


На правах рукописи



АЛЮКОВ Александр Сергеевич

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

Специальность 05.05.03 — Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Челябинск 2020

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт»
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный
исследовательский университет)»

Научный руководитель: Дубровский А. Ф. – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Официальные оппоненты: Филькин Н. М. – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобили и металлообрабатывающее оборудование» ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет им. М. Т. Калашникова»

Неволин Д. Г. – доктор технических наук, старший научный сотрудник, заведующий кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей» ФГБОУ ВО «Уральский государственный университет путей сообщения»

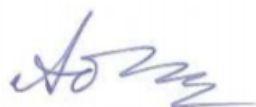
Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»

Защита состоится «23» декабря 2020 г., в 13:00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс: (351) 267-91-23, e-mail: D212.298.09@mail.ru.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета по адресу: г. Челябинск, пр. Ленина, 76 и на официальном сайте <https://susu.ru>

Автореферат разослан «__»_____ 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время при проектировании любого транспортного средства (ТС) к его подвеске предъявляют повышенные требования, связанные, в первую очередь, с ограничением уровня динамической нагруженности кузова ТС. Обеспечение данного условия, главным образом, реализуется за счет снижения жёсткости упругих элементов подвески. Снижение жёсткости упругих элементов может привести к снижению управляемости и устойчивости ТС, а следовательно, к снижению безопасности движения ТС. Поэтому непосредственное решение задачи снижения уровня динамической нагруженности кузова ТС требует комплексного подхода, предполагающего поиск разумного компромисса между величиной «уровня» динамической нагруженности и степенью безопасности движения ТС. Таким образом, возникает задача согласования рабочих, эксплуатационных характеристик ТС. Как известно, наиболее фундаментально и эффективно данная задача решается в том случае, если система поддресоривания ТС содержит регулируемую подвеску, т.е. подвеску, рабочие характеристики которой можно регулировать в зависимости от дорожных условий.

В настоящее время в ЮУрГУ, г. Челябинск, под руководством проф. Дубровского А.Ф., разработано и запатентовано (см, например, патент РФ № 2522773; патент РФ № 2500936) семейство регулируемых подвесок гидравлического типа нового принципа действия (РП). Предварительный анализ показал, что по совокупности спектра функциональных возможностей и степени рациональности рабочих характеристик подобные подвески существенно превосходят большинство известных аналогов. Поэтому уточнение функциональных возможностей снижения уровня динамической нагруженности кузова ТС при использовании подобных конструкций, несомненно, является актуальной задачей.

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

Основные задачи исследования были сформулированы и решены:

1. Разработка функциональных аналогов упругого элемента с нелинейной характеристикой и регулируемого амортизатора РП, включающих совокупность нелинейных рабочих характеристик и их математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне изменения независимых переменных.
2. Разработка расчетной схемы и математической модели транспортного средства с РП, отличающихся от существующих использованием указанных выше функциональных аналогов.

3. Оптимизация значений управляющих воздействий на амортизаторы ТС в классе кусочных функций во всем замкнутом диапазоне регулирования по критерию минимизации динамической нагруженности кузова ТС.
4. Разработка методики расчета и оценки динамической нагруженности ТС с РП.
5. Разработка методики экспериментального подтверждения эффективности использования разработанной РП на основе сравнительного анализа проезда автомобиля по стандартным неровностям (ГОСТ Р 52605-2006) со штатной и экспериментальной подвесками.
6. Экспериментальное подтверждение полученных результатов теоретического исследования.

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

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

Научная новизна полученных результатов:

- разработан подход к составлению функциональных аналогов упругого элемента РП автомобиля, включающих нелинейные рабочие характеристики и их математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне деформации упругого элемента;
- разработан подход к составлению функциональных аналогов регулируемых амортизаторов РП автомобиля, включающих совокупность рабочих характеристик и их математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом скоростном диапазоне;
- предложена новая расчетная схема переднеприводного ТС, включающая функциональные аналоги нового регулируемого амортизатора и нелинейного упругого элемента РП автомобиля;
- разработана математическая модель ТС с РП, включающая вышеуказанные функциональные аналоги;
- предложен алгоритм профилирования направляющей части поршня и подбора его геометрических соотношений для снижения потерь на трение в амортизаторе.

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

- проводить оценку и снизить динамическую нагруженность ТС при использовании в системе поддрессирования РП автомобиля;
- проектировать ТС с РП на основе разработанной методики оценки динамической нагруженности.

Результаты исследования использованы при выполнении госзадания Министерства образования и науки Российской Федерации «Теория управления – адаптивная подвеска транспортного средства» (шифр проекта 9.700.2016/2.2),

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

Результаты исследований внедрены в ПАО «Курганский машиностроительный завод», г. Курган; АО «Автомобильный завод УРАЛ», г. Миасс; в учебный процесс ФГАОУ ВО «ЮУрГУ» (НИУ), г. Челябинск.

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

На защиту выносятся следующие результаты исследования:

- разработанный автором функциональный аналог упругого элемента РП автомобиля, содержащий нелинейную рабочую характеристику и его математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне деформации упругого элемента;
- проведенный сравнительный анализ результатов аппроксимации рабочих характеристик упругого элемента;
- функциональный аналог регулируемого амортизатора РП автомобиля, содержащий совокупность нелинейных рабочих характеристик, а также его математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом скоростном диапазоне;
- новая расчетная схема переднеприводного ТС, включающая функциональные аналоги нового регулируемого амортизатора и нелинейного упругого элемента РП автомобиля;
- математическая модель ТС с РП, включающая указанные выше функциональные аналоги элементов подвески.
- разработанная автором методика расчета параметров РП для оценки и снижения динамической нагруженности ТС;
- алгоритм профилирования направляющей части поршня и подбора его геометрических соотношений для снижения потерь на трение в амортизаторе.
- созданные алгоритмы и компьютерные программы численного интегрирования разработанных математических моделей, результаты вычислительных экспериментов по исследованию различных режимов работы РП.

Апробация работы. Результаты, полученные в рамках диссертационного исследования, обсуждались и докладывались на всемирных конгрессах,

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

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

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, библиографического списка из 151 наименований, изложена на 151 странице, включает 59 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, сформулированы основные цели и задачи, указаны методы, применяемые в рамках исследования, указана научная новизна полученных результатов, достоверность результатов, их практическая ценность, проведен краткий обзор структуры работы, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе изложены общие сведения о подвесках ТС, перечислены их основные функции. Проведен обзор существующих конструкций упругих элементов подвески ТС. Рассмотрены рессорные, пружинные и торсионные упругие элементы. Выполнен обзор существующих конструкций диссипативных элементов, проанализированы рычажные и двухтрубные амортизаторы. Рассмотрены конструкции адаптивных амортизаторов и систем управления производителей Delco Products, Koni, ThyssenKrupp Bilstein, Fitchel and Sachs, Boge, VDO AdolfSchilling AG, Tenneco. Среди систем управления адаптивными активными амортизаторами выделены конструкции Mercedes-Benz (ADS 1-го и 2-го поколений), Bose Suspension System.

Одной из перспективных разработок в области адаптивной подвески является семейство конструкций регулируемых подвесок, разработанных в Южно-Уральском государственном университете коллективом научных сотрудников под руководством д.т.н., профессора А.Ф. Дубровского. В диссертации проводится исследование упругого элемента и регулируемого амортизатора данных конструкций РП. Отмечается, что по совокупности спектра функциональных возможностей и степени рациональности рабочих характеристик подобные подвески РП существенно превосходят большинство известных аналогов. Так, в частности, регулируемые амортизаторы РП позволяют реализовать сверхширокий

диапазон диссипативных характеристик, включающий характеристику «блокировочного режима», чрезвычайно востребованного при стабилизации положения кузова автомобиля при движении его на поворотах, при разгоне и торможении автомобиля. Регулируемые амортизаторы РП исключают режим «пробоя амортизатора», не требуют дополнительного подвода энергии для осуществления рабочих процессов, «вписываются» в габариты существующих, штатных амортизаторов. Упругие элементы РП в широкой «зоне комфорта» позволяют реализовать вдвое меньшую, чем у обычных штатных конструкций, жёсткость при сохранении «общей величины рабочего хода» подвески. В зоне повышенных деформаций жёсткость упругого элемента РП увеличивается в 3-10 раз по сравнению с обычными, штатными конструкциями, а в зоне высоких деформаций – в 20 и более раз. Всё это позволяет, с одной стороны, значительно снизить динамические нагрузки на кузов, а с другой стороны – эффективно решить задачу стабилизации положения кузова, уменьшить амплитуду его колебаний при проезде по неровностям.

Принцип работы одной из схем амортизатора РП на фазе отбоя отражен на рисунке 1. Подробное описание конструкции приводится в соответствующих патентах. При перемещении штока 1 и поршня 2 вверх масло из надпоршневой

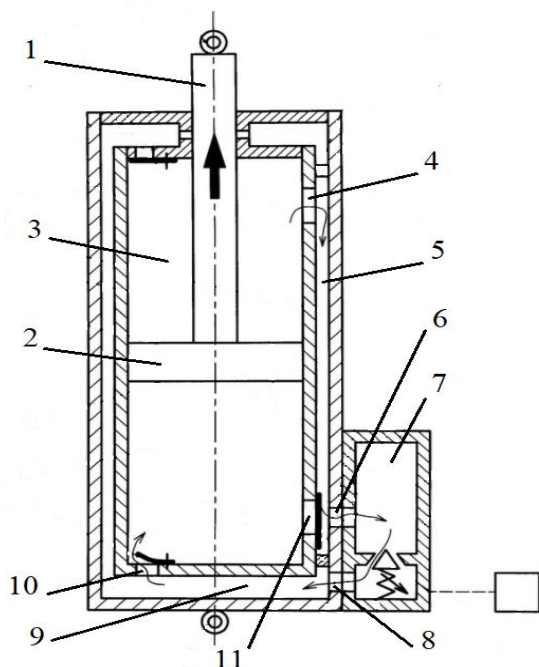


Рисунок 1 – Схема работы амортизатора РП на фазе отбоя

области 3 вытесняется поршнем 2 через верхнее рабочее окно 4 в замкнутую полость 5 и далее поступает через входное окно 6 во входную полость 7 регулируемого электромагнитного клапана, затем, благодаря наличию дроссельных пазов, в выходную полость клапана. Из выходной полости масло поступает через выходное отверстие 8 в полость 9 собственно амортизатора. Ввиду возникновения разрежения в подпоршневой полости перепускной клапан 10 открывается, увеличение объема масла в подпоршневой области компенсируется его поступлением из полости 9. Данный процесс продолжается до тех пор пока верхняя торцевая плоскость поршня 2 не достигнет положения, соответствующего уровню нижней границы верхнего рабочего окна 4, при

котором рабочее окно 4 еще полностью открыто. При дальнейшем движении поршня вверх рабочее окно 4 начинает постепенно перекрываться поршнем 2. При полностью перекрытом рабочем окне 4 дальнейшее движение поршня вверх, в силу несжимаемости масла, невозможно. Тем самым исключается возможность «пробоя амортизатора». Аналогично, на фазе сжатия, исключается возможность дальнейшего движения поршня вниз при полном перекрывании поршнем 4 нижнего рабочего окна 11.

Регулирование рабочей характеристики амортизатора РП осуществляется за счет внешнего воздействия со стороны блока управления путем изменения величины управляющего тока на контактах катушки регулируемого клапана.

Для разработки эффективной конструкции регулируемой подвески РП задачи математического моделирования и дальнейшая оценка динамической нагруженности кузова ТС являются первостепенными. В диссертации проводится обзор существующих подходов к разработке математических моделей.

Большой вклад в области исследования подвесок транспортных средств, математического моделирования ТС для задач оценки и снижения динамической нагруженности внесли следующие авторы: Г.Б. Безбородова, Ю.Б. Беленький, А.С. Горобцов, А.Ф. Дубровский, И.В. Еремина, Г.В. Зимелев, В.Н. Ищенко, В.В. Карамышкин, К.С. Колесников, С.И. Кондрашкин, Г.О. Котиев, В.А. Лазарян, М.В. Ляшенко, Д.Г. Неволин, В.В. Осепчугов, Р.В. Ротенберг, Е.Б. Сарач, Г.А. Смирнов, М.Н. Стрелков, В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, А.К. Фрумкин, А.А. Хачатуров, Е.А. Чудаков, A. Alleyne, M. Appleyard, J. Cao, A. Giua, R. Darus, W. Gao, J.K. Hendrick, D. Karnopp, P. Li, R. Liu, R. Morselli, E. Pellegrini, S. Savaresi, A. Shirahatt, H. Sohn, A.J. Truscott, M. Yamashita, N. Zhand, A. Zin и др. Показано, что особенностью рассмотренных работ является использование идеализированных моделей элементов подвески, выражение их через линейные зависимости. Отмечено, что в действительности рабочие характеристики элементов регулируемой подвески являются существенно нелинейными, а в случае регулируемых амортизаторов рабочими характеристиками является семейство нелинейных зависимостей. В связи с этим возникает задача разработки уточненной математической модели ТС с регулируемой подвеской, учитывающей реальные нелинейные рабочие характеристики ее элементов. Данной задаче посвящена следующая глава диссертации.

Во **второй главе** проводится сравнительный анализ результатов аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента РП при использовании различных методов. На рисунке 2,а представлена типовая нелинейная рабочая характеристика упругого элемента подвески, учитывающая буферы сжатия и отбоя. На рисунке 2,б представлена кусочно-линейная аппроксимация данной

характеристики. Такая аппроксимация может быть записана в виде непрерывной функции переменной структуры:

$$F(f) = \begin{cases} k_1 f, & f \in [0; f_1), \\ k_2 f + b, & f \in [f_1; f_2), \\ k_3 f + c, & f \in [f_2; f_3], \end{cases} \quad (1)$$

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

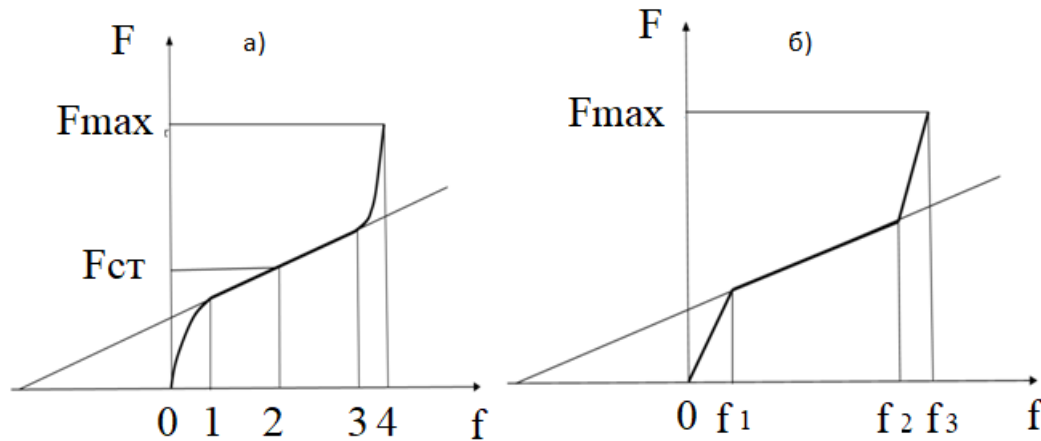


Рисунок 2 – Типовая рабочая характеристика упругого элемента подвески ТС с буферами сжатия и отбоя (а), ее кусочно-линейная аппроксимация (б)

Одним из часто применяемых методов, позволяющих представить (1) в виде единого выражения – использование функции Хевисайда:

$$H(f) = \begin{cases} 0, & \text{при } f < 0, \\ 1, & \text{при } f \geq 0. \end{cases} \quad (2)$$

Используя данную функцию, выражение (1) может быть записано как

$$F(f) = H(f_1 - f) \cdot k_1 f + H(f - f_1) \cdot H(f_2 - f) \cdot (k_2 f + b) + H(f - f_2) \cdot (k_3 f + c). \quad (3)$$

Функция Хевисайда не является аналитической, поэтому, несмотря на то, что выражение (3) является единым, его также приходится рассматривать по участкам.

Известно несколько методов аппроксимации разрывных функций. В диссертации проводится сравнительный анализ пяти методов аппроксимации разрывных функций: аппроксимация функцией арктангенса (метод 1), функцией сигмоиды (метод 2), интегральным распределением Лапласа (метод 3), вложенными синусоидальными функциями (метод 4), предложенный новый метод аппроксимации (метод 5). При использовании указанных методов выражение (3) может быть представлено в виде:

$$F(f) = \varphi(f_1 - f) \cdot k_1 f + \varphi(f - f_1) \cdot \varphi(f_2 - f) \cdot (k_2 f + b) + \varphi(f - f_2) \cdot (k_3 f + c), \quad (4)$$

$$\text{где } \varphi(f) = \begin{cases} 0,5 + \pi^{-1} \cdot \operatorname{arctg} Nf, & \text{метод 1;} \\ \frac{1}{1+e^{-Nf}}, & \text{метод 2;} \\ 0,5 + \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^f e^{-t^2} dt, & \text{метод 3;} \\ 0,5 + 0,5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sin\left(\dots \frac{\pi}{2} \cdot \sin\left(\frac{3f}{2N}\right)\right)\right), & \text{метод 4;} \\ 0,5 + 0,5 \frac{f}{\sqrt{f^2 + \frac{1}{N}}}, & \text{метод 5.} \end{cases}, \quad N \in \mathbb{R}$$

С помощью изменения значения параметра N (а также с помощью изменения числа вложений при использовании метода вложенных синусоидальных функций) можно добиться в наибольшей степени удовлетворяющего поставленным условиям проводимых исследований результата.

Проведенный сравнительный анализ показал преимущество метода 1. На основе этого метода 1 разработан функциональный аналог упругого элемента подвески ТС, включающий нелинейную рабочую характеристику и ее математическое описание.

Аналогичный подход применен при разработке функционального аналога регулируемого амортизатора РП, включающего совокупность нелинейных рабочих характеристик и их математическое описание. На рисунке 3,а представлено типовое семейство из 3 диссипативных характеристик регулируемого амортизатора, соответствующих режимам «Спортивный», «Обычный», «Комфорт». На рисунке 3,б – предложенная кусочно-линейная аппроксимация одной из характеристик.

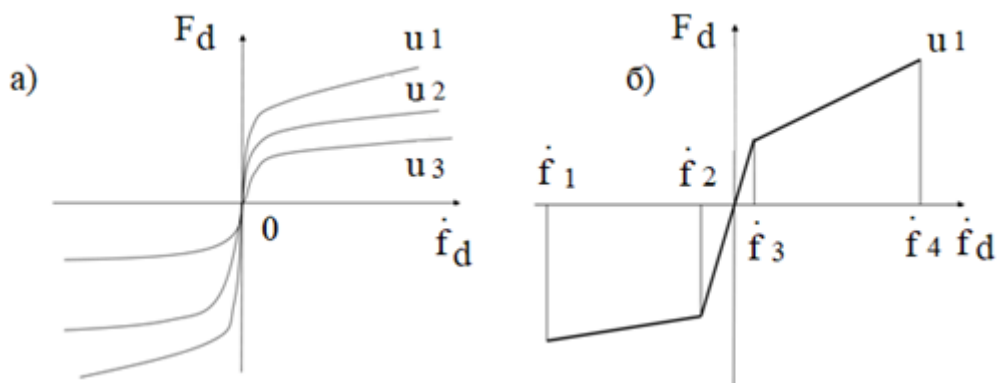


Рисунок 3 – Типовое семейство рабочих характеристик регулируемого амортизатора (а), предложенная аппроксимация одной из них (б)

Применяя метод аппроксимации функции Хевисайда арктангенсом, получим математическое описание регулируемого амортизатора РП с тремя рабочими характеристиками (5).

$$F_d(\dot{f}, u) = \begin{cases} \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_1)) \cdot \chi(N(\dot{f}_2 - \dot{f})) \cdot (k_1 \dot{f} + b) + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_2)) \cdot \chi(N(\dot{f}_3 - \dot{f})) \cdot k_2 \dot{f} + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_3)) \cdot \chi(N(\dot{f}_4 - \dot{f})) \cdot (k_3 \dot{f} + c), & \text{при } u = u_1, \\ \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_4)) \cdot \chi(N(\dot{f}_5 - \dot{f})) \cdot (k_4 \dot{f} + d) + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_5)) \cdot \chi(N(\dot{f}_6 - \dot{f})) \cdot k_5 \dot{f} + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_6)) \cdot \chi(N(\dot{f}_7 - \dot{f})) \cdot (k_6 \dot{f} + e), & \text{при } u = u_2, \\ \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_8)) \cdot \chi(N(\dot{f}_9 - \dot{f})) \cdot (k_7 \dot{f} + g) + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_9)) \cdot \chi(N(\dot{f}_{10} - \dot{f})) \cdot k_8 \dot{f} + \\ \chi(N(\dot{f} - \dot{f}_{10})) \cdot \chi(N(\dot{f}_{11} - \dot{f})) \cdot (k_9 \dot{f} + h), & \text{при } u = u_3, \end{cases} \quad (5)$$

где F_d – усилие на штоке; \dot{f} – скорость перемещения штока; $\chi(\dot{f}) = 0,5 + \pi^{-1} \cdot \arctg \dot{f}$, $N \in \mathbb{R}$; $k_1 \dots k_9$ – коэффициенты наклона аппроксимирующих прямых; b, c, d, e, g, h – коэффициенты наклона и сдвига аппроксимирующих прямых; $\dot{f}_1 \dots \dot{f}_{11}$ – угловые точки кусочно-линейных аппроксимаций; u_1, u_2, u_3 – управляющие воздействия на амортизатор.

Предложенный подход позволяет при описании работы РП рассмотреть режим ее работы на всем скоростном диапазоне без разбиения на участки с необходимостью последующего «сшивания» решений, полученных отдельно по участкам.

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

В следующем подразделе второй главы диссертации рассматривается составление расчетной схемы и математической модели ТС с РП. При этом приняты допущения:

– движение плоское (в поперечной плоскости движение отсутствует), другими словами, высота неровностей дороги под левыми и правыми бортами одинаковая и

- перемещение неподрессоренных масс происходит только перпендикулярно плоскости дороги и в продольном направлении вместе с поддрессоренной массой;
- в данной работе исследуются ТС – легковые автомобили среднего класса сегмента В длиной до 4,2 м;
 - рассматриваются переднеприводные автомобили;
 - проскальзывание в точке контакта колеса с опорной поверхностью отсутствует;
 - не учитывается диссипация энергии в пружинах подвески, сайлентблоках и т.п.;
 - не учитывается деформация сайлентблоков и подобных элементов подвески.

При разработке математической модели за основу была взята модель, предложенная авторами В.А. Умняшкиным, Н.М. Филькиным, Р.С. Музафаровым. На основе указанной модели была разработана новая модель, с учетом поставленных в исследовании задач. Новизна модели заключается в рассмотрении ТС с передним приводом, а также наличии разработанных функциональных аналогов упругих элементов с нелинейной рабочей характеристикой и регулируемых амортизаторов, характеризующихся семейством нелинейных рабочих характеристик, математическое описание которых представляет собой функцию двух переменных – скорости перемещения штока и управляющего параметра. Соответствующая расчетная схема представлена на рисунке 4.

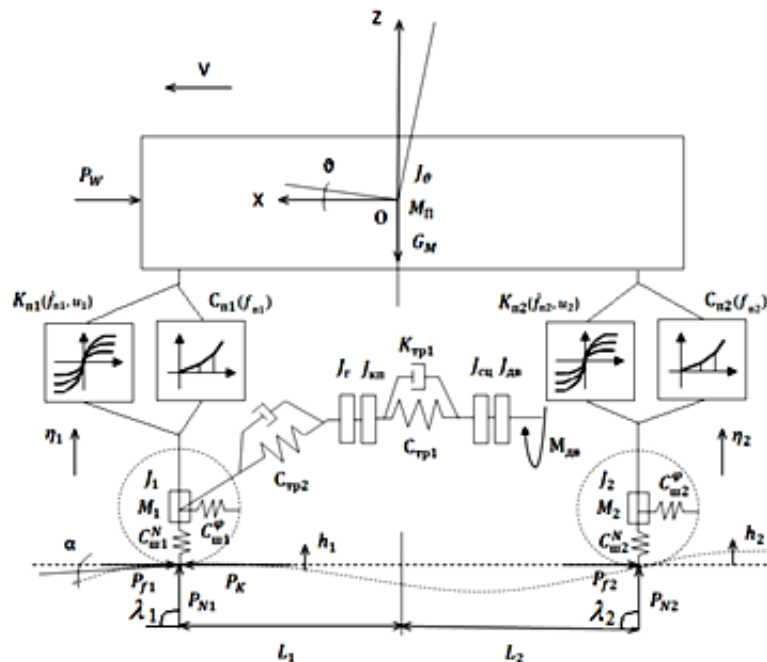


Рисунок 4 – Расчетная схема транспортного средства

В соответствии с составленной расчетной схемой, а также учитывая описанные выше принятые допущения, система имеет десять степеней свободы. Запишем вектор обобщенных координат:

$$q = \{X \ Z \ \vartheta \ \eta_1 \ \eta_2 \ \varphi_{дв} \ \varphi_{сц} \ \varphi_{кп} \ \varphi_{г} \ \varphi_{к1}\}^T.$$

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

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} = Q_k, \quad (6)$$

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

Для использования в математической модели движения автомобиля разработанных функциональных аналогов упругих элементов и регулируемых амортизаторов необходимо вычислить частные производные потенциальной энергии Π и диссипативной функции Φ системы по обобщенным координатам и скоростям. Вычисление частной производной слагаемых потенциальной энергии системы, связанных с упругими элементами подвесок, по обобщенным координатам проводится по соотношению:

$$\frac{\partial (\Pi_{n1} + \Pi_{n2})}{\partial q} = \frac{\partial \int_0^{f_{n1}} C_{n1}(f_{n1}(Z, \vartheta, \eta_1)) df_{n1}}{\partial q} + \frac{\partial \int_0^{f_{n2}} C_{n2}(f_{n2}(Z, \vartheta, \eta_2)) df_{n2}}{\partial q}.$$

Деформация упругих элементов C_{n1} , C_{n2} есть функция вертикального перемещения подрессоренной массы Z , угла поворота подрессоренной массы ϑ и вертикальных перемещений неподдресоренных масс η_1 , η_2 . Выполним следующие преобразования:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\Pi_{n1} + \Pi_{n2})}{\partial Z} &= \frac{\partial \int_0^{f_{n1}} C_{n1}(f_{n1}(Z, \vartheta, \eta_1)) df_{n1}}{\partial Z} + \frac{\partial \int_0^{f_{n2}} C_{n2}(f_{n2}(Z, \vartheta, \eta_2)) df_{n2}}{\partial Z} \\ &= \frac{\partial \int_0^{f_{n1}} C_{n1}(f_{n1}(Z, \vartheta, \eta_1)) df_{n1}}{\partial f_{n1}} \cdot \frac{\partial f_{n1}}{\partial Z} + \frac{\partial \int_0^{f_{n2}} C_{n2}(f_{n2}(Z, \vartheta, \eta_2)) df_{n2}}{\partial f_{n2}} \cdot \frac{\partial f_{n2}}{\partial Z}. \end{aligned}$$

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

$$\frac{\partial (\Pi_{n1} + \Pi_{n2})}{\partial Z} = C_{n1}(f_{n1}(Z, \vartheta, \eta_1)) \cdot \frac{\partial f_{n1}}{\partial Z} + C_{n2}(f_{n2}(Z, \vartheta, \eta_2)) \cdot \frac{\partial f_{n2}}{\partial Z}.$$

Аналогичные результаты могут быть получены при дифференцировании по другим обобщенным координатам, а также для вычисления производной диссипативной функции Φ по обобщенным скоростям.

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

Разработанная математическая модель многоструктурная, каждый режим движения описывается собственной системой дифференциальных уравнений. В рамках диссертации наибольший интерес представляет режим движения с

блокированной муфтой сцепления. Соответствующая данному режиму математическая модель приведена в (7). Подробное описание параметров предложенной модели приводится в диссертации.

Рабочий режим движения исследуемой динамической системы – переходный процесс, представляющий собой «наезд автомобиля на неровность и последующий её проезд». В математической постановке реализация этого процесса соответствует решению задачи Коши с заданными начальными условиями. Интегрирование производится численным методом.

Таким образом, дифференциальные уравнения (7) в совокупности с соответствующими начальными условиями представляют собой математическую модель исследуемой динамической системы «движение автомобиля с регулируемой подвеской по стандартизированным единичным неровностям».

$$\left\{ \begin{array}{l}
 M_m \ddot{X} + \frac{\partial \Pi}{\partial X} + P_{f1} + P_{f2} + P_w - P_k = 0, \\
 M_n \ddot{Z} + \frac{\partial \Pi}{\partial Z} + \frac{\partial \Phi}{\partial Z} + \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} + \\
 \quad + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} = 0, \\
 J_{\vartheta} \ddot{\vartheta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \vartheta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \vartheta} + \text{sign}(\dot{Z} + L_1 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_1) P_{\Pi 1}^{\text{TP}} L_1 + \\
 \quad + \text{sign}(\dot{Z} - L_2 \dot{\vartheta} / \cos^2 \vartheta - \dot{\eta}_2) P_{\Pi 2}^{\text{TP}} L_2 = 0, \\
 M_1 \ddot{\eta}_1 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_1} + \frac{\partial \Phi}{\partial \eta_1} = 0, \\
 M_2 \ddot{\eta}_2 + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial \eta_2} = 0, \\
 (J_{\text{дв}} + J_{\text{сц}}) \ddot{\varphi}_{\text{дв}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{сц}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{\text{сц}}} + M_{\text{тр1}} - M_{\text{дв}} = 0, \\
 \quad \ddot{\varphi}_{\text{сц}} = \ddot{\varphi}_{\text{дв}}, \\
 (J_{\text{кп}} i_k^2 + J_{\Gamma}) \ddot{\varphi}_{\Gamma} + \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{кп}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{\text{кп}}} \right) i_k + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\Gamma}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{\Gamma}} + M_{\text{тр2}} = 0, \\
 \quad \ddot{\varphi}_{\text{кп}} = \ddot{\varphi}_{\Gamma} i_k, \\
 J_{\text{к1}} \ddot{\varphi}_{\text{к1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{\text{к1}}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{\text{к1}}} = 0, \\
 q_i(0) = q_i^0, \dot{q}_i(0) = \dot{q}_i^0, i = \overline{1,10}.
 \end{array} \right. \quad (7)$$

Третья глава диссертации посвящена описанию проведенных экспериментальных исследований. Для проверки точности разработанной математической модели ТС и разработанных рекомендаций по снижению уровня динамической нагруженности кузова ТС полученные теоретические данные сравнивались с экспериментальными, полученными в ходе натурных испытаний и на имитационном стенде. Натурные испытания также дали возможность верифицировать имитационный стенд.

Натурные испытания проводились на автомобиле ЛАДА Калина, при нагрузке в два человека (160 кг) и пять человек (400 кг). Были выбраны три

волнообразные искусственные неровности различного профиля (ГОСТ Р 52605-2006). В качестве измерительной системы использовался аппаратно-программный комплекс LMS Scadas Mobile. С помощью шести акселерометров проводились измерения вертикальных составляющих ускорений, действующих на ТС при проезде трех искусственных неровностей на различной скорости (20, 40, 60 км/ч). В таблице 1 представлены расчетные и экспериментальные максимальные и средние квадратические значения вертикальных ускорений движения кузова ТС рядом с левой амортизаторной стойкой.

Как видно из таблицы 1, разработанная математическая модель показывает хорошее соответствие экспериментальным данным. Экспериментальные и теоретические результаты различаются не более чем на 12%. Можно утверждать о возможности ее дальнейшего использования для анализа движения ТС с регулируемой подвеской.

Таблица 1 – Экспериментальные и расчетные максимальные и средние квадратические значения вертикальных ускорений движения кузова транспортного средства при загрузке в два человека

Неровность	Скорость, км/ч	Максимальное значение ускорений, м/с ²		Среднее квадратическое ускорений, м/с ²	
		Эксперимент	Модель	Эксперимент	Модель
1	20	0,4100	0,3734	0,1131	0,1258
	40	0,6005	0,6699	0,1478	0,1630
	60	0,9916	1,0811	0,1933	0,1899
2	20	0,8916	0,9767	0,1675	0,1700
	40	1,0121	1,0061	0,1858	0,1668
	60	1,0671	1,0597	0,1997	0,1879
3	20	0,9807	1,0611	0,1791	0,1999
	40	1,0171	1,1376	0,2161	0,2316
	60	1,1795	1,2855	0,2415	0,2469

Следующим шагом было экспериментальное определение рабочих характеристик упругих элементов штатной подвески автомобиля ЛАДА Калина и конструкции РП (рисунок 5). Как видно из рисунка, исследуемый упругий элемент имеет существенно нелинейную рабочую характеристику, состоящую из трех участков, обозначенных как U_1 , U_2 , U_3 .

Важным параметром является коэффициент жесткости упругого элемента для каждого из этих участков в сравнении со штатным упругим элементом автомобиля ЛАДА Калина. В так называемой «зоне комфорта» U_1 отношение коэффициентов жесткости исследуемого и штатного элементов равняется 0,522. «Зона комфорта» является наиболее широкой и наиболее часто включена в работу. Таким образом, на данном участке жесткость РП в 2 раза меньше, чем в штатных конструкциях, что, как будет показано ниже, приводит к снижению уровня динамической нагруженности кузова. Если же деформация упругого элемента увеличивается, происходит переход в зону U_2 . Жесткость исследуемого образца на данном участке уже в 3,48 раза больше, чем у штатных упругих элементов. При этом значительно повышается устойчивость,

управляемость и безопасность движения. Эти свойства значительно улучшаются с увеличением деформации и переходом в зону U_3 . Жесткость исследуемого образца здесь в 76,8 раза выше жесткости упругого элемента заводской компоновки. Столь большое значение коэффициента жесткости на данном участке позволяет предотвратить пробой подвески и «раскачку кузова».

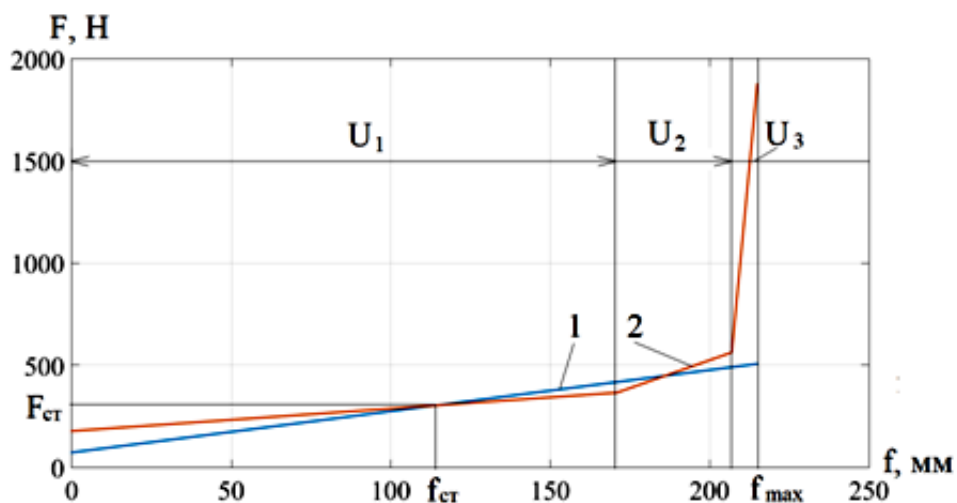


Рисунок 5 – 1 – рабочая характеристика упругого элемента подвески автомобиля ЛАДА Калина; 2 – рабочая характеристика упругого элемента РП

В нашем эксперименте выделены девять рабочих характеристик исследуемого регулируемого амортизатора РП, соответствующие управляющему току от 0 А до 1,6 А. Внешний вид стенда СИА-05 для построения характеристик амортизатора РП представлен на рисунке 6. На рисунке 7 представлено семейство рабочих характеристик, построенных с использованием рассмотренного выше метода аппроксимации. Каждая характеристика аппроксимируется пятью прямыми.



Рисунок 6 – Внешний вид стенда испытаний амортизаторов

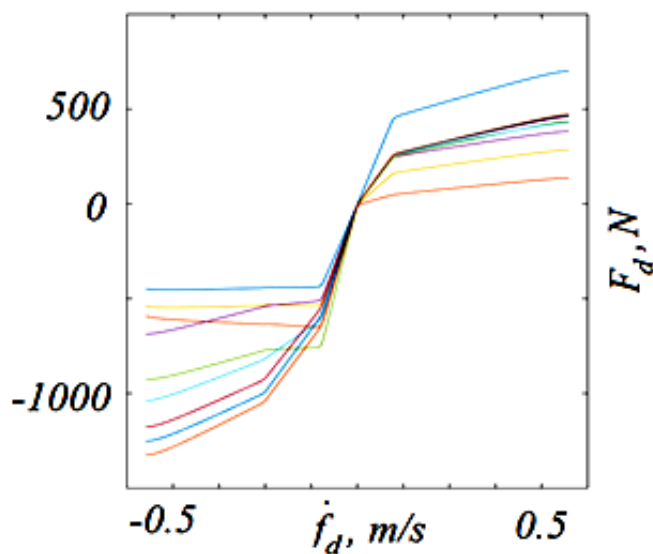


Рисунок 7 – Семейство из девяти рабочих характеристик исследуемого амортизатора РП

В рамках диссертационного исследования на имитационном стенде, сконструированном и изготовленном на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета, были проведены сравнительные испытания подвески автомобиля ЛАДА Калина и исследуемой РП. На стенде имитируется проезд транспортного средства через искусственную неровность с высотой гребня 50 мм. Изменению скорости проезда соответствует плавное увеличение частоты колебаний платформы от 0 до 5 Гц.

Внешний вид имитационного стенда представлен на рисунке 8. На рисунке 9 приведены осциллограммы испытаний упругого элемента с линейной рабочей характеристикой и обычного, нерегулируемого амортизатора.



Рисунок 8 – Внешний вид имитационного стенда

На рисунках 9, 10 верхний график R_H – вертикальная реакция колеса, Н; второй график a_H – вертикальное ускорение поддрессоренной массы, m/c^2 , нижний график Z_H – вертикальное перемещение поддрессоренной массы, мм; R_{maxH} , a_{maxH} , Z_{maxH} , R_{minH} , a_{minH} , Z_{minH} – максимальные и минимальные значения вертикальной реакции колеса, вертикального ускорения поддрессоренной массы и ее вертикального перемещения соответственно.

Из осциллограмм видно, что на 14-й секунде реакция колеса достигает нулевого значения – происходит отрыв колеса ($R_{minH} = 0$). После испытаний штатных элементов на стенд были установлены исследуемые упругий элемент с нелинейной рабочей характеристикой и регулируемый амортизатор РП. Испытания проводились с варьированием рабочих характеристик регулируемого амортизатора. Наибольший интерес представляет случай рабочей характеристики, реализующий минимальные динамические нагрузки. Данная рабочая характеристика соответствует управляющему

току $i = 0,6A$. Соответствующие осциллограммы приведены на рисунке 10. Обозначения сделаны аналогично рисунку 9 с индексом А.

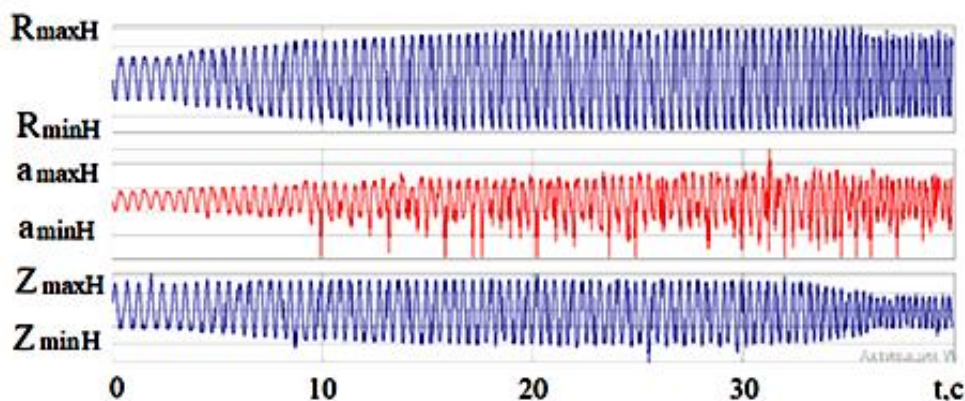


Рисунок 9 – Осциллограммы стендовых испытаний (упругий элемент с линейной рабочей характеристикой и нерегулируемый амортизатор)

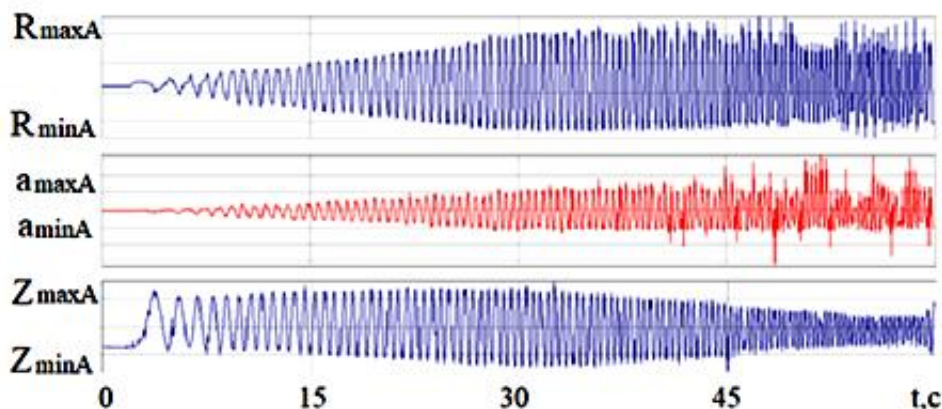


Рисунок 10 – Осциллограммы стендовых испытаний (РП)

В данном случае $R_{minA} \neq 0$ – отрыва колеса не происходит. Для оценки свойств были рассчитаны следующие отношения:

$$\frac{a_{maxH} - a_{minH}}{a_{maxA} - a_{minA}} = 1,5; \quad \frac{Z_{maxH} - Z_{minH}}{Z_{maxA} - Z_{minA}} = 1,6.$$

Таким образом, за счет регулирования рабочих характеристик диссипативного элемента и использования упругого элемента с нелинейной рабочей характеристикой удалось в полтора раза снизить максимальные динамические нагрузки, действующие на подрессоренную массу, а также в 1,6 раз снизить максимальную амплитуду ее перемещения.

Рассмотрим еще один набор осциллограмм (рисунок 11). На рисунке выделен временной участок Δt , на котором при использовании неадаптивной подвески происходит отрыв колеса (R достигает нулевого значения на рисунке 11,а). На рисунке 11,б, видно, что при использовании исследуемой регулируемой подвески

отрыв колеса не происходит. Также заметно значительное снижение амплитудных значений остальных измеряемых величин.

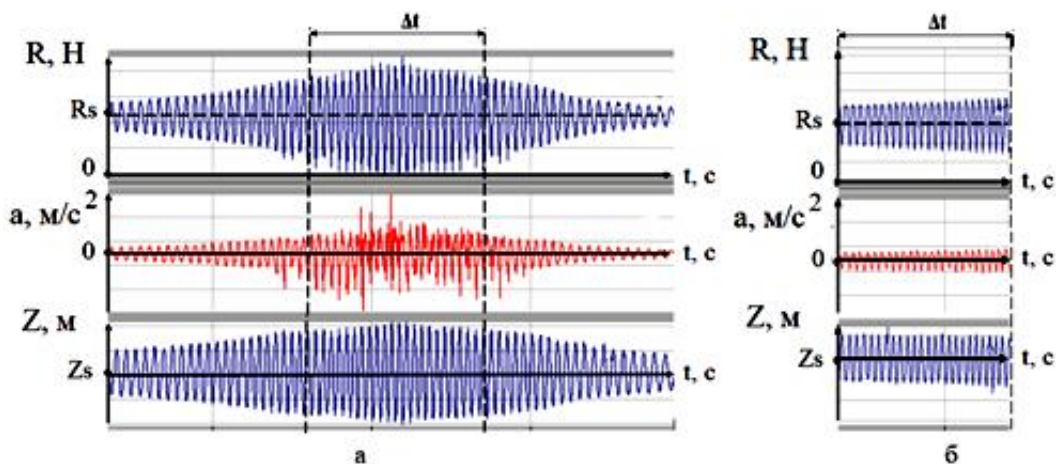


Рисунок 11 – Осциллограммы стендовых испытаний (а – упругий элемент с линейной рабочей характеристикой и нерегулируемый амортизатор; б – упругий элемент с нелинейной рабочей характеристикой и регулируемый амортизатор)

Четвертая глава диссертации посвящена постановке и решению задачи оценки и снижения уровня динамической нагруженности ТС с регулируемой подвеской РП. Пусть a_{max} – максимальное значение вертикальных ускорений. Таким образом, a_{max} – целевая функция. Рассматривается задача прямолинейного движения транспортного средства с постоянной скоростью V^* и «наезд» на единичную искусственную неровность длиной L^* и высотой гребня H^* . Управляемыми параметрами являются управляющие токи на передних и задних регулируемых амортизаторах u_f , u_r соответственно. Сформулируем задачу оптимизации в следующем виде:

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

$$a_{max} \rightarrow \min, \quad (8)$$

при следующих ограничениях:

$$V = V^*, L = L^*, H = H^*, 0 \text{ A} < u_f < 1,6 \text{ A}, 0 \text{ A} < u_r < 1,6 \text{ A}. \quad (9)$$

В программном комплексе Matlab/Simulink реализована программа, выполняющая интегрирование системы дифференциальных уравнений движения при различных значениях управляющих токов на амортизаторах. После интегрирования программа выводит значения управляющих параметров, реализующих минимум целевой функции по заданному критерию. Рассмотрим движение транспортного средства со скоростью $V^* = 40$ км/ч, проезд через единичную искусственную неровность $L^* = 0,5$ м, $H^* = 0,057$ м. Полученные при выполнении программы зависимости представлены на рисунке 12. Для данного расчетного случая

оптимальными по критерию минимизации максимальных значений ускорений являются управляющие токи: $u_f = 0,6$ А, $u_r = 0,2$ А, при которых достигается минимум $a_{max} = 0,32$ м/с².

Для оценки влияния данных конструкций на динамическую нагруженность ТС выполняется интегрирование уравнений движения транспортного средства для сравнения шатного упругого элемента с линейной рабочей характеристикой и исследуемого упругого элемента РП с существенно нелинейной рабочей характеристикой. Скорость движения ТС и параметры искусственной неровности приняты такими же, как в предыдущем абзаце. Управляющие токи на амортизаторах при этом $u_f = u_r = 0$ А. На рисунке 13 представлены результаты моделирования.

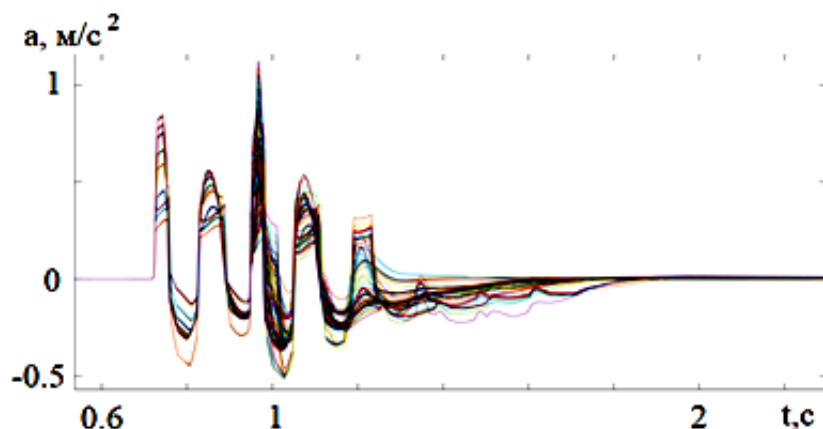


Рисунок 12 – Результат выполнения программы по моделированию проезда ТС через единичную искусственную неровность с различными значениями управляющих параметров на регулируемых амортизаторах

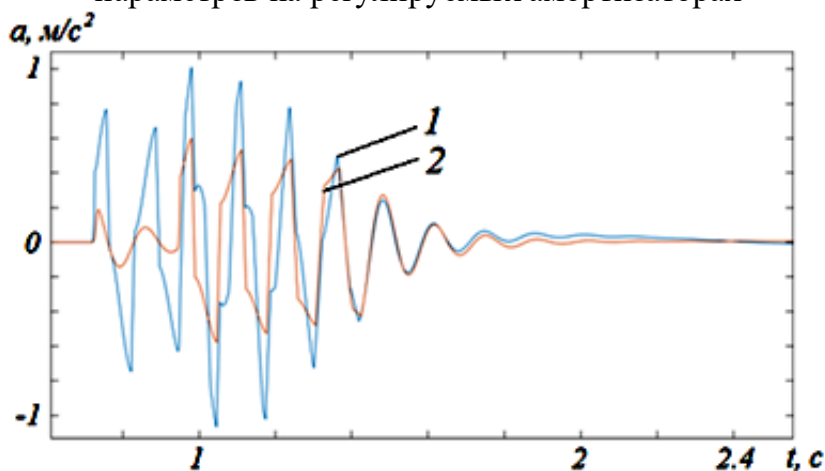


Рисунок 13 – Изменение вертикальных составляющих ускорений, действующих на корпус ТС при проезде единичной искусственной неровности (1 – упругий элемент с линейной рабочей характеристикой, 2 – исследуемый нелинейный упругий элемент)

Максимальные значения вертикальных ускорений составляют $a_{maxЛ} = 1,0121$ м/с² и $a_{maxН} = 0,5998$ м/с² для линейного и нелинейного упругих элементов. Средние квадратические $rms_{Л} = 0,1858$ м/с², $rms_{Н} = 0,1228$ м/с². Таким образом, при

использовании в конструкции подвески упругого элемента РП с нелинейной рабочей характеристикой, по сравнению со штатным упругим элементом, максимальное значение вертикальных ускорений снижается в 1,7 раза, а среднее квадратическое вертикальных ускорений снижается в 1,5 раза.

Возникает естественный вопрос: всегда ли использование регулируемых подвесок в системах поддрессоривания автомобилей позволит снизить динамические нагрузки на кузов автомобиля во время проезда неровностей? В математической постановке данный вопрос эквивалентен следующему: всегда ли существует решение задачи оптимизации (8), (9)?

Предварительно нами было выделено пространство G_1 параметров исследуемой динамической системы, которое отражало подкласс малолитражных автомобилей с диапазоном мощностей силовой установки от 50 кВт до 150 кВт. Далее введено в рассмотрение замкнутое, ограниченное, расширенное пространство G - «параметры исследуемой динамической системы – время» - $G_1 \subset G$. После этого уравнения (7) математической модели были приведены к нормальной форме и было показано, что в пространстве G правые части нормальной формы удовлетворяют известным условиям Липшица. Вследствие этого, согласно известной теореме Пикара, был сделан вывод о том, что решение задачи Коши для дифференциальных уравнений (7) существует, единственно и непрерывно дифференцируемо. Из этого сразу же следует вывод, что целевая функция a_{max} в замкнутом пространстве G непрерывна, ограничена и достигает своих наибольших и наименьших значений. Данное свойство позволяет сделать вывод, что в рассматриваемом пространстве G решение задачи оптимизации (8), (9) существует и единственно.

В данной главе также исследован вопрос нелокального использования результатов локального анализа. Вследствие использования численного решения дифференциальных уравнений движения (7) исследуемой динамической системы все полученные выводы формально касаются лишь одной, «просчитанной» конструкции автомобиля. Вполне вероятно, что для конструкции с другими параметрами полученные выводы, в принципе, могут быть уже неприменимы. Но данное «опасение» исключено по следующим соображениям. Так как в пространстве G , как было отмечено, правые части упомянутой выше нормальной формы удовлетворяют известным условиям Липшица, то, согласно теореме Пикара, решение задачи Коши для уравнений (7) существует и в пространстве G непрерывно зависит от параметров исследуемой динамической системы. Отсюда и следует возможность нелокального использования результатов локального анализа.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработан подход к составлению функциональных аналогов упругого элемента РП, включающих нелинейную рабочую характеристику и ее математическое описание в классе функций, аналитических во всем замкнутом диапазоне деформации упругого

элемента. Данный подход применен к конструкции РП с нелинейным упругим элементом, рабочая характеристика которого имеет три выраженных участка. В «зоне комфорта» (1 участок) отношение коэффициентов жесткости исследуемого и штатного элементов равняется 0,522. Жесткость исследуемого образца на 2 участке больше в 3,48 раза. При этом повышается устойчивость, управляемость, безопасность движения. Жесткость исследуемого образца на 3 участке в 76,8 раза выше жесткости упругого элемента заводской компоновки.

2. Проведен сравнительный анализ результатов аппроксимации рабочих характеристик упругого элемента при использовании пяти методов, даны рекомендации по использованию различных методов.

3. Разработан подход к составлению функциональных аналогов регулируемых амортизаторов РП, включающих совокупность нелинейных рабочих характеристик и их математическое описание в классе функций двух переменных, аналитических во всем замкнутом скоростном диапазоне.

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

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

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

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

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

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

8. Доказано, что в рассматриваемом пространстве параметров G решение задачи оптимизации (8), (9) существует и единственно.

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

По результатам, полученным в ходе проведения исследования, опубликованы следующие работы:

Статьи в журналах Scopus Top-25%

1. Alyukov, A. Active Shock Absorber Control Based on Time-Delay Neural Network / A. Alyukov, Y. Rozhdestvenskiy, S. Aliukov // *Energies*. – 2020. – № 13, 5, 1091.

Статьи в журналах Scopus Top-50%

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

3. Dubrovskiy, A. Adaptive Suspension of Vehicles with New Principle of Action: Theoretical Bases and Experimental Investigations/ A. Dubrovskiy, S. Aliukov, S. Dubrovskiy, A. Alyukov // *Engineering Letters*. – 2018. – № 26, 4. – P. 526–534.

4. Dubrovskiy, A. Basic Characteristics of Adaptive Suspension of Vehicles with New Principle of Operation/ A. Dubrovskiy, S. Aliukov, S. Dubrovskiy, A. Alyukov // *SAE International Journal of Commercial Vehicles*. – 2017. – № 10, 1. – P. 193–203.

Остальные статьи в Scopus и Web of Science

5. Alyukov, A. Two-Scale Command Shaping for Reducing NVH during Engine Shutdown/ A. Alyukov, J. Wilbanks, M.M. Khattak, M. Leamy // *SAE Technical Paper*. – 2020. – № 2020-01-0411.

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

7. Aliukov, S. Solutions of Differential Equations of Dynamics of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, L. Shefer, A. Alyukov // *Lecture Notes in Engineering and Computer Science*. – London, UK, 4-6 July 2018. – P. 69–74.

8. Aliukov, S. Overrunning Clutches in Designs of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, L. Shefer, A. Alyukov // *Lecture Notes in Engineering and Computer Science*. – London, UK, 4-6 July 2018. – P. 684–689.

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

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

11. Aliukov, S. Modelling of Dynamic Processes for Inertial Continuously Variable Transmission / S. Aliukov, A. Keller, A. Alyukov // *SAE Technical Paper*. – 2017. – № 2017-01-1060.

12. Dubrovskiy, A. Adaptive Suspension of Vehicles and Its Characteristics / A. Dubrovskiy, S. Aliukov, S. Dubrovskiy, A. Alyukov // *Lecture Notes in Engineering and Computer Science*. – San Francisco, USA, 25-27 October 2017. – P. 679–684.

13. Aliukov, S. Analysis of Methods of Solution of Differential Equations of Motion of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, A. Alyukov // SAE Technical Paper. – 2017. – № 2017-01-1105.

14. Aliukov, S. Vibration and Properties of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, A. Keller, A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – San Francisco, USA, 25-27 October 2017. – P. 702–706.

15. Alyukov, A. Frequency Analyze of Multifunctional Robotic Complex of Modular Type with Industrial Manipulators / A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – San Francisco, USA, 25-27 October 2017. – P. 727–731.

16. Dubrovskiy, A. Properties of New Adaptive Suspension of Vehicles / A. Dubrovskiy, S. Aliukov, S. Dubrovskiy, A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – London, UK, 5-7 July 2017. – P. 900–905.

17. Alyukov, A. Vibration Model of the Mobile Platform with Serial Industrial Manipulator for the Purpose of Suspension Design / A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. – London, UK, 5-7 July 2017. – P. 1041–1045.

Статьи в журналах, рекомендуемых ВАК

18. Адаптивный амортизатор транспортных средств нового принципа действия / А.Ф. Дубровский, А.С. Алюков, С.В. Алюков, К.В. Прокопьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т.18. №4. – С.5–16.

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

20. Сравнительный анализ методов аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента подвески автомобиля / А.Ф. Дубровский, А.С. Алюков, С.В. Алюков, К.В. Прокопьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2017. – Т.17. №4. – С.5–12.

21. Совершенствование трибологических параметров поршня телескопического автомобильного амортизатора / А.С. Алюков, К.В. Прокопьев, А.А. Дойкин, Ю.В. Рождественский // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т.19. №3. – С.5–12.