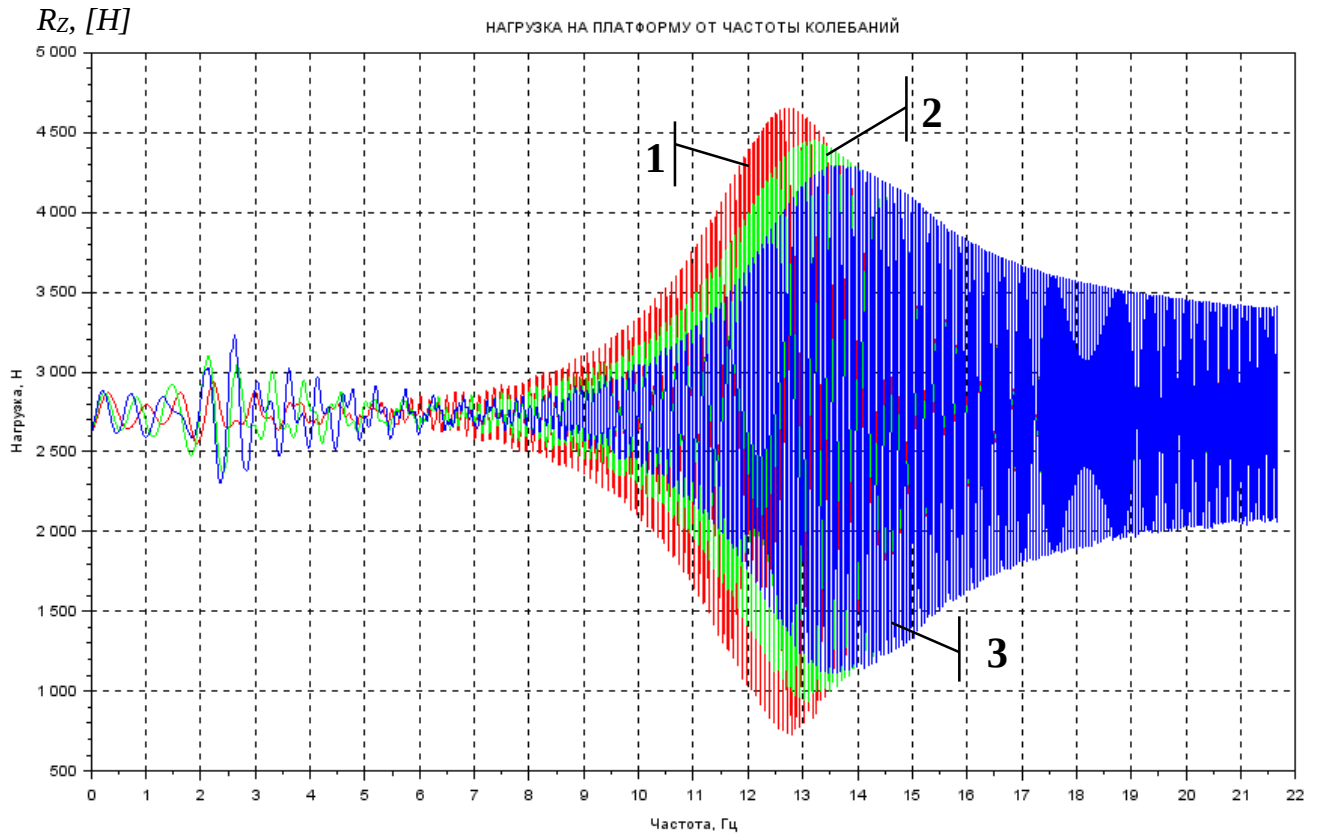


Рис. 4.14. Амплитудно-частотные характеристики подвески, полученные аналитическим путем при: 1) – полностью отключенными из работы сайлентблоками; 2) – при уровне остаточного демпфирования сайлентблоков $K_{OD}=0,5$; 3) – включенными в работу подвески автомобиля сайлентблоками.

Проведенные испытания показывают, что работа подвески автомобиля при неисправных сайлентблоках влечет увеличение амплитуды R_Z и начало резонансной частоты. Полученные функциональные зависимости представлены на рисунках 4.15 и 4.16. На основании полученных данных, можно определить процентное участие работы сайлентблоков в подвеске автомобиля, которые определяются как:

$$\Delta_{R_{Z1}} = R_{Z1max} - R_{Z1min}, \quad (4.1)$$

$$\Delta_{R_{Z2}} = R_{Z2max} - R_{Z2min}, \quad (4.2)$$

$$A_{R_Z} = \frac{\Delta_{R_{Z1}} - \Delta_{R_{Z2}}}{R_{Zстат}} \times 100\%, \quad (4.3)$$

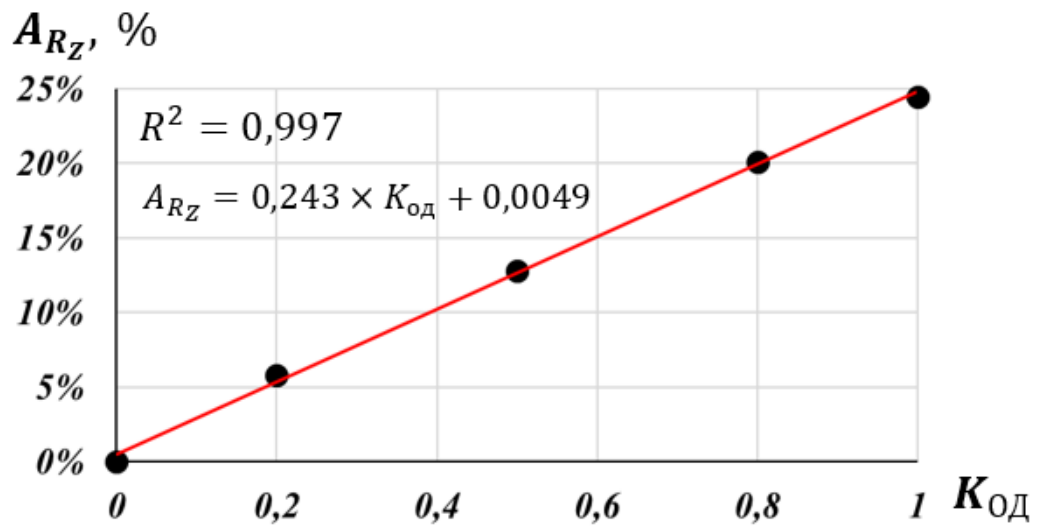


Рис. 4.15. График изменения амплитуды колебаний.

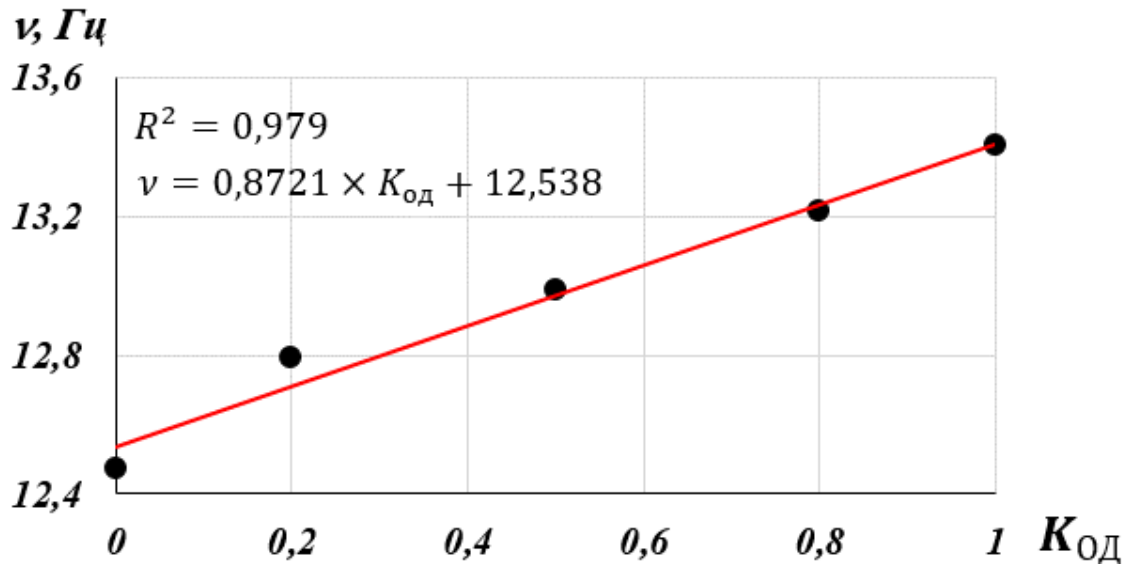


Рис. 4.16. График изменения частоты колебаний.

Проведенный анализ показывает, что участие работы сайлентблоков в подвеске автомобиля может достигать 24%, а изменение резонансной частоты подвески при изменении коэффициента остаточного демпфирования сайлентблока снижается с 13,4 до 12,4 Гц.

Это подтверждает, что сайлентблоками являются силовыми элементами и обладают демпфирующими свойствами, как и амортизатор, значительно влияющими на характеристики подвески. В процессе функционирования под

действием нагрузок, и внешних факторов сайлентблоки меняют свои свойства, так как, сайлентблоки совместно с амортизаторами обеспечивают поглощение вибрации, воспринимают знакопеременные нагрузки, демпфируют колебания поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля, возникающих при его разгоне, торможении и маневрировании. Поэтому существует необходимость в испытаниях и контроле сайлентблоков от момента их производства и в период их функционирования.

4.5. Оценка адекватности математической модели

На основании одной из поставленной задачи в данной научно-исследовательской работе, разработанную математическую модель «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд» необходимо оценить на адекватность. Достоверность аналитического исследования будет выполняться только при корреляции параметров, полученных в ходе расчётов, и данными, полученными в ходе экспериментального исследования. Оценка адекватности математической модели выполнена по методике проверки, которая подробно представлена в п. 3.8 данной диссертации.

Для выполнения оценки адекватности модели необходимы экспериментальные и расчётные данные.

4.5.1. Оценка адекватности математической модели сайлентблока при изменении силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде

Для оценки исследования процесса изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде взят параметр $M_{кр}$.

Сравнительный анализ полученных экспериментальных результатов (рис. 4.5) с расчётными (рис. 4.7) показывает достаточную хорошую сходимость, как качественную, так и количественную (рис. 4.17).

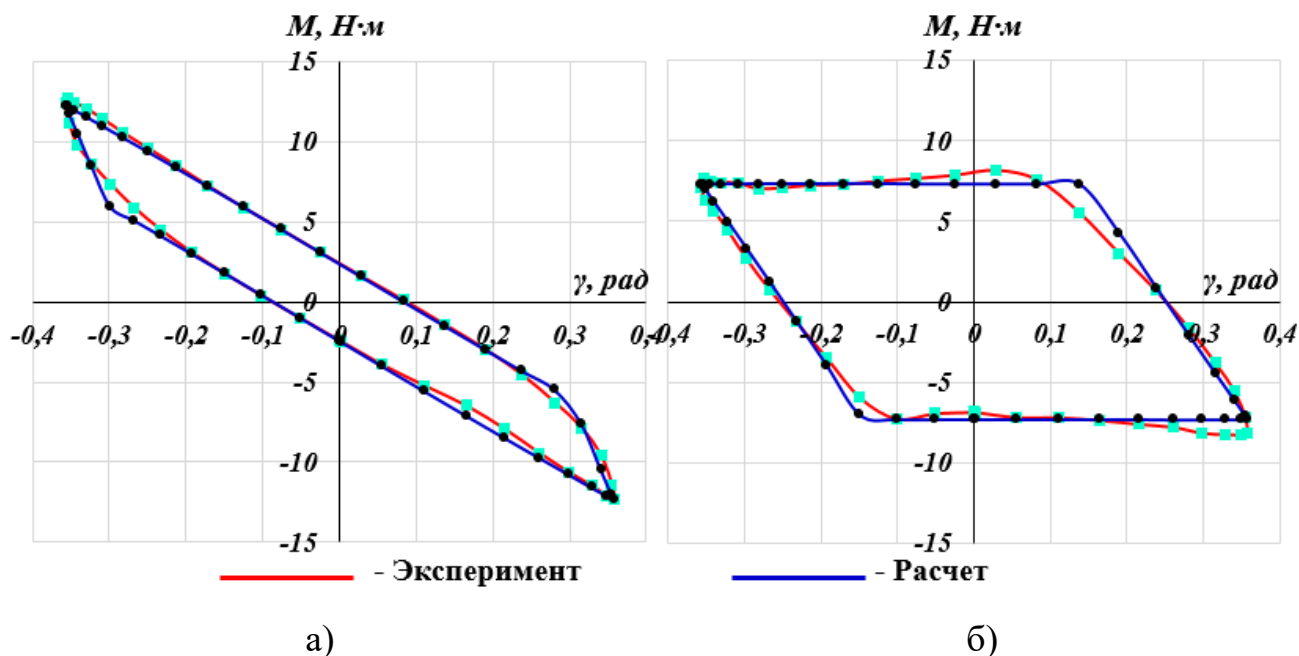


Рис. 4.17. Графики результатов экспериментальных исследований и математического моделирования силового параметра $M_{кр}$ сайлентблока: а) – новый сайлентблок; б) – неисправный сайлентблок.

Расчёт выполнялся в программной среде «Microsoft Excel», где хранится обработанный большой массив экспериментальных данных. Оценка выполнена для нового и неисправного сайлентблока подвески. Оценку адекватности разработанной математической модели выполним при помощи регрессионного анализа данных. Для этого, найдено отклонение от линии регрессии E (3.15). В результате выполненных расчётов, для разработанной математической модели определяется значение t -критерия (3.16) и сравнивается с критическим значением. График регрессии между результатами эксперимента и расчётными данными на модели для нового и неисправного сайлентблока представлен на рисунке 4.18.

Если величина рассчитанного t -критерия как минимум в три раза больше его табличного критического значения, то математическую модель считают адекватной результатам эксперимента [138, 140, 141, 142].

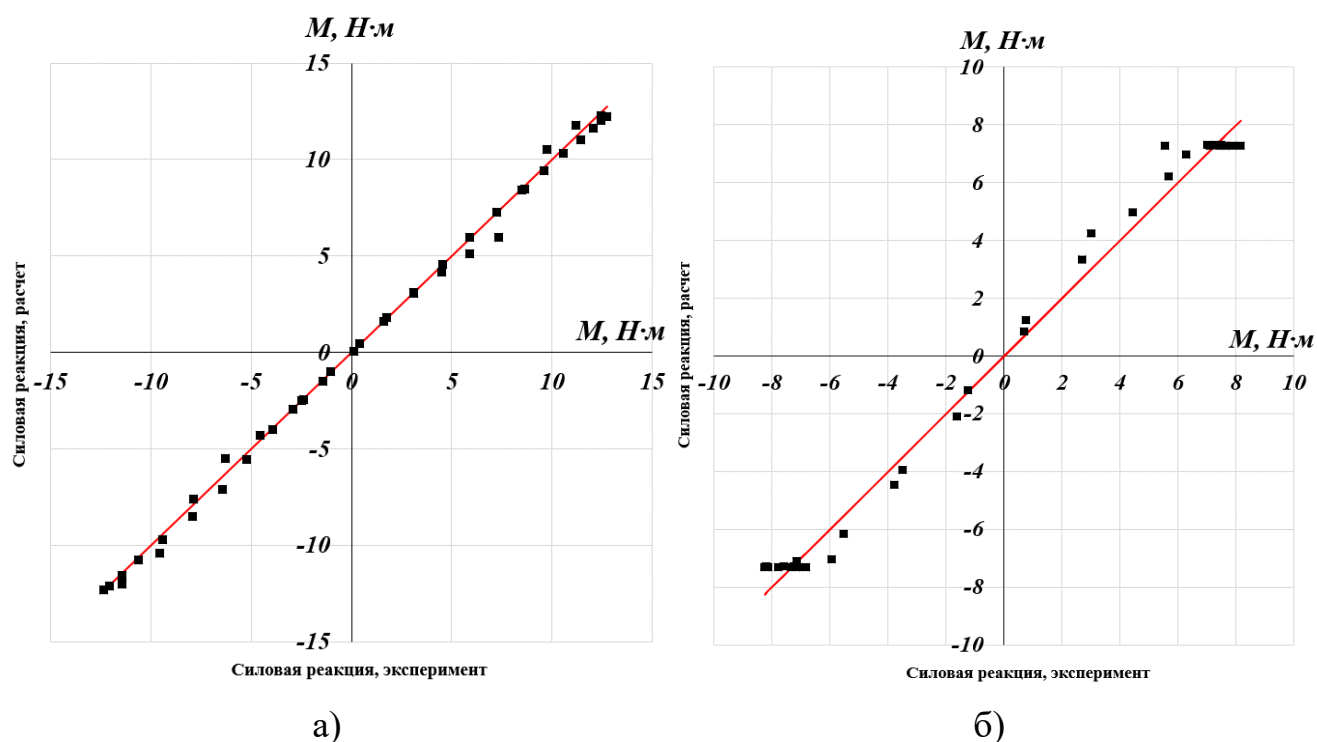


Рис. 4.18. График регрессии между результатами эксперимента и расчётными данными на модели при изменении силовой реакции сайлентблока: а) – новый сайлентблок; б) – неисправный сайлентблок.

Оценочные показатели регрессионного анализа процесса изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде в виде численных значений представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Оценочные показатели математической модели процесса изменения силовой реакции сайлентблоков $M_{кр}$

Показатель	Значение для модели	
	Новый сайлентблок	Неисправный сайлентблок
Коэффициент детерминации, R^2	0,997	0,991
Коэффициент корреляции, r	0,998	0,996
t -критерий значимости	127,58	70,99
t -критическое значение	2,02	2,02

Для параметра $M_{кр}$ также рассчитано значение F -критерия Фишера (3.19). Задаваясь 5%-м уровнем значимости, определяются табличные значения критерия Фишера (рис. 3.27) и сравниваются с результатами расчёта. Значения в таблице 4.6 дают сделать вывод, что модель адекватно описывает процесс изменения силовой реакции сайлентблоков на тестовые воздействия в виде поворота рычага подвески на стенде.

Таблица 4.6 – Показатели оценки адекватности модели по критерию Фишера

Исследуемый параметр	Показатели	
	Критерий- F Фишера расчётное	Критерий- F Фишера табличное
Новый сайлентблок $M_{кр}$	14456,53	4,08
Неисправный сайлентблок $M_{кр}$	4964,92	4,08

4.5.2. Оценка адекватности математической модели «Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд»

Аналогичным образом необходимо выполнить оценку адекватности математической модели системы «Подрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподрессоренная масса - Шина - Вибростенд».

Расчёт выполнялся в программной среде «Microsoft Excel», где хранится обработанный большой массив экспериментальных данных. Оценку адекватности математической модели также выполняется при помощи регрессионного анализа данных. Для этого, найдено отклонение от линии регрессии E (3.15). На основе выполненных расчётов, для разработанной модели определяется значение t -критерия (3.16) и сравнивается с критическим табличным значением. График регрессии между результатами эксперимента и расчётными данными на модели представлен на рисунке 4.19.

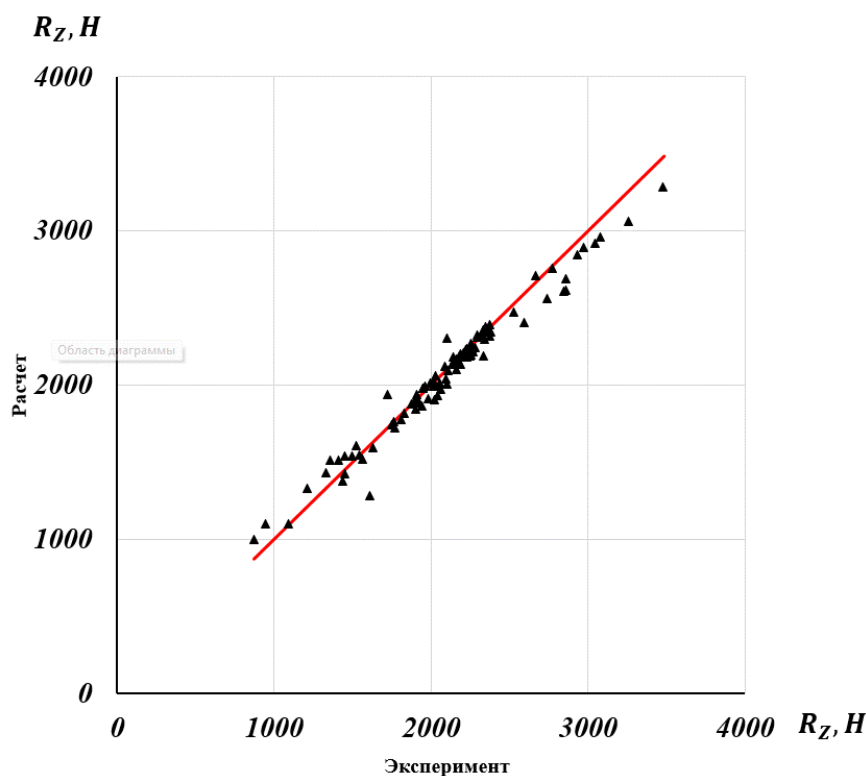


Рис. 4.19. График регрессии между результатами эксперимента и расчётными данными на модели.

Оценочные показатели регрессионного анализа процесса изменения нормальной реакции R_Z в виброрежиме на стенде по методу «EuSAMA» в виде численных значений представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Оценочные показатели математической модели процесса изменения нормальной реакции R_Z

Показатель	Значение для модели
Коэффициент детерминации, R^2	0,955
Коэффициент корреляции, r	0,977
t -критерий значимости	58,12
t -критическое значение	1,98

Для параметра R_Z также рассчитано значение F -критерия Фишера (3.19). Задаваясь 5%-м уровнем значимости, определяются табличные значения критерия Фишера (рис. 3.27) и сравниваются с результатами расчёта. Значения в таблице 4.8

дают сделать вывод, что модель адекватно описывает процесс изменения реакции R_z в виброрежиме на стенде по методу «EuSAMA».

Таблица 4.8 – Показатели оценки адекватности модели по критерию Фишера

Исследуемый параметр	Показатели	
	Критерий- F Фишера расчётное	Критерий- F Фишера табличное
Нормальная реакция R_z	2265,85	3,93

4.6. Обоснование параметра, характеризующее состояние сайлентблоков подвески автомобиля

Контроль качества работы сайлентблоков подвески необходимо выполнять с учетом безопасности автомобиля. Так, в первой главе диссертации отмечено, что подвеска автомобиля относится к системам активной безопасности автомобиля.

В качестве параметра оценки работы сайлентблока подвески автомобиля принят коэффициент остаточного демпфирования сайлентблоков $K_{од}$, который характеризует дополнительное гашение колебаний в подвеске. Это обосновано тем, что при анализе экспериментальных и расчётных данных установлено и доказано, сайлентблоки вносят достаточный вклад в работу подвески, а именно на нормальную реакцию R_z и частотную характеристику.

Имея возможность сбора данных партийных новых сайлентблоков в лабораторных условиях на разработанном стенде, собран большой массив данных, который характеризует номинальное значение силового параметра крутящего момента M_N .

В рамках научного исследования такая работа проведена с сайлентблоками OEM 2101-2904043 автомобиля ВАЗ 2107. Это позволило собрать достаточно большую базу данных и определить номинальное значение данных сайлентблоков. Распределение значения представлено на рисунке 4.7б.

На основании вышеизложенного, установлено, что количественную оценку функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля весьма

информативно дает коэффициент остаточного демпфирования сайлентблока $K_{ОД}$, величина которого определяется по формуле:

$$K_{ОД} = \frac{|M_T|}{M_N}, \quad (4.4)$$

где M_T – максимальное значение момента, предъявленного сайлентблока;

M_N – номинальное значение момента работоспособного сайлентблока.

Нужно согласиться только с одним недостатком связанный со сбором номинальных данных сайлентблоков, так как, это связано с временными издержками. Но такой сбор данных даст положительный эффект, в виде базы данных номинальных значений сайлентблоков, классифицированных по группам, по видам, по применяемости на конкретном автомобиле и т.д.

Такое решение будет позволять оперативно контролировать функциональные свойства, как в условиях производства сайлентблоков, так и в условиях входного контроля при установке заводом изготовителем на автомобиль, и выполнять контроль функциональных свойств сайлентблоков в *процессе ремонта* подвески в условиях сервисных организаций.

При определении нормативных значений коэффициента остаточного демпфирования сайлентблока $K_{ОД}$ необходимо учесть, как отмечено выше, что подвеска автомобиля относится к системам, влияющим на активную безопасность автомобиля. Поэтому она должна соответствовать *допустимому уровню безотказности*. Допустимая вероятность безотказной работы для систем, обеспечивающих безопасность автомобиля $R_d=0,9-0,98$ [77, 78, 79]. Согласно соответствующему диапазону вероятности безотказной работы имеем предельные и допустимые значения норматива $K_{ОД}$:

где $K_{ОД(П)}=0,69$ – предельное значение;

$K_{ОД(Д)}=0,8$ – допустимое значение.

Параметр $K_{ОД}$ эффективен для случая с использованием вибростенда, обеспечивающего режим испытаний подвески по методу «*EuSAMA*». В результате выполненных расчётных и экспериментальных работ установлено влияние функциональных свойств сайлентблоков на амплитуду колебаний A_{Rz} и резонансную частоту ν .

Согласно полученным зависимостям амплитуды колебаний A_{Rz} и резонансной частоты ν от функциональных свойств сайлентблоков, можно представить в виде графика на рисунке 4.21.

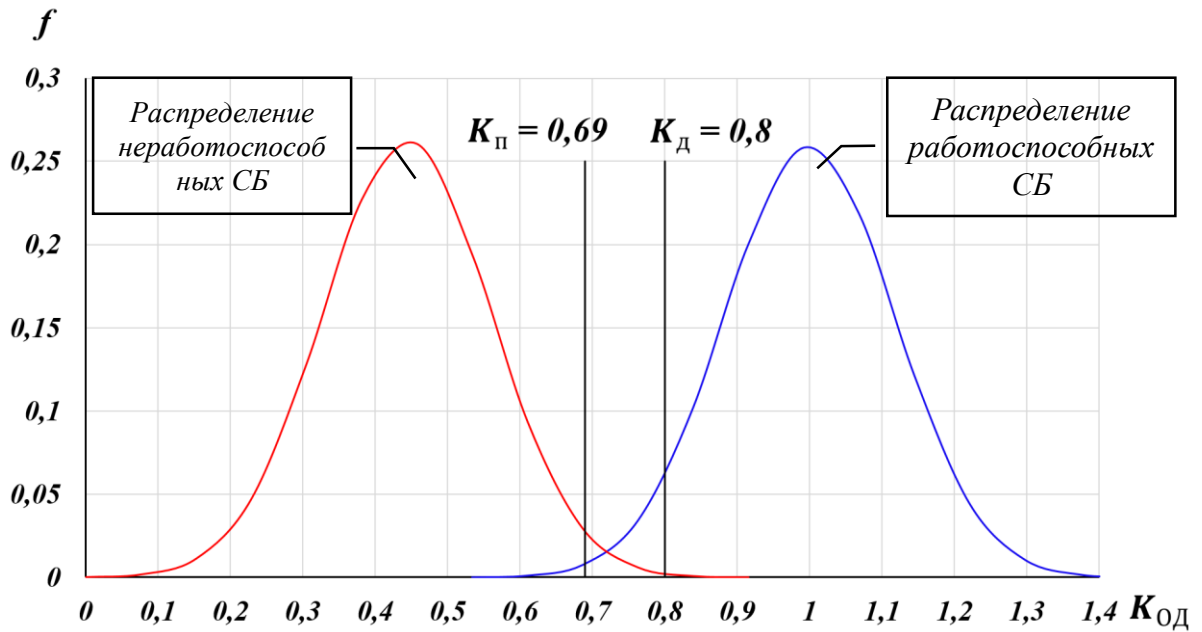


Рис. 4.20. Показатели предельного и допустимого значения норматива $K_{ОД}$.

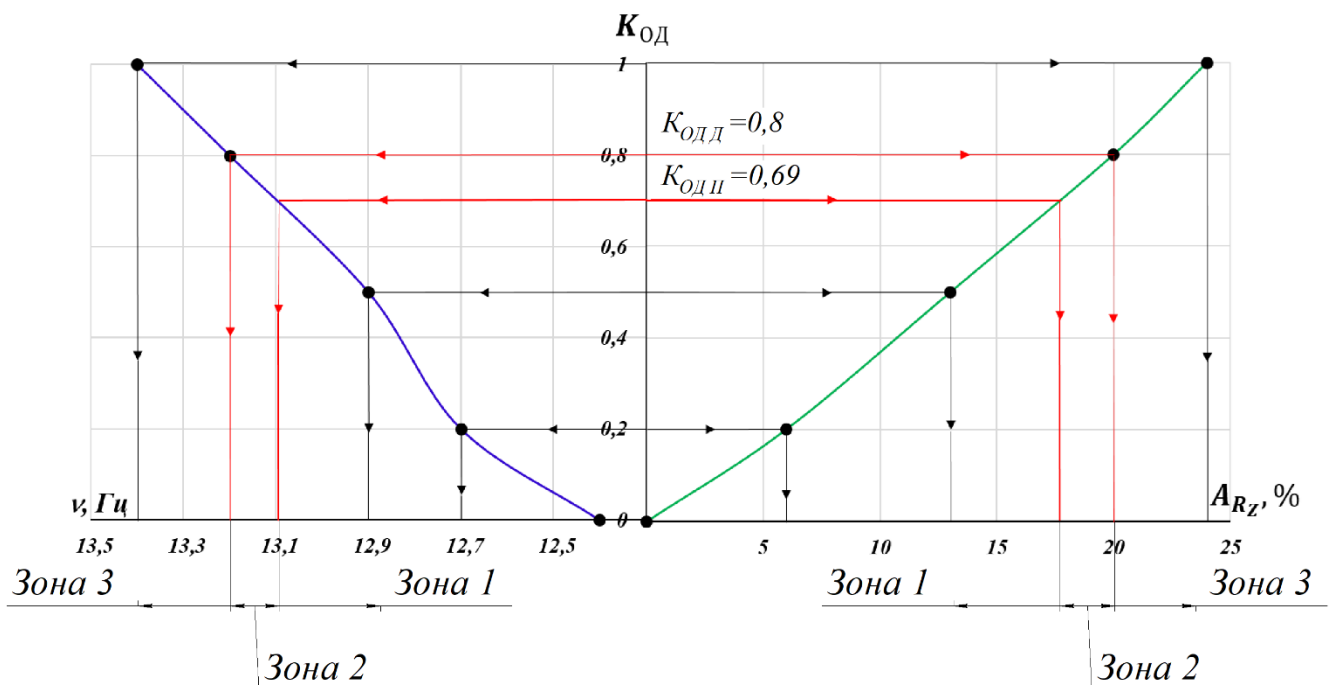


Рис. 4.21. Графики зависимости амплитуды колебаний A_{Rz} и резонансной частоты ν от функциональных свойств сайлентблоков.

По имеющимся нормативным значениям оценивающих качество сайлентблоков установлены три критериальные зоны:

- при $K_{ОД} < 0,69$ значения A_{Rz} и ν сайлентблоков соответствуют предельно низким их функциональным свойствам (зона 1) и признаются как **«Некачественные»**;

- при $0,69 \leq K_{ОД} \leq 0,8$ значения A_{Rz} и ν сайлентблоков соответствуют их допустимым функциональным свойствам (зона 2) и признаются как **«Среднего качества»**;

- при $K_{ОД} > 0,8$ значения A_{Rz} и ν сайлентблоков соответствуют высоким их функциональным свойствам (зона 3) и они признаются как **«Высокого качества»** и способны вместе с амортизатором обеспечивать активную безопасность автомобиля [6].

Выполнив аппроксимацию полученных зависимостей получены уравнения $K_{ОД} = f(A_{Rz})$ и $K_{ОД} = f(\nu)$:

$$K_{ОД} = 0,0418 \cdot A_{Rz} - 0,0272, \quad (4.5)$$

Достоверность аппроксимации $R^2 = 0,996$.

$$K_{ОД} = 1,035 \cdot \nu - 12,873, \quad (4.6)$$

Достоверность аппроксимации $R^2 = 0,989$.

Результаты научного исследования позволяют реализовать три научно-обоснованные методики контроля сайлентблоков подвески автомобилей на этапах жизненного цикла.

1. Методика контроля качества сайлентблоков *в условиях производства (а также входной контроль)* основана на измерении и анализе функциональных зависимостей реактивного момента сайлентблока от тестовых воздействий, в виде угловых колебаний его наружной обоймы, относительно внутренней втулки на углы ($+20^\circ$ и -20°) от начального положения, с частотой 2 Гц. Применение данной методики позволяет снижать использование сайлентблоков с низкими функциональными свойствами, тем самым повышать качество работы подвески автомобиля в целом, и повышать его активную безопасность.

2. Методика контроля функциональных свойств сайлентблоков на вибростендах, обеспечивающих тестовые воздействия по методу «*EuSAMA*», позволяет *заводам-изготовителям и сервисным организациям* выполнять контроль функциональных свойств сайлентблоков на основе анализа амплитуды колебаний A_{Rz} и резонансных частот ν неподрессоренных масс автомобиля.

3. Методика контроля функциональных свойств сайлентблоков в составе подвески, отличающаяся тем, что она позволяет оперативно измерять реактивный момент, создаваемых сайлентблоками, при повороте рычага подвески на заданные углы (от $+20^\circ$ до -20°) относительно его начального положения, с применением динамометрического ключа. Это дает возможность определять необходимость замены сайлентблоков, снижать трудоемкость ремонта подвески за счет отказа от неоправданной замены сайлентблоков.

Методики позволяют разделять предъявленные сайлентблоки на «*Не качественные*», «*Среднего качества*», «*Высокого качества*».

4.7. Методика контроля сайлентблоков подвески автомобиля

В итоге, проведенное научное исследование, включающее аналитические и экспериментальные работы, показали, что контроль функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля на двойных поперечных рычагах можно выполнить на всех этапах его жизненного цикла по трем методикам.

4.7.1. Контроль качества сайлентблоков в условиях производства (а также входной контроль)

Методика позволяет в условиях производства сайлентблоков (а также входной контроль) выполнять контроль качества выпускаемой продукции, тем самым минимизировав пропуск бракованной продукции. Методика основана на измерении коэффициента остаточного демпфирования $K_{Од}$ сайлентблоков.

Данная методика реализуется с использованием разработанного стенда. Порядок работы следующий (все операции выполняются с соблюдением техники безопасности на технически исправном оборудовании):

А. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ

- 1) Подготовить слесарно-монтажный инструмент (набор инструментов).
- 2) Провести внешний осмотр сайлентблока(ов) на наличие расслоений, явных трещин, разрывов, вздутий, замятий металлических внутренних и внешних обойм (при выявлении указанных признаков сайлентблок признается негодным для испытаний).
- 3) Запрессовать сайлентблоки в рычаг, используя соответствующую диаметром оковку.
- 4) Установить рычаг на стенд, используя соответствующее крепление и крепежный материал.

Б. ПОДГОТОВИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ СО СТЕНДОМ

- 5) Путем вращения кривошипно-шатунного механизма стенда выставить рычаг в нейтральное положение.
- 6) Затянуть гайки оси рычага соответствующим моментом, при помощи динамометрического ключа, согласно нормативно-технической документации;
- 7) Включить питание стенда.
- 8) Включить измерительные приборы стенда и персональный компьютер, запустив программное обеспечение L-Graph.
- 9) Прогреть систему измерений.

В. ИСПЫТАНИЕ

- 10) Включить преобразователь частоты (обеспечивается запуск электродвигателя стенда – выставить частоту 2Гц).
- 11) Обеспечить угловую деформацию сайлентблока на заданные углы ($\gamma = -20^\circ \dots +20^\circ$) от нейтрального положения.
- 12) В программном обеспечении выбрать кнопку «ЗАПУСК», обеспечив запись регистрируемых данных во время проведения исследования.

13) Измерить величину действующего реактивного момента $M_{кр}$ от угла поворота.

14) Импортировать полученный массив данных с программы L-Graph в программное обеспечение Microsoft Excel.

15) Построить функциональную зависимость крутящего момента $M_{кр}$ от угла поворота γ .

16) Определить показатель $K_{ОД}$, характеризующий функциональное свойство с помощью функциональных зависимостей.

17) Определить диапазон контролируемого параметра:

– при $K_{ОД} < 0,69$ – состояние сайлентблоков является неудовлетворительным, такие сайлентблоки выбраковываются и исключаются из партии (или вся партия), соответственно не проходят входной контроль и признаются как *«Не качественные»*;

– при $0,69 \leq K_{ОД} \leq 0,8$ – соответствуют такому состоянию, при котором необходимо найти причину из-за которого сайлентблоки находятся в приграничной зоне и признаются как *«Среднего качества»*;

– при $K_{ОД} > 0,8$ такие сайлентблоки отвечает всем требованиям и могут выпускаться в обращение и соответственно проходят входной контроль и признаются как *«Высокого качества»*.

Г. ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ

18) Выключить питание стенда.

19) Выключить измерительные приборы стенда и персональный компьютер.

20) Выключить преобразователь частоты.

21) Убрать рабочее место.

4.7.2. Контроль функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля, с применением вибростендов, работающих по методу «EuSAMA»

Сервисные организации, а также заводы изготовители в своей материальной базе могут иметь вибростенды работающих по методу «EuSAMA». Используя такое оборудование можно выполнить контроль функциональных свойств

сайлентблоков подвески на основе анализа резонансных частот ν и амплитуды колебаний неподрессоренных масс автомобиля A_{Rz} .

Методика включает в себя следующие операции (все операции выполняются с соблюдением техники безопасности на технически исправном оборудовании):

А. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ

- 1) Выполнить уборочно-моечные работы с испытуемым автомобилем с использованием мойки высокого давления.
- 2) Подготовить слесарно-монтажный инструмент (набор инструментов).
- 3) Установить соответствующее давление в шинах ($0,2 \text{ МПа}$).
- 4) Установить автомобиль испытуемой осью на платформы стенда и отцентровать относительно платформ стенда, на задней оси установить противооткатные башмаки.

Б. ПОДГОТОВИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ СО СТЕНДОМ

- 5) Включить питание стенда.
- 6) Включить измерительные приборы стенда и персональный компьютер, запустив программное обеспечение L-Graph.
- 7) Прогреть систему измерений.

В. ИСПЫТАНИЕ 1

- 8) Включить преобразователь частоты (обеспечивается запуск электродвигателя стенда).
- 9) Запустить стенд (процесс изменения частоты колебаний опорной платформы ν от 0 до 17 Гц).
- 10) В программном обеспечении выбрать кнопку «ЗАПУСК», обеспечив запись регистрируемых данных во время проведения исследования.
- 11) Измерить величины амплитуды изменения нормальной реакции A_{Rz} и частоты колебаний ν на резонансной частоте колебаний неподрессоренных масс.
- 12) Импортировать полученный массив данных с программы L-Graph в программное обеспечение Microsoft Excel.
- 13) Построить функциональную зависимость амплитуды изменения нормальной реакции A_{Rz} и частоты колебаний ν .

14) Определить показатель $K_{ОД}$, характеризующий функциональное свойство сайлентблоков.

15) Определить в каком диапазоне находится контролируемый параметр.

16) Выключить питание стенда.

17) Выключить измерительные приборы стенда, программное обеспечение L-Graph перевести в режим «ОЖИДАНИЕ».

Г. ИСПЫТАНИЕ 2

18) Откатить автомобиль со стенда.

19) Используя подкатной домкрат поднять переднюю ось автомобиля и выполнить отключение сайлентблоков (ослабить резьбовое соединение при помощи воротка с торцевой головкой 19 мм).

20) Спустить автомобиль, убрать домкрат.

21) Установить автомобиль испытуемой осью на платформы стенда и отцентровать относительно платформ стенда, на задней оси установить противооткатные башмаки.

22) Повторить последовательно операции №8-16.

23) Определить диапазон контролируемого параметра:

- при $K_{ОД} < 0,69$ значения A_{Rz} и v сайлентблоков соответствуют предельно низким их функциональным свойствам (зона 1) и признаются как **«Не качественные»**;

- при $0,69 \leq K_{ОД} \leq 0,8$ значения A_{Rz} и v сайлентблоков соответствуют их допустимым функциональным свойствам (зона 2) и признаются как **«Среднего качества»**;

- при $K_{ОД} > 0,8$ значения A_{Rz} и v сайлентблоков соответствуют высоким их функциональным свойствам (зона 3) и они признаются как **«Высокого качества»** и способны вместе с амортизатором обеспечивать активную безопасность автомобиля.

Д. ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ

24) Откатить автомобиль со стенда, переместить в зону хранения (ожидания).

25) Выключить питание стенда.

- 26) Выключить измерительные приборы стенда и персональный компьютер.
- 27) Выключить преобразователь частоты.
- 28) Убрать рабочее место.

4.7.3. Контроль функциональных свойств сайлентблоков в составе подвески автомобиля

В условиях функционирования контроль качества работы сайлентблоков целесообразно выполнять с применением динамометрического ключа. Такая методика применительно в большей степени в сервисных организациях. Вопрос, связанный с контролем (проверкой) сайлентблоков востребован, когда *подвеска находится полностью разобранном состоянии* и необходимо дать ответ на необходимость замены сайлентблоков и его текущее состояние. Такая методика позволяет оперативно дать ответ о состоянии сайлентблоков и исключить необоснованный демонтаж рычагов подвески, сократить трудоемкость проведения ремонта, сократить затраты владельца автомобиля.

Методика реализуется следующим образом:

А. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ

1) Выполнить уборочно-моечные работы с испытуемым автомобилем с использованием мойки высокого давления.

2) Подготовить слесарно-монтажный инструмент (набор инструментов).

Б. ПОДГОТОВИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ

3) Закрепить динамометрический ключ на рычаг подвески.

4) Установить на рычаг угломер.

В. ИСПЫТАНИЕ

5) С использованием динамометрического ключа выполнить поворот рычага от его нейтрального положения на углы $\gamma = -20^\circ \dots +20^\circ$ (т.е. обеспечить угловую деформацию сайлентблоков).

6) Зафиксировать величину реактивного момента $M_{кр}$ от угла поворота.

7) Определить показатель $K_{ОД}$, характеризующий функциональные свойства сайлентблоков.

8) Определить диапазон контролируемого параметра:

– при $K_{ОД} < 0,69$ – сайлентблоки являются неудовлетворительными, и требует необходимости его замены и признаются как **«Не качественные»**;

– при $0,69 \leq K_{ОД} \leq 0,8$ – сайлентблоки соответствует предотказному состоянию (зона упреждения). Такие сайлентблоки допустимы к использованию, но риск возникновения внештатной ситуации может быть увеличен и признаются как **«Среднего качества»**;

– при $K_{ОД} > 0,8$ – сайлентблоки является качественными и признаются как **«Высокого качества»**.

Г. ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАЦИЯ

9) Снять динамометрический ключ и угломер с рычага.

Представленные методики реализуют новые высокоинформативные методы контроля качества сайлентблоков подвески автомобиля на этапах жизненного цикла, позволяя тем самым повысить качество его изготовления (входной контроль), повысить оперативность контроля сайлентблоков в процессе ремонта подвески, и дать возможность контроля сайлентблоков с применением вибростендов.

4.8. Производственная проверка результатов выполненного научного исследования

Выполненная научно-исследовательская работа прошла производственные проверки в профильных организациях города Улан-Удэ Республики Бурятия по направлению: *ОКВЭД ОК 029-2014 45.20 Техническое обслуживание и ремонт автотранспортных средств*.

1) Работа прошла производственную проверку и внедрена в ООО «Автоцентр на Шаляпина» (670045, Республика Бурятия, г. Улан-Удэ, ул. Шаляпина 39).

В ходе выполненной производственной проверки внедрена методика контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески автотранспортных средств для условий их функционирования, основанная на выявленных функциональных зависимостях, характеризующих процесс работы сайлентблоков при действии на них знакопеременной угловой деформации, в виде поворота рычага подвески на заданные углы относительно его начального положения, с учетом изменения параметров функциональных свойств $K_{од}$, и их связь с характеристиками подвески автомобиля, а также научно обоснованных тестовых режимах воздействия, обеспечивающих эффективный контроль функциональных свойств сайлентблоков в условиях их функционирования.

Выполненная проверка в ООО «Автоцентр на Шалапина» показала высокую эффективность методики контроля сайлентблоков:

- разработанная методика значительно повышает качество входного контроля сайлентблоков, позволяя исключить из использования до 23% новых сайлентблоков имеющих неудовлетворительное качество резиновой втулки и рабочие характеристики;

- разработанная методика повышает качество контроля функциональных свойств сайлентблоков во время ремонта подвески. Обеспечивает значительное снижение трудоемкости ремонта подвески легковых автомобилей за счет отказа от неоправданной замены 13-25% работоспособных сайлентблоков, имеющих хорошее и удовлетворительное функциональное свойство.

2) Работа прошла производственную проверку и внедрена ООО «ТЦ ВОСТОК» (670018, Республика Бурятия, г. Улан-Удэ, ул. Покровская, зд. 38).

Результаты научно-исследовательской работы прошли производственную проверку и внедрены в ООО «ТЦ ВОСТОК». По их итогам внедрены: методика контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах автотранспортных средств категории М1; оборудование, реализующее разработанную методику контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах, методика контроля

функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля, с применением вибростендов, работающих по методу «EuSAMA».

Выполненная проверка в ООО «ТЦ ВОСТОК» показала высокую эффективность методики контроля сайлентблоков:

результаты апробации и внедрения научно-исследовательской работы в условиях ООО «ТЦ ВОСТОК» показало, что разработанная методика и реализующее её оборудование позволяет оперативно измерять реактивный момент, создаваемых сайлентблоками, при тестовом воздействии в виде поворота рычага подвески на угол относительно его начального положения. Это значительно повышает эффективность контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля за счет количественной оценки. Также позволяет снизить трудоемкость определения функциональных свойств сайлентблоков подвески за счет отказа от неоправданной замены сайлентблоков от 30 ч/мин. (0,5 ч/час) и более в зависимости от индивидуальной ситуации на каждый автомобиль;

внедрение научной разработки позволило повысить контроль сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах автотранспортных средств категории М1 в условиях их функционирования и тем самым повысив активную безопасность.

Результаты научно-исследовательской работы внедрены в учебный процесс кафедры «Автомобили» ФГБОУ ВО «ВСГУТУ» для подготовки инженеров по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» и бакалавров по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Материалы используются в лекционных, лабораторных и практических занятиях по дисциплинам «Испытания наземных транспортно-технологических средств» и «Техническая диагностика»:

- Математическая модель динамической системы «*Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд*», которая позволяет получать зависимости силовых реакций сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий, в виде поворота рычага подвески на заданные углы относительно его начального положения, а также устанавливать

связь их параметров функциональных свойств с характеристикой подвески автомобилей; методика контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах автотранспортных средств и оборудование, реализующее данную методику.

- Техническое вооружение.

- Программные обеспечения:

- «Расчёт силового параметра сайлентблока подвески автомобиля».

- «Расчёт параметров функционирования подвески автомобиля на вибростенде».

4.9. Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы

Дальнейшая развитие научно-исследовательской работы возможно по двум направлениям:

В рамках первого направления целесообразно исследовать влияние физических свойств полимера, связывающего внутреннюю и наружную обоймы, на функциональные свойства сайлентблоков, в том числе с учетом действия внешних факторов.

Вторым перспективным направлением является исследование влияния изменения функциональных свойств сайлентблоков на этапах жизненного цикла на устойчивость и управляемость движения транспортных средств. Данное направление является актуальным для современных транспортных средств, в подвеске которых за счет сайлентблоков реализуются свойства эластокинематики.

4.10. Выводы по главе

1. Выполненная оценка адекватности математической модели при помощи регрессионного анализа данных и критерия- F Фишера, устанавливает, что разработанная модель адекватно описывает полученные экспериментальные

результаты и в дальнейшем применима для аналитических исследований, поставленных в данной научно-исследовательской работе.

2. Разработанная математическая модель динамической системы «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд», включающая математическое описание силовых характеристики сайлентблока на основе элементов Гука и Сен-Венана, позволяет получать зависимости силовых реакций сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий в виде поворота его наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы ($\approx +20^\circ$ и $\approx -20^\circ$) от его начального положения, а также устанавливать их связи с параметрами функциональных свойств подвески автомобилей.

3. Получен и обоснован, в результате экспериментально-аналитических работ, параметр коэффициент остаточного демпфирования $K_{ОД}$, характеризующий функциональные свойства сайлентблоков;

4. На основании выявленных зависимостей, определены нормативные значения коэффициента остаточного демпфирования $K_{ОД}$: $K_{ОД(П)}=0,69$ – предельное значение и $K_{ОД(Д)}=0,8$ – допустимое значение, и получены диапазоны контролируемых параметров сайлентблоков для разработанных методов контроля:

- $K_{ОД} < 0,69$ – функциональные свойства сайлентблоков являются низкими, признаются как **«Не качественные»**;
- $0,69 \leq K_{ОД} \leq 0,8$ – функциональные свойства сайлентблоков являются удовлетворительными, признаются как **«Среднего качества»**;
- $K_{ОД} > 0,8$ такие сайлентблоки являются качественными, признаются как **«Высокого качества»**.

5. Контроль качества сайлентблоков в условиях производства (а также входной контроль) целесообразно выполнять с применением разработанного стенда, обеспечивающего динамические колебания (по гармоническому закону) в виде угловой деформации сайлентблоков на заданные углы ($\gamma = -20^\circ \dots +20^\circ$) от начального положения с частотой 2 Гц .

6. Контроль функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобиля, с применением вибростендов, обеспечивающих тестовые воздействия по методу «EuSAMA», следует выполнять в процессе изменения частоты колебаний опорной платформы ν от 0 до 17 Гц. При этом необходимо измерять амплитуду изменения нормальной реакции A_{Rz} и частоты колебаний ν на резонансной частоте колебаний неподрессоренных масс. Причем, измерения следует проводить дважды – с работающими и с отключенными из работы сайлентблоками.

7. Контроль функциональных свойств сайлентблоков в процессе ремонта подвески целесообразно выполнять с применением динамометрического ключа, обеспечивая угловую деформацию сайлентблоков при повороте рычагов подвески на заданные углы ($\gamma = -20^\circ \dots +20^\circ$) от начального положения с измерением реактивного момента.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

Диссертация является завершенной научно-квалификационной работой. В ней на основании проведенных исследований получены новые научно обоснованные технические, технологические решения, которые позволяют повысить эффективность контроля сайлентблоков на всех этапах его жизненного цикла, и значительно повысить активную безопасность автомобиля. По результатам научного исследования сформулированы следующие выводы:

1. Разработанная математическая модель динамической системы «Подпрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподпрессоренная масса - Шина - Вибростенд», включающая математическое описание силовой характеристики сайлентблока на основе элементов Гука и Сен-Венана, позволяет получать зависимости силовых реакций сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий в виде поворота его наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы ($\approx +20^\circ$ и $\approx -20^\circ$) от его начального положения, а также устанавливать их связи с параметрами функциональных свойств подвески автомобилей;

2. Научно обоснованы тестовые воздействия, обеспечивающие испытания сайлентблоков с целью контроля качества изготовления и их функциональных свойств:

- для испытаний с применением стенда, тестовое воздействие задается в виде гармонических колебаний наружной обоймы сайлентблока, относительно его внутренней втулки на заданные углы ($+20^\circ$ и -20°) относительно его начального положения, с частотой 2 Гц;

- для испытаний в составе подвески с применением вибростенда, по методу «EuSAMA» тестовое воздействие задается колебаниями опорной платформы стенда с амплитудой $h=6$ мм и частотой колебаний ν от 0 до 17 Гц;

- для испытаний в составе подвески с применением динамометрического ключа, тестовое воздействие задается в виде поворота рычага подвески на заданные углы (от $+20^\circ$ до -20°) относительно его начального положения;

3. Выявленные в процессе исследования функциональные зависимости, характеризующие процесс работы сайлентблоков при действии на них знакопеременной угловой деформации, в виде поворота их наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы от его начального положения, показывают, что качество сайлентблоков во многом определяется их угловой жесткостью и её стабильностью. В качестве контролируемого параметра, количественно оценивающего функциональные свойства сайлентблоков, принят коэффициент демпфирования $K_{ОД}$:

- $K_{ОД} < 0,69$ – функциональные свойства сайлентблоков неудовлетворительные, а сами сайлентблоки *«Не качественные»*;
- $0,69 \leq K_{ОД} \leq 0,8$ – функциональные свойства сайлентблоков удовлетворительные, а сами сайлентблоки *«Среднего качества»*;
- $K_{ОД} > 0,8$ – функциональные свойства сайлентблоков качественные, а сами сайлентблоки признаются *«Высокого качества»*.

Установлено, что с изменением параметров функциональных свойств сайлентблоков при работе в подвеске АТС, угловая жесткость сайлентблоков снижается от 5% до 80%. При этом амплитуда колебаний неподрессоренных масс автомобиля увеличивается до 25%, а резонансная частота этих колебаний снижается на 7,5%, от 13,4 до 12,4 Гц;

4. Разработанная методика, основанная на измерении и анализе функциональных зависимостей реактивного момента создаваемых сайлентблоками, при тестовых воздействиях в виде поворота наружной обоймы, относительно внутренней втулки на заданные углы ($+20^\circ$ и -20°) от его начального положения с частотой 2 Гц, с использованием разработанного стенда, обеспечивает высокое качество контроля сайлентблоков *в условиях производства* (а также входной контроль);

5. Разработанная методика позволяет заводам-изготовителям и сервисным организациям выполнять контроль функциональных свойств сайлентблоков *на вибростендах*, обеспечивающих тестовые воздействия по методу *«EuSAMA»*;

6. Разработанная методика контроля функциональных свойств сайлентблоков в составе подвески позволяет оперативно измерять реактивный момент, создаваемых сайлентблоками, при повороте рычага подвески на заданные углы (от $+20^\circ$ до -20°) относительно его начального положения, с применением динамометрического ключа, что позволяет определять необходимость замены сайлентблоков, снижать трудоемкость ремонта за счет отказа от неоправданной замены сайлентблоков.

Разработанные методики позволяют выполнять исследования функциональных свойств сайлентблоков на протяжении всего их жизненного цикла и относить испытуемые сайлентблоки к одному из возможных видов качества: *«Высокого качества»*, *«Среднего качества»*, *«Не качественные»*;

7. Выполнены производственные проверки результатов проведенного исследования в условиях ООО «АВТОЦЕНТР НА ШАЛЯПИНА» (г. Улан-Удэ), в ООО «ТЦ ВОСТОК» (г. Улан-Удэ), которые показывали, что разработанные методики обеспечивают эффективный контроль качества и функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобилей в условиях их функционирования и производства на основе измерения силовой реакции на знакопеременную угловую деформацию (имеются акты внедрения). Это позволит повысить активную безопасность автомобилей. Результаты научного исследования внедрены в учебный процесс кафедры «Автомобили» машиностроительного факультета ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления» (имеется акт внедрения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили ВАЗ-2104, 2105, 2106, 2107: «Трудоемкости работ (услуг) по техническому обслуживанию и ремонту» / А.В. Куликов, П.Н. Христов, В.Е. Климов, В.С. Боюр, В.В. Рева, В.А. Зимин, Н.Н. Завьялова, Г.А. Хлыненко. – Тольятти: ИТЦ «АвтоВАЗтехобслуживание», 2004. – 173 с.
2. Автомобили ВАЗ. Технология ремонта узлов и агрегатов / В.Л. Смирнов, Ю.С. Прохоров, В.С. Боюр и др. – Тольятти: ООО «Би-График». – 2003. – 208 с.
3. Автомобильный справочник: Пер. с англ. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с: ил.
4. Автомобильный справочник BOSCH. Пер. с англ. ООО «СтарСПб» - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. – 1280 с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский О.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий // 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1976. — 280 с.
6. Барадиев, В.С. Методы контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобилей / В.С. Барадиев // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2025. – № 30. – С. 14-22.
7. Барадиев, В.С. Влияние технического состояния сайлентблоков на смещение резонансной частоты подвески автомобиля / В.С. Барадиев // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 110-й Международной научно-технической конференции, Иркутск, 02–04 июня 2021 года. Том 1, ИРНИТУ. – 2021. – С. 215-222.
8. Барадиев, В.С. Математическая модель процесса изменения амплитудно-частотной характеристики подвески автомобиля в виброрежиме при изменении технического состояния сайлентблоков / В.С. Барадиев // International Journal of Advanced Studies. – 2022. – Т. 12, № 1. – С. 76-91.
9. Барадиев, В.С. Применение математической модели резинометаллического шарнира для оценки амплитудно-частотной характеристики подвески / В.С. Барадиев // Актуальные вопросы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта : сборник научных

трудов по материалам 80-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 25–26 января 2022 года. – Москва: МАДИ, 2022. – С. 120-124.

10. Барадиев, В.С. Математическая модель процесса функционирования сайлентблока на основе элементов Гука и Сен-Венана / В.С. Барадиев, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов, А.В. Алексеев // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2019. – Т. 16, № 6(70). – С. 706-716.

11. Барадиев, В.С. Оборудование для экспериментального определения силовых характеристик автомобильных сайлентблоков / А.И. Федотов, Д.А. Тихов-Тинников, В.С. Барадиев // Вестник ИрГТУ. – 2016. – № 8(115). – С. 176-181.

12. Барадиев, В.С. Эмпирические и теоретические предпосылки математической модели процесса функционирования сайлентблоков подвески АТС / В.С. Барадиев, А.И. Федотов, Д.А. Тихов-Тинников // Вестник ИрГТУ. – 2018. – Т. 22, № 10(141). – С. 239-247

13. Барадиев, В.С. Экспериментальное исследование силовых характеристик автомобильных сайлентблоков / В.С. Барадиев, Д.А. Тихов-Тинников // Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 99-й Международной научно-технической конференции, Иркутск, 20–22 апреля 2017 года, ИРНИТУ. – 2017. – С. 12-20.

14. Барадиев, В.С. Экспериментальные исследования процесса функционирования сайлент блока подвески АТС / В.С. Барадиев, Д.А. Тихов-Тинников, А.В. Алексеев // Вестник ВСГУТУ. – 2018. – № 3(70). – С. 43-47.

15. Барский, И.Б. Динамика трактора/ И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. - 280 с.

16. Бартенов, Г.М. Физика полимеров / Г.М. Бартенов, С.Я. Френкель. – Л.: Химия, 1990. - 432 с.

17. Бартенов Г.М. Прочность и механизм разрушения полимеров. – М.: Химия, 1984. 280 с., ил.

18. Бартенов Г.М. Структура и релаксационные свойства эластомеров [Текст] / Г. М. Бартенов. – М.: Химия, 1979. 288 с.

19. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Р. Вилсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.
20. Бахмутов С.В., Богомолов С.В., Висич Р.Б. Совершенствование методики оптимизации подвески легкового автомобиля по критериям управляемости и устойчивости и разработка прикладного программного комплекса. Сб. избр. докл. II-IV межд. научн.-практ. конф. "Проблемы развития автомобилестроения в России", Тольятти, 1999, с. 45-49.
21. Беленький, Ю.Б. и др. Влияние демпфирующих свойств шины на параметры колебаний автомобиля // Автомобильная промышленность. 1966. – № 12. – С.16 – 18.
22. Беляев В.П. Автоматизированные системы испытаний автомобилей и тракторов: учеб. пособие / Челябинск: Юж.-Урал. гос. ун-т, Каф. "Автомобили". Ч. 1. - 2000. - 63 с.
23. Беляев В.П. Испытания автомобилей: учебное пособие. / В.П. Беляев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 293 с.
24. Беляев В.М., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов. – Минск: Высшая школа, 1991.
25. Блянкинштейн И.М. Методологические аспекты совершенствования технологического оборудования для технического обслуживания, ремонта, испытания, контроля и диагностики АТС // Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies. – 2012. – 5 (3). – С. 263–273.
26. Бобович Б.Б. Химики — Автолюбителям: Справ. изд./Б.Б. Бобович, Г.В. Бровак, Б.М. Бунаков и др.— 3-е изд., стер.— СПб.: Химия, 1992.—320 с, ил.
27. Большой справочник резинщика. Ч. 1. Каучуки и ингредиенты / Под ред. С.В. Резниченко, Ю.Л. Морозова. – М.: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2012. - 744 с; ил.
28. Большой справочник резинщика. Ч. 2. Резины и резинотехнические изделия / Под ред. С.В. Резниченко, Ю.Л. Морозова. – М.: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2012. - 648 с; ил.

29. Бродский В.В. Введение в факторное планирование эксперимента / В.В. Бродский. – М.: Наука, 1976. – 224 с.
30. Бутковский О.Я., Бухарова О.Д., Кузнецов А.А., Фуров Л.В. Под ред. А.А. Кузнецова. Погрешность измерений: учебное пособие. Владим.гос.ун-т. Владимир, 1998.-68 с.
31. Васильев В.А. Методы обслуживания передней подвески с учётом индивидуальных свойств автомобилей. [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. – М, 1987. – 184 с.
32. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства. //-М, Издательский центр «Академия», 2005. 240 с.
33. Веденяшин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. // -М, Колос, 1973. 195 с.
34. Вербилов А.Ф. Оценка влияния параметров РМШ на неравномерность нагружения шарнирного соединения / А.Ф. Вербилов, С.А. Коростелев, В.В. Ковалев // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. статей / Под. ред. к.т.н., доцента С.А. Коростелева / Российская Академия транспорта, АлтГТУ, им. И.И. Ползунова. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. – С. 38-50.
35. Верременюк В.В., Крушевский Е.А., Мороз О.А. Статистическая обработка экспериментальных данных. / Белорусский национальный технический университет, 2015. 81 с.
36. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы. /Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
37. Галеев А.А., Поминов А.И. Численные методы в электронных таблицах: Методическое руководство к лабораторным работам. - Казань: Казанский государственный университет, 2009.
38. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учебное пособие для вузов / В.Е. Гмурман. – М.: Высш. шк., 2003. – 479 с
39. Гольберг И.И. Механическое поведение полимерных материалов (математическое описание). – М.: «Химия», 1970. 192с. с ил.

40. Горелик А.М. Исследование влияния кинематической схемы и конструктивных параметров подвески на устойчивость автомобиля. Дисс...канд. наук.1951 г.
41. Горелик Б.М. Влияние эксплуатационных параметров на циклическую долговечность резинометаллических шарниров/ Б.М. Горелик, Ю.В. Глухова // Каучук и резина. – 1969. -№ 6. – С. 29-31.
42. ГОСТ 33671-2015 Автомобильные транспортные средства. Шарниры резинометаллические. Технические требования и методы испытаний. – М.: Стандартиформ, 2016. – 15 с.
43. ГОСТ 20911-89 Техническая диагностика. Термины и определения. – М.: Стандартиформ, 2009. – 11 с.
44. ГОСТ 32586-2013 Виброизоляторы резиновые и резиноармированные для автотракторной техники. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2015. – 47 с.
45. ГОСТ 27242-87 (СТ СЭВ 5554-86) Вибрация. Виброизоляторы. Общие требования к испытаниям. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 12 с.
46. ГОСТ 16504-81 Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения – М.: Стандартиформ, 2011. – 24 с.
47. ГОСТ 33997-2016 Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки. – М.: Стандартиформ, 2018. – 73 с.
48. ГОСТ 33670–2015 Автомобильные транспортные средства единичные. Методы экспертизы и испытаний для проведения оценки соответствия. – М.: Стандартиформ, 2016. – 129 с.
49. Грачев Ю.П. Математические методы планирования эксперимента /Ю.П. Грачев. – М., 1979. – 195 с.
50. Гришкевич А.И. Автомобили. Конструкции, конструирование и расчёт. Системы управления и ходовая часть / А.И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 200 с.46.

51. Гридасов Г.Г., Гинцбург Л.Л. О совершенствовании методов испытаний систем поддрессирования автомобилей. Труды НАМИ. Автобусы и автомобили. Вып. 191. Отдел научно-технической информации НАМИ. 1998 г.
52. Губанов В.В. Прогнозирование срока службы резинотехнических изделий, работающих при циклических деформациях/ В.В. Губанов // Вопросы динамики и прочности. – 1982. – Вып. 40. – С.21–33/
53. Денисов И.В. Разработка методики управления техническим состоянием систем автомобиля, влияющих на безопасность движения [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. – Владимир, ВлГУ, 2011. – 224 с.
54. Денисов, И.В. Анализ технических неисправностей систем автомобиля, влияющих на безопасность движения / И.В. Денисов. Ю.В. Баженов; Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин: мат. международн. науч.-техн. конф. -Тюмень: ТГНУ, 2009. -С. 102 - 106.
55. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. - 2 - изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985 — 200 с, ил.
56. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. //- М.: Машиностроение, 1969. 237 с.
57. Дербаремдикер А.Д, Иларионов В.А. Влияние зазора между поршнем и цилиндром амортизатора на его характеристики, // Автомобильная промышленность, 1960, №9.
58. Дербаремдикер А.Д. К вопросу об автоматическом регулировании сопротивления амортизаторов. //Автомобильная промышленность, 1964, №11.
59. Дербаремдикер А.Д. О расчёте характеристики гидравлического амортизатора с учетом трения в подвеске. // Автомобильная промышленность, 1962, №6.
60. Дербаремдикер А.Д. Особенности расчёта однотрубных гидравлических амортизаторов. //Автомобильная промышленность, 1965, №5.
61. Джонсон М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке/ М. Джонсон. Ф.М. Лион. -Мир. 1981. - 610 с.

62. Енаев А.А. Моделирование отрыва колеса от опорной поверхности / А.А. Енаев, Е.А. Слепенко // Вестник Красноярского государственного технического университета. Выпуск 25: Транспорт. Красноярск: Изд-во КрасГТУ, 2001. – С. 154–161.
63. Ерещенко Т.В., Михайлова Н.А. Планирование эксперимента [Электронный ресурс] // — Волгоград: ВолгГАСУ, 2014.
64. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
65. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин Наука и образование. №02, 2012. С 01-10.
66. Жуковский Н.Е. К динамике автомобиля. Полное собрание сочинений. т. VIII. 1950.
67. Журавлев С.С. Исследование влияния параметров пневмогидравлических подвесок на плавность хода сверхтяжелых автомобилей: Дисс... канд. техн. наук. – Минск, 1972. - 212 с.
68. Захаров Н.С. Моделирование процессов изменения качества автомобилей. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 127 с.
69. Иванов К.М., Механические и технологические свойства и испытания материалов / К.М. Иванов, Н.А. Бунина, А.А. Митюшов; Балт. гос. техн. ун-т. - СПб., 2011. -304 с.
70. Израелит Г.Ш. Механические испытания резины и каучука. Ленинград: Государственное научно-техническое издательство химической литературы. 1949 г. 457 с.
71. Калачев С.М. Экспериментально-расчётный метод контроля качества работы гасящих устройств подвески автомобиля [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. – Москва, МАДИ, 2006. – 170 с.
72. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. – М.: 1969 г., 420 стр. с илл.

73. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. Изд. 2-е, М., Автотрансиздат, 1960.
74. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы. Справочник. Изд. 4-е, перераб. и доп. Под ред. С. Н. Кожевникова - М.: «Машиностроение», 1976.
75. Конструкция автомобиля. Шасси / Под общ. ред. А.Л. Карунина – М: МАМИ, 2000. - 528 с.
76. Корчагин П.А. Автоматизация проектирования виброзащитных систем автогрейдеров на основе их математического моделирования // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2014. №1 (35). С. 79-84.
77. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей. //-М, Транспорт, 1991. 413 с.
78. Кузнецов Е.С., Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и дополн. / Е.С Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др. - М.: Наука, 2001. 535 с.
79. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1990. — 272 с.
80. Кузнецов Н.Ю. Контроль технического состояния автомобильных амортизаторов на основе характеристик сцепления шип с опорной поверхностью [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. – Иркутск, ИРНИТУ, 2019. – 221 с.
81. Кузнецов С.Б. Статистическая обработка данных: учеб. пособие / С.Б. Кузнецов., Н.В. Мохнарылова: СибАГС. – Новосибирск: Изд-во СибАГС, 2012. – 212 с.
82. Кузьминский А.С, Кавун С.М., Кирпичёв В.П. Физико-химические основы получения, переработки и применения эластомеров. – М.: «Химия», 1976.
83. Кулезнев В.Н. Основы физики и химии полимеров. М.: Высшая школа, 1977. 248 с. с ил.
84. Кушалиев Д.К. Повышение ресурса подвески автомобиля применением ремонтных комплектов с подвижными пружинными вкладышами [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. – Саратов, СГТУ имени Гагарина Ю.А., 2016. – 154 с.

85. Лазуткин Г.В., Антипов В.А., Петухова М.А., Изранова Г.В., Зиновьева Т.Ю. Метод аппроксимации петель гистерезиса многоконтактных виброизоляторов с сухим трением // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т. 13, №4, 2011. С. 231-234.
86. Литвинов А.С., Ротенберг Р.В. и Фрумкин Л.К. Шасси автомобиля. //-М., Машгиз, 1963.
87. Литвинов А.С, Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. // -М., Машиностроение, 1989.240 с.
88. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. //-М., Машиностроение, 1971.
89. Лукомская А.И. Механические испытания каучука и резины. Учеб. пособие для проф.-техн. училищ. – М.: «Высшая школа» 1968. 140 с- с илл.
90. Лысенко А.В. Дорожный метод контроля технического состояния амортизаторов автотранспортных средств в условиях эксплуатации [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. – Иркутск, ИРНИТУ, 2019. – 286 с.
91. Макарова Н.В., Трофимец В.Я., Статистика в Excel: Учеб. пособие. - М.: Финансы и статистика, 2002. - 368 с: ил.
92. Малюгин П.Н. Возможности и пути улучшения устойчивости движения автомобиля при торможении. дисс. ... канд. техн. наук.: Омск, 1985.
93. Нарбут А.Н. Автомобили. Рабочие процессы и расчёт механизмов и систем. – М.: Издательский центр – Академия, 2007. 250 с.
94. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний: Пер. с англ. — М.: Мир, 1988. —448 с, ил.
95. Нгуен Ван Ньань Повышение эффективности диагностирования технического состояния подвески автотранспортных средств на вибростендах [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. – Иркутск, ИРГТУ, 2012. – 193 с.
96. Никитин В.А., Бойко С.В. Методы и средства измерений, испытаний и контроля: Учебное пособие - 2-е изд. перераб. и доп. - Оренбург ГОУ ОГУ, 2004. – 462 с.

97. ОСТ 37.001.277 - 84. Подвеска автотранспортных средств. Термины и определения. – М.: Министерство автомобильной промышленности, 1984.
98. Островский Г.М., Бережинский Т.А. Оптимизация химико-технологических процессов. Теория и практика. М.: Химия, 1984., 240 с.
99. Патент на изобретение RU 2616233 C1, МПК G01M 17/04, Стенд для диагностирования сайлентблоков подвески автотранспортных средств/ В.С. Барадиев, Д.А. Тихов-Тинников // Заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления» (ВСГУТУ) (RU) - № 2015153444; заявл. 11.12.2015; опубл. 13.04.2017; Бюл. № 11.
100. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Конев А.Д., Плетнев А.Е. Колебания автомобиля. Испытания и исследования/Под ред. Я.М. Певзнера. — М.: Машиностроение, 1979. — 208 с., ил.
101. Петров М.А. Взаимодействие автомобильного колеса с опорной поверхностью: Учебное пособие. – Омск, СиБАДИ, 1979. – 71 с.
102. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. – М.: Наука, 1968, 288 с.
103. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А.А. Гальбрейха. — М.: Машиностроение, 1987. — 232 с: ил.
104. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески/Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с: ил.
105. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса/Пер. с нем. В.П. Агапова; Под ред. О.Д. Златовратского. — М.: Машиностроение, 1986. — 320 с: ил.
106. Раймпель Й. Шасси автомобиля. /Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В.П. Агапова; Под ред. И.Н. Зверева. М.: Машиностроение, 1983. — 356 с, ил.
107. Резниковский М.Н. Механические испытания каучука и резины // М.Н. Резниковский, А.И. Лукомская. – М.: Химия, 1968. - 500 с.
108. Ротенберг Р.В., Бурлаченко Н.И. О физиологических критериях плавности хода автомобиля. //Автомобильная промышленность, 1966, №2.

109. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. //Колебания и плавность хода. Издание 3-е -М., Машиностроение, 1972,392 с.
110. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. Изд. 2-е. / Р.В. Ротенберг. М.: Машгиз, 1970. - 356 с.
111. Ротенберг Р.В. Проблемы развития подвески автомобиля. //Автомобильная промышленность, 1960, №5.
112. Ротенберг Р.В. Способы испытаний автомобиля на колебания и их сравнительная оценка, Автомобильная и тракторная промышленность, №2, 1957 г.
113. Ротенберг Р.В. Стендовые испытания автомобиля на установившиеся колебания, Автомобильная и тракторная промышленность, №11, 1956 г.
114. Ротенберг Р.В. Теория подвески автомобиля / Р.В. Ротенберг. — М: Машиностроение, 1972. — 392 с.
115. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчётах подвески, плавности хода и поддрессирования автомобиля: монография. Братск: БрГТУ. 2004. 124 с.
116. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020660831 Российская Федерация. Расчёт параметров функционирования подвески автомобиля на вибростенде/ Д.А. Тихов-Тинников, В.С. Барадиев // Заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления» (ВСГУТУ) (RU) - № 2020619772; заявл. 02.09.2020; опубл. 14.09.2020; Бюл. № 9.
117. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022618270 Российская Федерация. Расчёт силового параметра сайлентблока подвески автомобиля/ В.С. Барадиев, Д.А. Тихов-Тинников // Заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления» (ВСГУТУ) (RU) - № 2022617343; заявл. 26.04.2022; опубл. 05.05.2022; Бюл. № 5.
118. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов / Пер. с англ.; Под ред. Б.Е. Победря. – М.: Мир, 1979. – 392 с.

119. Спиридонов О.Г. Методы оценки амортизаторов автотранспортных средств. – Санкт-Петербург: ООО «МАХА Руссия», 2005. – 16 с.

120. Тагер А.А. Физико-химия полимеров. – М.: Издательство «Химия». 1968 г. 536 с.

121. Тебекин М.Д. Повышение эффективности определения технического состояния шаровых шарниров подвески легкового автомобиля [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. – Орел, ПрГУ, 2015. – 158 с.

122. Технический регламент Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств". ТР ЕАЭС 018/2011 г. ГОСТ 20911-89.

123. Технические условия ТУ38 105250-77 Детали резиновые для автомобилей АВТОВАЗа, других заводов и резины, применяемые для их изготовления.

124. Тихов-Тинников, Д.А. Модернизация стенда для определения силовых характеристик сайлентблоков подвески автомобилей / Д.А. Тихов-Тинников, В.С. Барадиев, А. В. Быков, В. Г. Власов // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2017. – № 2(54). – С. 79-83.

125. Тихов-Тинников, Д.А. К вопросу об определении технического состояния сайлентблоков в процессе эксплуатации автотранспортных средств / Д.А. Тихов-Тинников, В.С. Барадиев // В сборнике: Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера: конструкция, эксплуатация, экономика : материалы 90-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров в ИРНИТУ. – 2015. – С. 352-355.

126. Тихов-Тинников, Д.А. Стенд для определения характеристик сайлентблоков подвески автомобилей / Д.А. Тихов-Тинников, А.В. Алексеев, В.С. Барадиев // Вестник ВСГУТУ. – 2016. – № 5(62). – С. 74-77.

127. Тихов-Тинников, Д.А. Анализ конструктивных и метрологических параметров существующих стендов для диагностики элементов подвески автомобиля / Д.А. Тихов-Тинников, В.С. Барадиев // Вестник ВСГУТУ. – 2016. – № 3(60). – С. 24-27.

128. Тихов-Тинников, Д.А. Испытания вертикального сайлентблока подвески автомобиля на стенде при нагружении знакопеременным моментом / Д.А. Тихов-Тинников, В.С. Барадиев // Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация : материалы I Всероссийской заочной научно-практической конференции, Чита, 25–28 октября 2016 года / Забайкальский государственный университет, 2016. – С. 164-170.

129. Тихов-Тинников, Д.А. Модернизация стенда для стабилизации входного параметра и тестирования качества работы сайлентблоков подвески автомобилей / Д.А. Тихов-Тинников, А.В. Алексеев, В.С. Барадиев // Вестник ВСГУТУ. – 2017. – № 1(64). – С. 5-10.

130. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. // -М.: Машиностроение, 1976. 168 с. ил.

131. Успенский И.Н. О характеристике регулируемой подвески. //Автомобильная промышленность, 1964, №8.

132. Учебные дорожные испытания автомобиля: методические указания к лабораторным работам по курсу «Теория наземных транспортно-технологических средств» / А.Р. Спинов, С.Р. Кристальный, Н.В. Попов. – М.: МАДИ, 2015. – 48 с.

133. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля: учебник для студентов вузов - 2-е изд., испр. и доп. – М.: МАШГИЗ, 1963. - 239 с.: ил. - Библиогр.: с. 237.

134. Федеральная целевая программа «Повышение безопасности дорожного движения в 2013-2020 годах». Постановление Правительства РФ от 03.10.2013 г. № 864.

135. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Иркутск ИрГТУ. 2012 -476 с.

136. Федотов А.И. Методика подготовки диссертации: Учебно-методическое пособие. Иркутск. 2014. 118 с. ил.

137. Федотов А.И. Методика подготовки диссертации: Учебное пособие для аспирантов направления подготовки 23.06.01 «Техника и технологии наземного транспорта». Иркутск. 2020. 144 с. ил.

138. Федотов А.И. Методика подготовки диссертации: Учебное пособие. - Иркутск: Изд-во ИРНИТУ. 2021. 144 с. ил.
139. Федотов А.И. Основы научных исследований: Учебно-методическое пособие. Изд-во ИрГТУ, Иркутск. 2012. 122 с.
140. Федотов А.И. Основы научных исследований: Учебное пособие. Изд-во ИРНИТУ, Иркутск. 2017. 142 с. ил.
141. Федотов А.И., Бойко А.В. Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей // Учебное пособие. Изд-во ИрГТУ, Иркутск. 2012.
142. Федотов А.И., Быков А.В. Проверка адекватности математической модели // Актуальные проблемы АПК: материалы науч.-практ. конф. Иркутск: ИрГСХА, 2002. С. 87-88.
143. Филин А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. М.: Наука, 1975., 832 с.
144. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. // – М., Машиностроение, 1976. 535 с.
145. Хусаинов А.Ш., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Конспект лекций, Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.
146. Хусаинов, А.Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля: учебное пособие для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 – Автомобиле- и тракторостроение / А.Ш. Хусаинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 109 с.
147. Цимбалин В.Б. Испытание автомобилей. / И.Н. Успенский, В.Н. Кравец. – М. Машиностроение: Высш. школа, 1978. – 200 с.
148. Черепанов Л.А. Влияние характеристик амортизаторов подвески на плавность хода короткобазового легкового автомобиля // Транспортные системы №2(5), 2017 С. 5-10.
149. Чудаков Е.А. Динамические и экономические испытания автомобилей: учеб. пособие для автомобильных вузов / Е.А. Чудаков. – М.-Свердловск: Машгиз, 1944. – 132 с.

150. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / под ред. Е.А. Чудакова. -М.: Машгиз. 1950 – 343 с.
151. Шилова З.В. Теория вероятностей и математическая статистика: учебное пособие / З.В. Шилова, О. И. Шилов. – Киров: Изд-во ВГГУ, 2015. – 158 с.
152. Щеглова И.Ю., Богуславский А.А. Моделирование колебательных процессов (на примере физических задач): методическое пособие для студентов физико-математического факультета / И.Ю. Щеглова, А.А. Богуславский. – Коломна: Коломенский государственный педагогический институт, 2009. – 130 с.
153. Энциклопедия полимеров. Ред. коллегия: В.А. Каргин (глав, ред.) [и др.] Т. 1 – М.: «Советская Энциклопедия», 1972. (Энциклопедии. Словари. Справочники), Т. 1. А—К. 1972. 1224 стб. с илл.
154. Энциклопедия полимеров. Ред. коллегия: В.А. Кабанов (глав, ред.) [и др.] Т. 2 – М.: «Советская Энциклопедия», 1974. (Энциклопедии. Словари. Справочники), Т. 2. Л—П. 1974. 1032 стб. с илл.
155. Энциклопедия полимеров. Ред. коллегия: В.А. Кабанов (глав, ред.) [и др.] Т. 3 – М.: «Советская Энциклопедия», 1977. (Энциклопедии. Словари. Справочники), Т. 3. П—Я. 1977. 1152 стб. с илл.
156. Automotive Handbook. Dipl.-Ing. Karl-Heinz Dietsche, Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif and approx. 280 authors from industry and the university and college sector / Robert Bosch GmbH 11th Edition, revised and extended, January 2022.
157. Austrell, Per-Erik. Modeling of Elasticity and Damping for Filled Elastomers. Lund University, Lund Institute of Technology, Division of Structural Mechanics, 1997.
158. Austrell, Per-Erik. Survey of Design Methods and Material Characteristics in Rubber Engineering: a Report in the NUTEK-VAMP Research Program. Lund University, Division of Structural Mechanics, 1998.
159. Aydemir, Eren, and Polat Sendur. Simplified Transfer Function Approach for Modeling Frequency Dependency of Damping Characteristics of Rubber Bushings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 233, no. 10, 19 Sept. 2018, pp. 2518–2531.

160. Dobaj, K. Simulation Analysis of the EUSAMA Plus Suspension Testing Method Including the Impact of the Vehicle Untested Side. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 148, 2016, p. 012034.
161. Estimation of Dynamic Stiffness of a Rubber Bush/ J.-H. Goo, T.-K. Ahn, J.-S. Kim et al // Transactions of The Korean Society of Mechanical Engineers. – 2009. - Vol. 33, № 11. - P. 1244-1248.
162. Fredette, Luke, and Rajendra Singh. Estimation of the Transient Response of a Tuned, Fractionally Damped Elastomeric Isolator. Journal of Sound and Vibration, vol. 382, 2016, pp. 1–12.
163. Kadowec, J. Elastomer bushing response: experiments and finite element modeling/ J. Kadowec, A. Wineman, G. Hulbert// Acta Mechanica. - 2003. - Vol. 163. № 1-2. - P. 25-38.
164. Karlsson, Fredrik, and Anders Persson. Modelling Non-Linear Dynamics of Rubber Bushings: Parameter Identification and Validation: Master's Dissertation. Division of Structural Mechanics, LTH, 2003.
165. Korchagin, P.A, et al. Improvement of Human Operator Vibroprotection System in the Utility Machine. Journal of Physics: Conference Series, vol. 944, 2018, p. 012059.
166. Lee, Hyun Seong, et al. Prediction of the Dynamic Equivalent Stiffness for a Rubber Bushing Using the Finite Element Method and Empirical Modeling. International Journal of Mechanics and Materials in Design, vol. 15, no. 1, 2017, pp. 77–91.
167. Lee, S. B. An experimental study of nonlinear viscoelastic bushing model for axial mode/ S. B. Lee, J.-W. Shin, A.S. Wineman// Journal of Mechanical Science and Technology. – 2003. - Vol. 17. № 9. - P. 1324-1331.
168. Lozia, Z, and Zdanowicz, P. Simulation Assessment of the Impact of Inertia of the Vibration Plate of a Diagnostic Suspension Tester on Results of the EUSAMA Test of Shock Absorbers Mounted in a Vehicle. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 421, 2018, p. 022018.

169. Horiuchi, Kentaro, and Shinichi Sakaguchi. Rubber Suspension Bushing Model Identified by General Design Parameters for Initial Design Phase. SAE Technical Paper Series, 3 Apr. 2018.
170. Ok J. K., et al. Experimental study on the bushing characteristics under several excitation inputs for bushing modeling. International Journal of Automotive Technology, vol. 8, no. 4, 2007., pp. 455-465.
171. Sang-Hin, L., et al. Research of rubber fatigue optimization under multiaxial loading. Journal of Mechanical Strength, no. 39, 15 Dec. 2017, pp. 1457-1462.
172. Rabanizada, N., et al. "Experimental Investigation of the Dynamic Mechanical Behaviour of Chemically Aged Elastomers." Archive of Applied Mechanics, vol. 85, no. 8, 21 Feb. 2015, pp. 1011–1023., doi:10.1007/s00419-014-0971-6.
173. Reimpell JörnSEN, et al. The Automotive Chassis: Engineering Principles. SAE International, 2008., 444 p.
174. Rivas-Torres, Jonathan, et al. Analytical Design and Optimization of an Automotive Rubber Bushing. Shock and Vibration, vol. 2019, 2019, pp. 1–13.
175. Rhinehart, R. Russell. Engineering Optimization: Applications, Methods, and Analysis. 2018, doi:10.1115/1.861opt.
176. Ronald N. Bracewell "The Fourier Transform" Optical Phase Obtained by Analogue Hartley Transformation. John Villasenor and R.N. Brace-well in Nature, Vol.330, No. 6150, pages 735-737; December 24, 1987.
177. Fedotov, A.I. Simulation of process of functioning silent blocks of car suspension / A.I. Fedotov, D.A.Tikhov-Tinnikov, V.S. Baradiev // International Conference on Aviamechanical Engineering and Transport (AVENT), Proceedings of the International Conference «Aviamechanical engineering and transport». – 2018, vol. 158: P. 135-140.
178. Zhao, J. Finite Element Analysis and Structure Optimization for Improving the Fatigue Life of Rubber Mounts/ J. Zhao, Q. Li, X. Shen// Journal of Macromolecular Science, Part A: Pure and Applied Chemistry. - 2008. - Vol. 45. № 6. - P. 479-484.

179. Zhao, Zihan, et al. Modeling and Verification of a New Hyperelastic Model for Rubber-Like Materials. Mathematical Problems in Engineering, vol. 2019, 2019, pp. 1–10.
180. www.autostat.ru/news/37917
181. <http://stat.gibdd.ru/>
182. <http://getdata-graph-digitizer.com/ru/index.php>
183. <https://info.drom.ru/misc/59322/>
184. <https://vazik.ru/page.php?6>
185. <https://vazik.ru/plugins/content/content.php?content.231>
186. <https://www.lcard.ru/products/external/e-154?qt-ltab=1#qt-ltab>
187. https://www.lcard.ru/download/lgraph2_changelog.pdf
188. <https://zetlab.com/shop/izmeritelnoe-oborudovanie/usiliteli-signalov-i-soglasuyushhie-ustroystva/zet-410/>

ПРИЛОЖЕНИЯ



МИНОБРАЗОВАНИЯ
РФ

Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего образования
«Восточно-Сибирский государственный университет
технологий и управления»
(ВГУТУ)

Кафедра «Автомобили»



МИНОБРАЗОВАНИЯ
РФ

Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего образования
«Восточно-Сибирский государственный университет
технологий и управления»
(ВГУТУ)

Кафедра «Автомобили»



АНКЕТА 1

«Оценка технического состояния сайлентблока подвески автомобиля ВАЗ»

1. СТО _____
2. Должность _____
3. Вид выполняемых работ _____
4. Стаж _____
5. Опыт в данной области _____

Сайлентблок №1
Техническое состояние:

- ☐ Работоспособный
☐ Неработоспособный

Критерии выбора:

- ☐ Дефектов нет
☐ Трещины
☐ Разрывы
☐ Расслоение
☐ Вздутие
☐ Повышенная жесткость резинового материала
☐ Смещение внутренней втулки относительно наружной
☐ Деформация наружной обоймы сайлентблока

Другое _____

АНКЕТА 2

«Оценка технического состояния сайлентблока подвески автомобиля ВАЗ»

1. СТО _____
2. Должность _____
3. Вид выполняемых работ _____
4. Стаж _____
5. Опыт в данной области _____

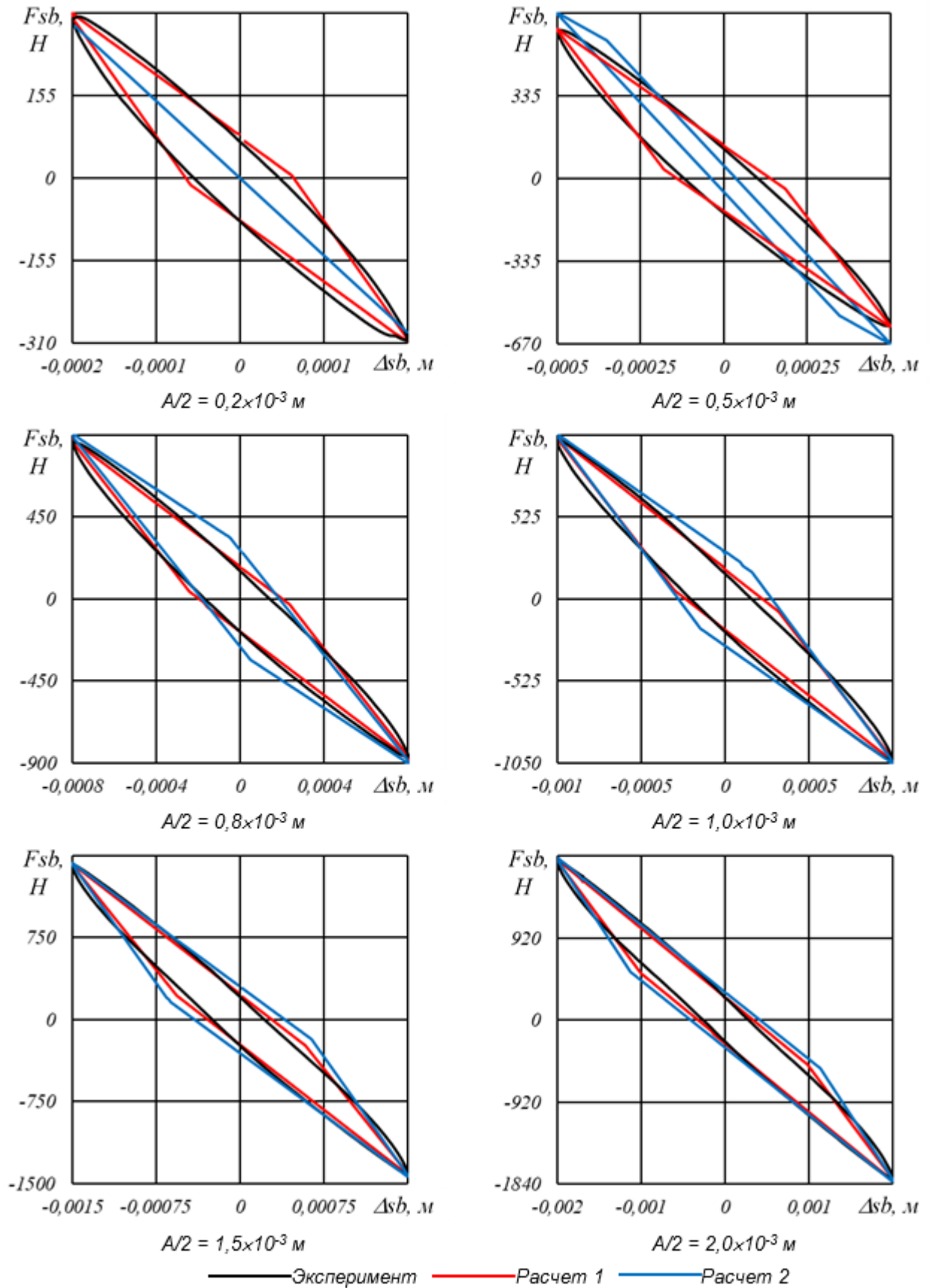
Сайлентблок №2
Техническое состояние:

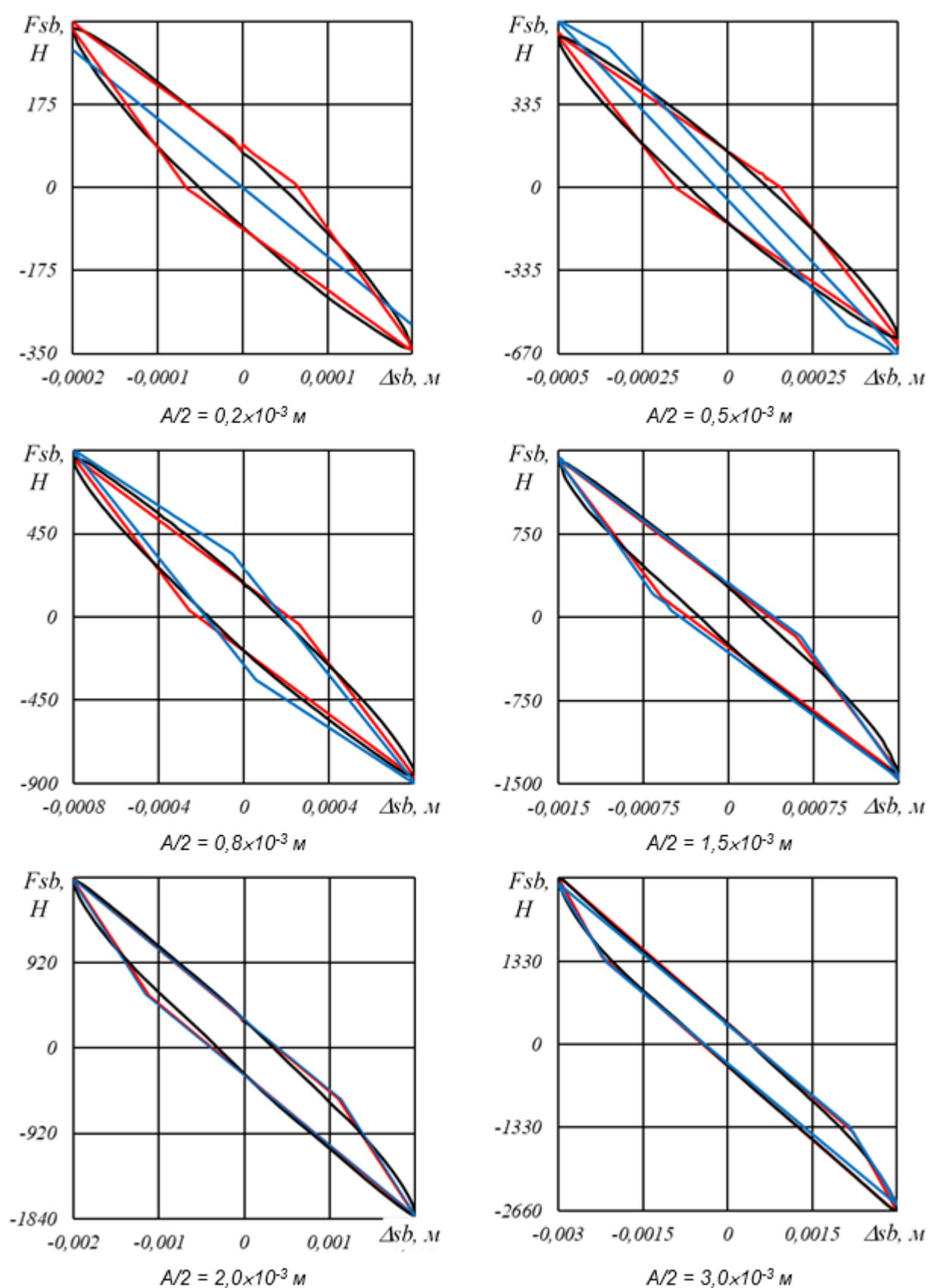
- ☐ Работоспособный
☐ Неработоспособный

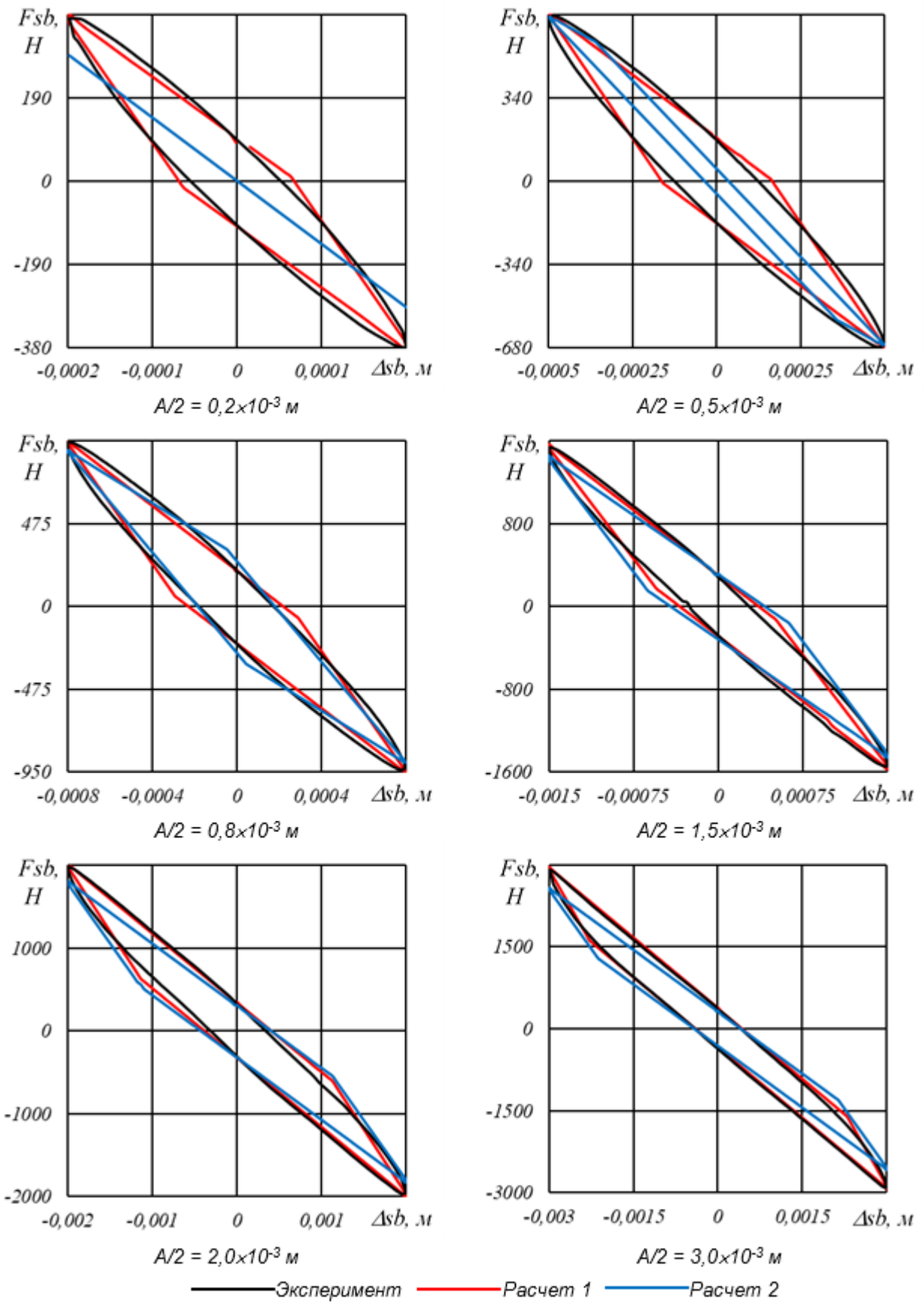
Критерии выбора:

- ☐ Дефектов нет
☐ Трещины
☐ Разрывы
☐ Расслоение
☐ Вздутие
☐ Повышенная жесткость резинового материала
☐ Смещение внутренней втулки относительно наружной
☐ Деформация наружной обоймы сайлентблока

Другое _____

Рисунок 1 – Силовые характеристики сайлентблока при $\omega = 0,03$ Гц

Рисунок 2 – Силовые характеристики сайлентблока при $\omega = 5$ Гц

Рисунок 3 – Силовые характеристики сайлентблока при $\omega = 51$ Гц

```

// ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ ОПЕРАЦИИ
clf()
clc()
clear
// НАЧАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ И ПОСТОЯННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ
c_sb_1 = 308 //Жесткость одиночной пружины (см. расчётную схему)
c_sb_2 = 1662 //Жесткость пружины, работающей в паре с элементом трения (см.
расчётную схему)
F_f_sb = 8 //Величина трения( см. расчётную схему)
x_sb = 0 //Начальное значение угла кручения сайлентблока
x_sb_a = 0 //Начальное значение координаты точки "а" при кручении сайлентблока
z = 1 // *** Массив
x_sb_pred = 0
x_sb_extr = 0
//ПАРАМЕТРЫ ИНТЕГРИРОВАНИЯ
dt = 0.001
time = 10 * 3.14159265
w = 1
// РАСЧЁТ
// Начало расчётного цикла
for t=0:dt:time
x_sb_predposl = x_sb_pred
x_sb_pred = x_sb
x_sb = 0.09 * sin (w * t)
if abs(x_sb_pred) >= abs(x_sb) & abs(x_sb_pred) >= abs(x_sb_predposl) then
x_sb_extr_pred = x_sb_extr
x_sb_extr = x_sb_pred
A_sb = abs(x_sb_extr - x_sb_extr_pred)
end
// Значение амплитуды
A_sb = 0.18
// Расчёт гистерезиса
m_A_sb = 3 / 0.18
f1_A_sb = 1.672957954 - 1.010698419 * (A_sb * m_A_sb) + 0.518182765 * (A_sb *
m_A_sb)^2 - 0.085352133 * (A_sb * m_A_sb)^3
f2_A_sb = 1.920761491 - 1.91057902 * (A_sb * m_A_sb) + 0.90508917 * (A_sb * m_A_sb)^2
- 0.12351211 * (A_sb * m_A_sb)^3
f3_A_sb = 0.096218851 + 0.894821784 * (A_sb * m_A_sb) - 0.456851475 * (A_sb *
m_A_sb)^2 + 0.119492622 * (A_sb * m_A_sb)^3 - 0.011053354 * (A_sb * m_A_sb)^4
f1_w5 = 0.99946001 + 0.001636332 * w
f2_w5 = 0.994899627 + 0.015455676 * w
f3_w5 = 0.996294972 + 0.011227357 * w
f1_w51 = 0.993762301 + 0.002775874 * w
f2_w51 = 1.0293547 + 0.008564662 * w
f3_w51 = 1.042565058 + 0.001973339 * w
if w<=5 then

```

```

f1_w = f1_w5
f2_w = f2_w5
f3_w = f3_w5
else
f1_w = f1_w51
f2_w = f2_w51
f3_w = f3_w51
end
c_sb_1_A_sb_w = c_sb_1 * f1_A_sb * f1_w
c_sb_2_A_sb_w = c_sb_2 * f2_A_sb * f2_w
F_f_sb_A_sb_w = F_f_sb * f3_A_sb * f3_w
// Усилие одиночной пружины (см. расчётную схему)
F_sb_pr_1 = c_sb_1_A_sb_w * x_sb
// Усилие пружины, работающей в паре с элементом трения(см. расчётную схему)
F_sb_pr_2 = c_sb_2_A_sb_w * (x_sb - x_sb_a)
// Условие определения значения координаты x_a при кручении сайлентблока
if abs(F_sb_pr_2) <= F_f_sb_A_sb_w then
x_sb_a = x_sb_a
else
x_sb_a = x_sb_a + (x_sb - x_sb_pred)
end
// Искомое значение усилия сайлентблока
F_sb = -(F_sb_pr_1 + F_sb_pr_2)
n(z) = t / time
// Время процесса кручения сайлентблока
n(z) = t / time
// Ввод результатов расчётов в массивы
// Массив угла кручения сайлентблока
Y1(z) = -x_sb
// Массив усилия сайлентблок
Y2(z) = -F_sb
// Счетчик массива
z = z + 1
// Конец расчётного цикла
end
// ВЫВОД ГРАФИКОВ
subplot(3,1,1), plot(n,Y1,'b'),xgrid(); //Угол кручения сайлентблока от времени
xlabel('Угол кручения сайлентблока от времени','время','A'); //***
subplot(3,1,2), plot(n,Y2,'b'),xgrid(); //Усилие сайлентблока от времени
xlabel('Усилие','время','усилие,H'); //***
subplot(3,1,3), plot(Y1,Y2,'b'),xgrid(); //Усилие сайлентблока от угла кручения
xlabel('Силовая характеристика сайлентблока','A','усилие,H'); //***
// КОНЕЦ ОПЕРАЦИИ
clc() // Очистка командного окна
y=loadwave("SCI/modules/sound/demos/chimes.wav");
playsnd(y)
disp("Расчёт выполнен")

```

```

// ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ ОПЕРАЦИИ
clc() // Очистка командного окна
clear
// ФУНКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ПАРАМЕТРОВ
РАСЧЕТА, ИСПОЛЪЗУЕМЫЕ В ПРОГРАММЕ
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_sb.sci', -1)
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_eccentric.sci', -1)
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_amort.sci', -1)
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_plat.sci', -1)
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_podr_nepodr.sci', -1)
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_pred.sci', -1)
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_otriv.sci', -1)
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\func_dinam_ravnoves.sci', -1)
// ПАРАМЕТРЫ ЧИСЛЕННОГО ИНТЕГРИРОВАНИЯ
dt = 0.001 // Шаг интегрирования, с.
time = 45 // Время интегрирования, с.
time1 = 20 // Время расчета начального динамического равновесия, с.
// НАЧАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ И КОНСТАНТЫ
exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\Начальные условия Четверть подвески+сайлентблок.sci', -1)
// ---*** РАСЧЕТНЫЙ ЦИКЛ ***---
disp("Выполняется расчет") // Сообщение на экран командного окна
for t=0:dt:time // Начало цикла
// ЭКСЦЕНТРИК
[z_eccentric, d_z_eccentric, d2_z_eccentric, w, w_pred, t_pred, fi_eccentric] =
func_eccentric(t, time1, w_pred, t_pred, fi_eccentric, r_eccentric, dt)
// АМОРТИЗАТОР
[k_amort] = func_amort(d_z_n, d_z_p, k_amort_otb, k_amort_sja)
// ОТРЫВ КОЛЕСА ОТ ПЛАТФОРМЫ
[p_otr] = func_otriv(z_n, z_plat)
// ПОДРЕССОРЕННАЯ И НЕПОДРЕССОРЕННАЯ МАССЫ
[d2_z_p, d_z_p, z_p, d2_z_n, d_z_n, z_n] = func_podr_nepodr(g, k_amort, d_z_n, d_z_p,
c_p, z_n, z_p, F_sb, m_p, dt, p_otr, k_sh, d_z_plat, c_sh, z_plat, m_n)
// ПАРАМЕТРЫ МОДЕЛИ ПО ИСТЕЧЕНИИ ВРЕМЕНИ РАСЧЕТА НАЧАЛЬНОГО
ДИНАМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ
[z_n_time1, z_p_time1] = func_dinam_ravnoves(t, time1, z_n, z_p)

```

// ПЛАТФОРМА

[F_shin_plat, d2_z_plat, d_z_plat, z_plat] = func_plat(z_plat, m_plat, g, k_sb, d_z_plat, d_z_n, c_sb, z_n, dt, z_eccentric, d_z_eccentric, d2_z_eccentric, p_otr)

// САЙЛЕНТБЛОК

[F_sb, z_sb, z_sb_a] = func_sb(z_sb, z_sb_pred, c_sb_1, c_sb_2, F_f_sb, z_sb_a, z_n, z_p, z_n_time1, z_p_time1)

// ПАРАМЕТРЫ МОДЕЛИ НА ПРЕДЫДУЩЕМ ШАГЕ ИНТЕГРИРОВАНИЯ

[t_pred, z_sb_pred, w_pred] = func_pred(t, z_sb, w)

// ВВОД РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА В МАССИВЫ ***

exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\Массивы данных Четверть полвески+сайлентблок.sce', -1)

// --- *** КОНЕЦ РАСЧЕТНОГО ЦИКЛА *** ---

end // Конец цикла

// ВЫВОД ГРАФИКОВ НА ЭКРАН

exec('C:\Users\Пользователь\Desktop\EUSAMA. Моделирование в SCILAB —
копия\Графики Четверть полвески+сайлентблок.sce', -1)

// ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНЫЕ ОПЕРАЦИИ

clc // Очистка командного окна

y = loadwave('SCI/modules/sound/demos/chimes.wav');

playsnd(y)

disp('Расчет выполнен') // Сообщение на экран командного окна

// НАЧАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ И КОНСТАНТЫ

g = 9.81 // Ускорение свободного падения, м/с²

pi = 3.14159265 // Число ПИ

t_pred = 0 // Начальное значение времени на предыдущем шаге интегрирования

z = 1 // *** Массив

// Сайлентблок

c_sb_1 = 404 // Жесткость одиночной пружины (см. расчетную схему), Н/м

c_sb_2 = 1290 // Жесткость пружины, работающей в паре с элементом трения (см. расчетную схему), Н/м

F_f_sb = 9 // Трение в сайлентблоке (см. расчетную схему), Н

z_sb = 0 // Начальное значение координаты для расчета усилия сайлентблока (см. расчетную схему), м

z_sb_pred = 0 // Начальное значение координаты для расчета усилия сайлентблока на предыдущем шаге интегрирования (см. расчетную схему), м

z_sb_a = 0 // Начальное значение координаты точки "a" при кручении сайлентблока, м

F_sb = 0 // Начальное значение усилия сайлентблока, Н

// Эксцентрик

w = 0 // Начальное значение частоты колебаний платформы, Гц

A = 0.003 // Смещение эксцентрика, м

fi_eccentric = 0 // Начальное значение фазы для расчета координаты платформы при изменении частоты ее колебаний с

w_pred = 0 // Начальное значение частоты колебаний платформы на предыдущем шаге интегрирования, Гц

r_eccentric = 0.1 // Радиус эксцентрика, м

```

// Платформа
m_plat = 20 // Масса платформы, кг.
c_pr_plat = 1000 // Жесткость пружины балки, Н/м.
z_plat = 0 // Начальное значение координаты платформы, м.
d_z_plat = 0 // Начальное значение скорости платформы, м/с.
// Поддрессоренная масса
m_p = 250 // Мера инертности поддрессоренной массы, кг. [Ротенберг Р.В. Подвеска
автомобиля. Для передней подвески ВАЗ 2101: без пассажиров - 457 кг, с пассажирами -
590 кг].
z_p = 0 // Начальное значение координаты поддрессоренной массы, м.
d_z_p = 0 // Начальное значение скорости поддрессоренной массы, м/с.
d2_z_p = 0 // Начальное значение ускорения поддрессоренной массы, м/с^2.
z_p_time1 = 0 // Начальное значение координаты поддрессоренной массы на предыдущем
шаге интегрирования, м.
// Неподдрессоренная масса
m_n = 29 // Мера инертности неподдрессоренной массы, кг [Ротенберг Р.В. Подвеска
автомобиля. Для передней подвески ВАЗ 2101 - 58 кг].
z_n = 0 // Начальное значение координаты неподдрессоренной массы, м.
d_z_n = 0 // Начальное значение скорости неподдрессоренной массы, м/с.
d2_z_n = 0 // Начальное значение ускорения неподдрессоренной массы, м/с^2.
z_n_time1 = 0 // Начальное значение координаты неподдрессоренной массы на
предыдущем шаге интегрирования, м.
// Подвеска
c_p = 20601
k_amort_otb = 429
k_amort_sja = 92
c_sh = 152055
k_sh = 203.3
// ВВОД РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА В МАССИВЫ ***
if t >= time1 then // Условие записи в массивы процесса после динамического равновесия
n(z) = t - time1 //***
//n(z) = t //***
// подпресс. масса
//Y1(z) = d2_z_p; // ускорение ***
//Y2(z) = d_z_p; // скорость ***
//Y3(z) = z_p; // перемещение ***
// неподпресс. масса
//Y4(z) = d2_z_n; // ускорение ***
//Y5(z) = d_z_n; // скорость ***
//Y6(z) = z_n; // перемещение ***
//Y7(z) = z_eccentric // перемещение эксцентрика ***
//Y8(z) = d_z_eccentric // скорость эксцентрика ***
//Y8_1(z) = d2_z_eccentric // ускорение эксцентрика ***
Y9(z) = w // частота ***
//Y10(z) = Rz // нагрузка на платформу без учета инерции привода и пр. ***
//Y11(z) = z_sh // Перемещение для расчета усилия сайлентблока ***

```

```

//Y12(z)= z_n_time1 ****
//Y13(z)= z_p_time1 ****
//Y14(z)= F_sb ****
//Y15(z)= p_otr ****
Y16(z)= F_shin_plat //Fz_sensor ****
z=z+1 // *** Счетчик массива
end
// ВЫВОД ГРАФИКОВ НА ЭКРАН
// Очистка графического окна
//clf()
// Выбор экрана
screen = 6
// Экран 1
if screen==1 then
subplot(3,1,1), plot(n,Y1,'r'),xgrid(); ****
xlabel('ускорение' 'Время сек' 'м/с^2'); ****
subplot(3,1,2), plot(n,Y2,'g'),xgrid(); ****
xlabel('скорость' 'Время сек' 'м/с'); ****
subplot(3,1,3), plot(n,Y3,'b'),xgrid(); ****
xlabel('перемещение' 'Время сек' 'м'); ****
end
// Экран 2
if screen==2 then
subplot(3,1,1), plot(n,Y4,'r'),xgrid(); ****
xlabel('ускорение' 'Время сек' 'м/с^2'); ****
subplot(3,1,2), plot(n,Y5,'g'),xgrid(); ****
xlabel('скорость' 'Время сек' 'м/с'); ****
subplot(3,1,3), plot(n,Y6,'b'),xgrid(); ****
xlabel('перемещение' 'Время сек' 'м'); ****
end
// Экран 3
if screen==3 then
subplot(2,3,1), plot(n,Y1,'r'),xgrid(); ****
//xlabel('ускорение п.м.' 'Время сек' 'м/с^2'); ****
subplot(2,3,2), plot(n,Y2,'g'),xgrid(); ****
//xlabel('скорость п.м.' 'Время сек' 'м/с'); ****
subplot(2,3,3), plot(n,Y3,'b'),xgrid(); ****
xlabel('перемещение п.м.' 'Время сек' 'м'); ****
subplot(2,3,4), plot(n,Y4,'r'),xgrid(); ****
//xlabel('ускорение н/н. м.' 'Время сек' 'м/с^2'); ****
subplot(2,3,5), plot(n,Y5,'g'),xgrid(); ****
//xlabel('скорость н/н. м.' 'Время сек' 'м/с'); ****
subplot(2,3,6), plot(n,Y6,'b'),xgrid(); ****
xlabel('перемещение н/п. м.' 'Время сек' 'м'); ****
end
// Экран 4

```

```

if screen==4 then
subplot(3,1,1), plot(n,Y7,'b').xgrid(); ****
xlabel( 'ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПЛАТФОРМЫ ОТ ВРЕМЕНИ' 'Время сек.' 'м' ); ****
//subplot(3,1,2), plot(Y9,Y7,'b').xgrid(); ****
//xlabel( 'ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПЛАТФОРМЫ ОТ ЧАСТОТЫ' 'Гц' 'м' ); ****
//subplot(3,1,3), plot(n,Y9,'b').xgrid(); ****
//xlabel( 'ЧАСТОТА ОТ ВРЕМЕНИ' 'Время сек.' 'Гц' ); ****
end
// Экран 5
if screen==5 then
subplot(1,1,1), plot(n,Y16,'r').xgrid(); ****
xlabel( 'НАГРУЗКА НА ПЛАТФОРМУ ОТ ВРЕМЕНИ' 'Время сек.' 'Нагрузка Н' ); ****
//subplot(2,1,2), plot(Y9,Y16,'b').xgrid(); ****
//xlabel( 'НАГРУЗКА НА ПЛАТФОРМУ ОТ ЧАСТОТЫ' 'Частота Гц' 'Нагрузка Н' ); ****
//subplot(3,1,3), plot(n,Y11,'b').xgrid(); ****
//xlabel( 'Координата для расчета усилия сайлентблока' 'м' ); ****
end
// Экран 6
if screen==6 then
subplot(1,1,1), plot(Y9,Y16,'b').xgrid(); ****
xlabel( 'НАГРУЗКА НА ПЛАТФОРМУ ОТ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ' 'Частота Гц' 'Нагрузка Н' ); ****
//subplot(2,1,1), plot(n,Y3,'r').xgrid(); ****
//subplot(2,1,2), plot(n,Y6,'r').xgrid(); ****
end

function [F_sb, z_sb, z_sb_a]=func_sb(z_sb, z_sb_pred, c_sb_1, c_sb_2, F_f_sb, z_sb_a,
z_n, z_p, z_n_time1, z_p_time1)
z_sb = z_p - z_n - z_p_time1 + z_n_time1 // Координата для расчета усилия
сайлентблока
F_sb_pr_1 = c_sb_1 * z_sb // Усилие одиночной пружины (см. расчетную схему)
F_sb_pr_2 = c_sb_2 * (z_sb - z_sb_a) // Усилие пружины, работающей в паре с
элементом трения(см. расчетную схему)
if abs(F_sb_pr_2) <= F_f_sb then // Условие определения значения координаты x_a
при кручении сайлентблока
z_sb_a = z_sb_a // -
else // -
z_sb_a = z_sb_a + (z_sb - z_sb_pred) // -
end // -
F_sb = (-(F_sb_pr_1 + F_sb_pr_2))*4 // Искомое значение усилия сайлентблока
//F_sb=0 // Отключение сайлентблока
endfunction
function [t_pred, z_sb_pred, w_pred]=func_pred(t, z_sb, w)
// ПАРАМЕТРЫ МОДЕЛИ НА ПРЕДЫДУЩЕМ ШАГЕ ИНТЕГРИРОВАНИЯ
t_pred = t // Время на предыдущем шаге интегрирования, с

```

```

z_sb_pred = z_sb // Координата для расчета усилия сайлентблока на предыдущем шаге
интегрирования, м
w_pred = w // Частота вращения эксцентрика на предыдущем шаге интегрирования,
Гц.
endfunction
function [d2_z_p, d_z_p, z_p, d2_z_n, d_z_n, z_n] = func_podr_nepodr(g, k_amort, d_z_n,
d_z_p, c_p, z_n, z_p, F_sb, m_p, dt, p_otr, k_sh, d_z_plat, c_sh, z_plat, m_n)
// ПОДРЕССОРЕННАЯ МАССА
// Вертикальные ускорение, скорость и перемещение подрессоренной массы
d2_z_p = -g + (k_amort * (d_z_n - d_z_p) + c_p * (z_n - z_p) + 4 * F_sb) / m_p
d_z_p = d_z_p + d2_z_p * dt
z_p = z_p + d_z_p * dt
// НЕПОДРЕССОРЕННАЯ МАССА
// Вертикальные ускорение, скорость и перемещение неподдресоренной массы
d2_z_n = -g + (-k_amort * (d_z_n - d_z_p) - c_p * (z_n - z_p) + p_otr * (k_sh * (d_z_plat
- d_z_n) + c_sh * (z_plat - z_n)) - 4 * F_sb) / m_n
d_z_n = d_z_n + d2_z_n * dt
z_n = z_n + d_z_n * dt
endfunction
function [F_shin_plat, d2_z_plat, d_z_plat, z_plat] = func_plat(z_plat, m_plat, g, k_sh,
d_z_plat, d_z_n, c_sh, z_n, dt, z_eccentric, d_z_eccentric, d2_z_eccentric, p_otr)
// Нагрузка на платформу от шины
F_shin_plat = p_otr * (k_sh * (d_z_plat - d_z_n) + c_sh * (z_plat - z_n))
// Вертикальные ускорение, скорость и перемещение платформы
d2_z_plat = -g - F_shin_plat / m_plat - 4 * c_pr_plat * z_plat / m_plat
d_z_plat = d_z_plat + d2_z_plat * dt
z_plat = z_plat + d_z_plat * dt
// Условие ограничения кинематических параметров платформы при взаимодействии с
эксцентриком
if z_plat < z_eccentric then
    z_plat = z_eccentric
    d_z_plat = d_z_eccentric
    d2_z_plat = d2_z_eccentric
end
endfunction

function [p_otr] = func_otriv(z_n, z_plat)
// ОТРЫВ КОЛЕСА ОТ ПЛАТФОРМЫ
if z_n > z_plat then
    p_otr = 0 // Колесо не взаимодействует с платформой
else
    p_otr = 1 // Колесо взаимодействует с платформой
end
endfunction
function [z] = func_massiv(t, time1, z, p_otr, F_shin_plat)
// ВВОД РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА В МАССИВЫ ***

```

```

if t > timel then // Условие записи в массивы процесса после динамического равновесия
n(z) = t - timel ***
//n(z) = t ***
// подпресс. масса
//Y1(z) = d2_z_p; // ускорение ***
//Y2(z) = d_z_p; // скорость ***
//Y3(z) = z_p; // перемещение ***
// неподпресс. масса
//Y4(z) = d2_z_n; // ускорение ***
//Y5(z) = d_z_n; // скорость ***
//Y6(z) = z_n; // перемещение ***
//Y7(z) = z_eccentric // перемещение эксцентрика ***
//Y8(z) = d_z_eccentric // скорость эксцентрика ***
//Y8_1(z) = d2_z_eccentric // ускорение эксцентрика ***
Y9(z) = w // частота ***
//Y10(z) = Rz // нагрузка на платформу без учета инерции привода и пр. ***
//Y11(z) = z_sb // Перемещение для расчета усилия сайлентблока ***
//Y12(z) = z_n_timel ***
//Y13(z) = z_p_timel ***
//Y14(z) = F_sb ***
Y15(z) = p_otr ***
Y16(z) = F_shin_plat // Fz_sensor ***
z = z + 1 // *** Счетчик массива
end
endfunction
function [z_eccentric, d_z_eccentric, d2_z_eccentric, w, w_pred, t_pred,
fi_eccentric] = func_eccentric(t, timel, w_pred, t_pred, fi_eccentric, r_eccentric, dt)
// Зависимость изменения частоты вращения эксцентрика от времени
d_w = 1 // Первая производная частоты вращения эксцентрика от времени
w = d_w * (t - timel) // Зависимость изменения частоты вращения эксцентрика от
времени
// Условие ограничения максимальной частоты вращения эксцентрика
if w > 21.66 then
w = 21.66
d_w = 0
end
// Условие неподвижности эксцентрика при расчете начального динамического
равновесия моделируемой системы
if t <= timel then
w = 0
end
// Расчет фазы при изменении частоты вращения эксцентрика
// fi_eccentric = fi_eccentric + (t_pred - timel) * (w - w_pred)
fi_eccentric = fi_eccentric + (t - timel) * d_w * dt
// Значения параметров на предыдущем шаге интегрирования
// w_pred = w // Частота вращения эксцентрика, Гц.

```

```

//t_pred = t // Время, с
// Вертикальная координата точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы
z_eccentric = A * (1 - cos(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric))) + sqrt(r_eccentric^2 - A^2 * (sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)))^2) - r_eccentric
// Вертикальная скорость точки подъема эксцентрика
d_z_eccentric = A * sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)) - (A^2 * sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)) * cos(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric))) / sqrt(r_eccentric^2 - A^2 * (sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)))^2)

// Вертикальное ускорение точки подъема эксцентрика
d2_z_eccentric = A * (cos(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)) - (A^3 * (sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)))^2 * (cos(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)))^2) / (r_eccentric^2 - A^2 * (sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)))^2)^(3/2) + (A^2 * sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric))) / sqrt(r_eccentric^2 - A^2 * (sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)))^2) - (A^2 * cos(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric))) / sqrt(r_eccentric^2 - A^2 * (sin(2 * pi * (w * (t - timel) - fi_eccentric)))^2))
endfunction
function [z_n_timel, z_p_timel]=func_dinam_ravnoyes(t, timel, z_n, z_p)
// ПАРАМЕТРЫ МОДЕЛИ ПО ИСТЕЧЕНИИ ВРЕМЕНИ РАСЧЕТА НАЧАЛЬНОГО ДИНАМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ
if t <= timel then
    z_n_timel = z_n //Начальное значение координаты неподдрессоренной массы по истечении времени расчета начального динамического равновесия, м.
    z_p_timel = z_p //Начальное значение координаты поддрессоренной массы по истечении времени расчета начального динамического равновесия, м.
end
endfunction
function [k_amort]=func_amort(d_z_n, d_z_p, k_amort_otb, k_amort_sja)
// Условия для определения коэффициентов демпфирования амортизатора
if (d_z_n - d_z_p) < 0 then
    k_amort = k_amort_otb
else
    if (d_z_n - d_z_p) > 0 then
        k_amort = k_amort_sja
    else
        k_amort = 0
    end
end
endfunction

```

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2616233

СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ САЙЛЕНТБЛОКОВ
ПОДВЕСКИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления" (ВСГУТУ) (RU)*

Авторы: *Барадиев Виктор Сергеевич (RU),
Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич (RU)*

Заявка № 2015153444

Приоритет изобретения 11 декабря 2015 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 13 апреля 2017 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 11 декабря 2035 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020660831

**Расчёт параметров функционирования подвески автомобиля
на вибростенде**

Правообладатель: **Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
"Восточно-Сибирский государственный университет
технологий и управления" (RU)**

Авторы: **Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич (RU),
Барадиев Виктор Сергеевич (RU)**

Заявка № 2020619772

Дата поступления 02 сентября 2020 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 14 сентября 2020 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022618270

**Расчет силового параметра сайлентблока подвески
автомобиля**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
"Восточно-Сибирский государственный университет
технологий и управления" (RU)*

Авторы: *Барадиев Виктор Сергеевич (RU), Тихов-Тинников
Дмитрий Анатольевич (RU)*

Заявка № 2022617343

Дата поступления 26 апреля 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 05 мая 2022 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

документ подписан электронной подписью
Сертификат 68b80077c14c-1010a94edbd24145d5c7
Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 20.12.2022 по 25.05.2023

Ю.С. Зубов

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ «АВТОЦЕНТР НА ШАЛЯПИНА»

670045, Республика Бурятия
г. Улан-Удэ, ул. Шаляпина 39
тел. 55-30-21, 55-38-55
факс (8-301-2) 55-30-18
E-mail: avtocenter@avtoun.ru
Исходящий №
«__» _____ 2024г.

Р/с 40702810114000000067
филиале «АТБ» (ОАО) в г. Улан-Удэ
к/с 30101810700000000744
ИНН 0326043465 БИК 048142744
ОКПО 96702735
КПП 032601001
ОГРН 1070326002625

«Утверждаю»

Генеральный директор ООО
«АВТОЦЕНТР НА ШАЛЯПИНА»



Жидовецкий Я.Е.

_____ 2024 г.

«Утверждаю»

Ректор ФГБОУ ВО ВСГУТУ



проф. Сизов И.Г.

_____ 2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы Барадиева Виктора Сергеевича на тему «Исследование функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобилей на этапах жизненного цикла» старшего преподавателя кафедры «Автомобили» ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления»

Настоящий акт составлен о том, что результаты научно-исследовательской работы Барадиева В.С. внедрены в ООО «АВТОЦЕНТР НА ШАЛЯПИНА».

Описание предмета внедрения

В ходе выполненной производственной проверки внедрена методика контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески автотранспортных средств для условий их эксплуатации, основанная на выявленных функциональных зависимостях, характеризующих процесс работы

ООО «АВТОЦЕНТР НА ШАЛЯПИНА» / ОГРН 1070326002625 / ИНН 0326043465 / КПП: 032601001

сайлентблоков при действии на них знакопеременной угловой деформации, в виде поворота рычага подвески на углы относительно его начального положения, с учетом изменения параметров технического состояния, и их связь с характеристиками подвески автомобиля, а также научно обоснованных тестовых режимах воздействия, обеспечивающих эффективный контроль функциональных свойств сайлентблоков в условиях эксплуатации.

Заключение

Результаты научно-исследовательской работы Барадиева В.С. показывают:

- Разработанная методика значительно повышает качество входного контроля сайлентблоков, позволяя исключить из использования до 23% новых сайлентблоков имеющих неудовлетворительное качество резиновой втулки и рабочие характеристики;

- Разработанная методика повышает качество контроля функциональных свойств сайлентблоков во время ремонта подвески. Обеспечивает значительное снижение трудоемкости ремонта подвески легковых автомобилей за счет отказа от неоправданной замены 13-25% работоспособных сайлентблоков, имеющих хорошее и удовлетворительное техническое состояние.

Руководитель отдела сервиса
ООО «АВТОЦЕНТР НА
ШАЛЯПИНА»



Попков Р.М.

2024 г.

Проректор ВСГУТУ
по научной работе
и инновациям



проф. Шалбуев Д.В.

2024 г.



«Утверждаю»

Директор ООО «ТЦ ВОСТОК»

Ратовицкий А.В.

«04» апреля 2024 г.

«Утверждаю»

Ректор ФГБОУ ВО ВСГУТУ

проф. Сизов И.Г.

«06» апреля 2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы старшего преподавателя
кафедры «Автомобили»

ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и
управления» Барадиева Виктора Сергеевича

1. **Наименование работы:** Исследование функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобилей на этапах жизненного цикла.
2. **Наименование предприятия, где осуществляется внедрение:** ООО «ТЦ ВОСТОК», 670018, Республика Бурятия, г. Улан-Удэ, ул. Покровская, зд. 38, офис 2.
3. **Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу:** ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления», кафедра «Автомобили», 670013, Республика Бурятия, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская, д. 40В, строение 1
4. **Краткое описание работы:** Результаты выполненной научно-исследовательской работы Барадиева В.С. прошли производственную проверку в ООО «ТЦ ВОСТОК». По их итогам внедрены: методика контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах автотранспортных средств категории М1 в условиях эксплуатации; оборудование, реализующее разработанную методику



контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах.

5. **Заключение:** Результаты апробации и внедрения научно-исследовательской работы в условиях ООО «ТЦ ВОСТОК» показало, что разработанная методика и реализующее её оборудование позволяет оперативно измерять реактивный момент, создаваемых сайлентблоками, при тестовом воздействии в виде поворота рычага подвески на угол относительно его начального положения. Это значительно повышает эффективность контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески АТС за счет количественной оценки. Также позволяет снизить трудоемкость определения функциональных свойств сайлентблоков подвески до 45%, что эквивалентно от 30 ч/мин. и более в зависимости от индивидуальной ситуации на каждый автомобиль.

Внедрение научной разработки старшего преподавателя Барадиева Виктора Сергеевича позволило повысить достоверность контроля качества сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах автотранспортных средств категории М1 в условиях эксплуатации.

Начальник сервиса
ООО «ТЦ ВОСТОК»

Качин С.В.
« 04 » _____ 2024 г.

Проректор ВСГУТУ
по научной работе
и инновациям

проф. Шалбуев Д.В.
« 04 » _____ 2024 г.



Минобрнауки России

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования

«ВОСТОЧНО-СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГИЙ И УПРАВЛЕНИЯ»
(ВСГУТУ)

ул.Ключевская, 40В, стр.1, Улан-Удэ, 670013,
Республика Бурятия
тел. (301-2) 43-14-15, факс 41-71-50
http://www.esstu.ru; e-mail: office@esstu.ru
ОКПО 02069473; ОГРН 1020300905162;
ИНН/КПП 0323060215/032301001

«Утверждаю»

Ректор ФГБОУ ВО ВСГУТУ

Сизов И.Г.

2024 г.



от 30.08.2024 № 2073/08

на № _____

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы старшего преподавателя
кафедры «Автомобили» Барадиева Виктора Сергеевича в учебный процесс
ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и
управления»

Комиссия в составе проректора по учебной работе ФГБОУ ВО «ВСГУТУ»
Грешилова А.Д., декана машиностроительного факультета Шурыгина Ю.Л.,
заведующего кафедрой «Автомобили» Тихов-Тинникова Д.А. составили
настоящий акт о внедрении и использовании теоретических материалов
диссертационной работы Барадиева В.С., в том числе методики контроля
функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобилей на этапах
жизненного цикла.

1. **Наименование работы:** Исследование функциональных свойств сайлентблоков подвески автомобилей на этапах жизненного цикла.
2. **Наименование предприятия, где осуществляется внедрение:** ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления»,



Исп.
тел.

023036

кафедра «Автомобили», 670013, Республика Бурятия, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская, д. 40В, строение 1.

3. **Внедрённые результаты работы:** Математическая модель динамической системы «Поддрессоренная масса - Подвеска - Сайлентблок - Неподдрессоренная масса - Шина - Вибростенд», которая позволяет получать зависимости силовых реакций сайлентблоков от знакопеременных тестовых воздействий, в виде поворота рычага подвески на углы относительно его начального положения, а также устанавливать связь их параметров функциональных свойств с характеристикой подвески автомобилей; методика контроля функциональных свойств сайлентблоков подвески на двойных поперечных рычагах автотранспортных средств и оборудование, реализующее данную методику.

4. **Заключение:** Результаты научных исследований Барадиева В.С. внедрены в учебный процесс подготовки бакалавров по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и инженеров по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства». Материалы используются в лекционно-практических занятиях по дисциплинам «Испытания наземных транспортно-технологических средств» и «Техническая диагностика».

Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО ВСГУТУ

 _____ Грешилов А.Д.

Декан машиностроительного
факультета

 _____ Шурыгин Ю.Л.

Заведующий кафедрой
«Автомобили»

 _____ Тихов-Тинников Д.А.