

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»

На правах рукописи

Орлов Денис Сергеевич

**МЕТОД РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ
АМОРТИЗАТОРОВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и
комплексы

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Репин С.В.

Санкт-Петербург - 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НА КОЛЕСНОМ ШАССИ.....	13
1.1. Анализ работы ТТМ в различных климатических условиях	13
1.2. Гашение динамической нагрузки и анализ конструкций подвески шасси грузовых автомобилей	13
1.3. Анализ исследований в области расчета параметров и применения упругих элементов подвесок шасси ТС	20
1.4. Анализ исследований в области расчета параметров и применения упругих элементов подвесок шасси ТС	28
1.5. Анализ теоретических исследований процессов обеспечения плавности хода ТС с помощью ПУЭ и ГА.....	36
Выводы по главе.....	38
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТТМ НА ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГАШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ.....	42
2.1. Анализ вариации нагрузок на оси ТТМ.....	42
2.2. Исследование параметров амортизатора в подвеске грузовых автомобилей.....	48
2.3. Требования к новой конструкции амортизатора	50
2.4. Патентные исследования и разработка новой конструкции амортизатора.....	53
2.5. Моделирование геометрии амортизатора.....	58
Выводы по главе.....	67

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРА.....	69
3.1. Разработка алгоритма моделирования рабочих процессов ГПА при взаимодействии шасси с опорной поверхностью	69
3.2. Математическое моделирование упругой характеристики	71
3.3. Моделирование демпфирующих свойств нового амортизатора.....	79
3.4. Моделирование колебаний при движении по дороге с неровностями.....	90
3.5. Моделирование влияния температуры окружающей среды на параметры процесса демпфирования колебаний	94
Выводы по главе:.....	99
ГЛАВА 4. ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ РАБОТЫ НОВОГО АМОРТИЗАТОРА И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ .	101
4.1. Сравнение характеристик колебательного процесса, получаемых при параметрах подвески до внесения изменений в конструкцию подвески	101
4.2. Экспериментальные исследования упругой характеристики газовой пружины амортизатора.....	102
4.3. Техничко-экономическая эффективность внедрения	109
Выводы по главе.....	112
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	114
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	115
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	116
ПРИЛОЖЕНИЯ А.....	129
ПРИЛОЖЕНИЯ Б.....	132
ПРИЛОЖЕНИЯ В.	138

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

На обширных территориях РФ целесообразно использование мобильных транспортно-технологических машин (ТТМ) строительства (кранов, экскаваторов, бетоносмесителей, машин для содержания автодорог и пр.), выполненных на базе автомобильных шасси [1]. Эффективность применения мобильных ТТМ напрямую зависит от скорости их перемещения по территориально широко распределенным районам строительства, связанных в основном грунтовыми дорогами, имеющими, как правило, значительные повреждения дорожного полотна. В работе для описания таких дорог используется термин – неровная дорога, под которым подразумевается грунтовая дорога с неровностями типа «волна» по ГОСТ Р 55097-2017 с перепадом по вертикали от 10 см.

Исследованиями многих ученых (Дубровский А.Ф., Молев Ю.И., Проскуряков В.Б., Прядкин В.И., Рукшетель О.С., Яценко Н.Н.) показано, что скорость транспортных средств на автомобильном шасси по неровным дорогам снижается до 20 км/час. Исследователями названы две основные причины снижения скорости: высокоамплитудные колебания подрессоренной массы шасси (вплоть до пробоя подвески); большие динамические нагрузки, вызванные резким перепадом сопротивления деформации в подвеске шасси.

Высокоамплитудные колебания возникают потому, что применяемые в подвеске упругие элементы (винтовые пружины и рессоры) имеют линейную характеристику и поэтому не обеспечивают достаточно быстрый рост сопротивления в функции деформации, чтобы гасить интенсивность нарастания амплитуды на крупных неровностях дороги. Поэтому желательно использование упругих элементов с нелинейной (прогрессивной)

характеристикой, жесткость которых интенсивно возрастает на больших деформациях.

Демпфирующие элементы подвески тоже должны иметь прогрессивную характеристику, и включаться в процесс гашения амплитуды раньше, чем упругие элементы, так как нарастание скорости колебательного процесса, от которой зависит сопротивление в гидравлическом демпфирующем элементе, идет быстрее, чем интенсивность роста деформации (Дербаремдикер А.Д., Добромиров В.Н, Раймпель Й.). Данный факт свидетельствует о целесообразности применения в одном устройстве и упругого и демпфирующего элементов подвески шасси. Но прогрессивный характер роста сопротивления демпфирования должен быть вовремя переведен в регрессивный для снижения динамических нагрузок на крупных неровностях. Это в современных гидравлических амортизаторах (ГА) обеспечивается переходом в клапанный режим, при котором снижается интенсивность роста гидравлического сопротивления. Но конструкция современных ГА не обеспечивает достаточно широкого диапазона изменения скоростей на регрессивной части характеристики, и с дальнейшим ростом скорости подвижной части амортизатор переходит на вторую ступень прогрессивной характеристики, но с гораздо большим сопротивлением. В результате резко возрастают динамические нагрузки.

Проблема усугубляется еще тем, что технологическое оборудование ТТМ имеет большую массу и габариты, высокий центр тяжести, и зачастую создает неравномерную нагрузку на оси шасси. Поэтому подвеска должна иметь возможность адаптироваться к нагрузке на колесо.

Степень разработанности темы исследования. Исследования по совершенствованию методов снижения динамических нагрузок ТТМ на колесном шасси отражены также в научных трудах: Благодарный Ю.Ф. [2], Дербаремдикер А.Д. [3], Добромиров В.Н. [4-7], Домнышев Д.А. [8], Новак В.В. [9], Шефер Л.А. [10, 11] и других [12-25], в том числе известные

иностранные ученые углубленно рассматривали вопрос в работах Alonso M., Comas A. [26], Kruse A., Eickhoff M., Tischer A. [27], Раймпель Й. [28] и других [29-32]. Однако, решение проблемы снижения амплитуды колебаний и динамических нагрузок на шасси ТТМ при движении по неровной дороге, позволяющее существенно повысить скорость движения транспортных средств, до сих пор не найдено. Одна из основных причин нерешенности проблемы – отсутствие научно обоснованного метода расчета параметров упругих и демпфирующих элементов для условий движения по неровной дороге. Применяемые методы обеспечивают требуемые параметра колебательного процесса шасси при движении по дороге с небольшими неровностями, до 5 см. Так, метод определения параметров упругого элемента включает задание величин статической и динамических деформаций подвески при известных и соответствующим им силах сопротивления в указанных трех точках и отсюда производится расчет коэффициента упругости. Метод расчета параметров демпфирующего элемента аналогичен, только вместо деформаций задаются скорости движения подвижного элемента амортизатора и на выходе получается коэффициент сопротивления амортизатора.

Цель исследования разработка научно обоснованного метода расчета параметров гидропневматических амортизаторов (ГПА) шасси ТТМ, обеспечивающих эффективное гашение амплитуды колебаний и динамической нагрузки при движении по неровной дороге.

Задачи исследования:

1. Структурировать методы и средства, влияющие на снижение амплитуды колебаний и нагрузок на подвеску ТТМ колесных шасси, разработать конструкцию и обосновать рациональные параметры ГПА.
2. Исследовать величину вариации нагрузок на оси ТТМ, смонтированных на базе автомобильных шасси.

3. Разработать математические модели процессов снижения амплитуды колебаний и динамических нагрузок шасси ТТМ посредством ГПА, обосновать его рациональные параметры для конкретной ТТМ, выполнить адаптацию амортизатора к различным нагрузкам на оси, и экспериментально исследовать показатель политропы.

Объект исследования – гидропневматический амортизатор транспортно-технологических машин на автомобильном шасси.

Предмет исследования – рабочие процессы ГПА при взаимодействии шасси с опорной поверхностью.

Научная новизна исследования

1. Установлена степень вариации нагрузок на оси транспортно-технологических машин, смонтированных на базе автомобильных шасси.

2. Разработаны математические модели рабочих процессов гидропневматических амортизаторов при взаимодействии шасси транспортно-технологических машин с опорной поверхностью с учетом экспериментально установленного значения показателя политропы газовой пружины, направленные на снижение амплитуды колебаний и динамической нагрузки шасси и адаптации амортизатора к различным нагрузкам на оси.

Теоретическая значимость работы состоит в разработке нового метода снижения амплитуды колебаний и динамической нагрузки транспортно-технологических машин на базе автомобильных шасси и адаптации к различной нагрузке на оси, основанного на математическом моделировании и численном эксперименте рабочих процессов, происходящих в упругом и демпфирующем элементах при взаимодействии шасси с опорной поверхностью при движении по неровной дороге.

Практическая значимость работы заключается в разработке алгоритма расчета и программного обеспечения для определения рациональных конструктивных параметров гидропневматических амортизаторов, устанавливаемых на шасси транспортно-технологических

машин, принятых к использованию при проектировании гидропневматических амортизаторов на амортизаторном заводе «Плаза» (г. Санкт-Петербург), а также в учебном процессе по дисциплине «Машины для землеройных работ» преподаваемой в СПбГАСУ.

Методология и методы исследования основывается на методах математического моделирования и численного эксперимента PTC Mathcad 15.0, MS Office Excel, механика жидкости и газов, а также теории движения автомобиля.

Положения, выносимые на защиту

1. Результаты исследования степени вариации нагрузок на оси ТТМ, смонтированных на базе автомобильных шасси.

2. Математические модели, рабочих процессов ГПА при взаимодействии шасси ТТМ с опорной поверхностью и результаты численного эксперимента процессов снижения амплитуды колебаний и динамической нагрузки шасси, а именно, конструктивные параметры нового амортизатора.

3. Результаты экспериментального исследования показателя политропы газовой пружины нового амортизатора.

Рабочая гипотеза Снижение амплитуды колебаний шасси и динамических нагрузок при движении ТТМ по неровной дороге обеспечивается применением амортизатора, содержащего упругий элемент с прогрессивной характеристикой (газовую пружину) и демпфирующий элемент с прогрессивно-регрессивной характеристикой, а адаптация под различную нагрузку от силы тяжести разных видов ТТМ производится закачкой газа при изготовлении ГПА под давлением, обеспечивающим требуемую величину статической деформации подвески после монтажа амортизатора на машину.

Сущность предлагаемого метода заключается: в разработке конструкции гидропневматического амортизатора, способного реализовать

приведенную выше рабочую гипотезу; математическом и компьютерном моделировании процессов, происходящих в упругом и демпфирующем элементах при взаимодействии шасси с опорной поверхностью, причем моделируется состояние упругого амортизатора не в трех положениях деформации амортизатора, как в типовом метода расчета амортизатора, а в пяти. Добавляется положение начального состояния (до установки на шасси) и максимальной деформации. В демпфирующем элементе дополнительно моделируется угол наклона и длина участка регрессивной части характеристики.

Область диссертационного исследования – соответствует паспорту научной специальности 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы, пункту 1 – «Теория рабочих процессов транспортно-технологических средств и их комплексов отраслевого назначения, включая транспорт, сельскохозяйственное, лесохозяйственное, дорожное, строительное, коммунальное, подъемно-транспортное, военное и т. д. (автомобилей, тракторов, амфибийных машин, мобильных роботов, планетоходов, подъемно-транспортных, строительных, дорожных, коммунальных машин, вспомогательного транспортно-технологического оборудования), взаимодействующих с опорной поверхностью - посредством контактных движителей и/или опорных, ходовых модулей (колесных, гусеничных, роторно-винтовых, шагающих, лыжных, воздушных подушек и др.) и с рабочими средами (объектами) – посредством навесного, прицепного и другого технологического оборудования», пункту 5 – «Математическое моделирование рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами)».

Степень достоверности обоснована применением методов современного математического моделирования, использованием

современных средств численного эксперимента и программирования с соответствием полученных результатов другими исследователями; подтверждена использованием фундаментальных законов физики; обеспечена сходимостью теоретических и экспериментальных результатов исследований.

Апробация работы. Основные положения работы были доложены и обсуждены на проводимых научных конференциях:

- 1) 74-й НПК студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства», 2021 г., г. Санкт-Петербург;
- 2) 79-ой Международная научно-методическая и научно-исследовательская конференция с подсекцией «Сервиса и эффективной эксплуатации дорожных и строительных машин», 2021 г., г. Москва;
- 3) МНПК «Автомобиле- и тракторостроение», 2021 г., г. Минск;
- 4) XVI МНПК «Актуальные вопросы организации автомобильных перевозок, безопасности движения и эксплуатации транспортных средств», 2021 г., Саратов;
- 5) XXXV Национальная (с международным участием) научно-техническая конференция «Улучшение эксплуатационных показателей и технический сервис автомобилей, тракторов и двигателей», 2022 г., г. Санкт-Петербург;
- 6) II Международная научно-практическая конференция «Транспортная доступность Арктики: сети и системы», 2022 г., г. Санкт-Петербург;
- 7) III Всероссийский научный семинар «Техническое обеспечение доступности арктических регионов», 2022 г., г. Санкт-Петербург;
- 8) X Международная научно-практическая конференция «Реконструкция и анализ ДТП», 2022 г., г. Санкт-Петербург;
- 9) XV МНПК «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах», 2022 г., г. Санкт-Петербург;

10) XXVI Международная научно-практическая конференция «Решетневские чтения», 2022 г., г. Красноярск;

11) LXXVII Международная научно-практическая конференция «Архитектура. Строительство. Транспорт. Экономика», 2023 г., г. Санкт-Петербург;

12) XXXVI Национальный (с международным участием) научно-техническая конференция «Улучшение эксплуатационных показателей и технический сервис автомобилей, тракторов и двигателей», 2023 г., г. Санкт-Петербург;

13) III МНПК «Транспортная доступность Арктики: сети и системы», 2024 г., г. Санкт-Петербург.

Итоговые результаты диссертационного исследования представлены к реализации, а также экспериментальным и эксплуатационным путем апробированы в производственном цехе по изготовлению металлических конструкций завода ООО «Плаза» и теоретическим для обучающихся на выпускающей кафедре наземных транспортно-технологических машин в ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» по специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства, что подтверждено актом внедрения.

Публикации. Материалы диссертационного исследования изложены в 14 опубликованных работах, общим объемом 23,5 п.л.: в том числе две монографии, 7 научных статей в рецензируемых журналах и изданиях, включенных в перечень ВАК; получено 2 патента на конструкцию амортизатора и 1 свидетельство на программу ЭВМ; 1 научная статья в журнале, входящий в базу Scopus; 2 научные статьи в журнале, входящий в базу РИНЦ.

Структура и объем диссертационного исследования

Диссертация состоит из: введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Материалы диссертации содержат: 60 рисунков, 12 таблиц, 30 страницы приложений. Библиографический список литературы включает 122 наименования, объем диссертации составляет 158 страниц.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НА КОЛЕСНОМ ШАССИ

1.1. Анализ работы ТТМ в различных климатических условиях Влияние дорожных условий на работу машин

Дорожные условия при перемещении между строительными объектами характеризуются в основном отсутствием дорог с усовершенствованным покрытием, т.е. движением по разбитым грунтовыми дорогам. Расстояние между строительными объектами Севера измеряется десятками, а порой и сотнями километров. Поэтому перемещение ТТМ между объектами занимает значительную часть рабочего времени машин, а динамическая нагрузка от высокоамплитудных колебаний значительно снижает их ресурс.

Неровное дорожное покрытие оказывает следующее негативное влияние на ТТМ:

- средняя техническая скорость снижается на 40-50 %, таким образом, межремонтный пробег снижается на 35-40 %
- расход топлива повышается на 50-70 %, что приводит к увеличению себестоимости перевозок на 50-60 % [35].

Поэтому одним из основных требований к подвескам является снижение амплитуды колебаний на неровностях с целью повышения скорости перемещения ТТМ и снижения динамических нагрузок.

1.2. Гашение динамической нагрузки и анализ конструкций подвески шасси грузовых автомобилей

О терминах, используемых в данной работе

Дорога с крупными неровностями – это дорога, имеющая единичные дефекты, по типу выступов и впадин высотой более 10 см, способствующие образованию высокоамплитудных колебаний и снижающие скорость движения ТС [36].

Выбоина – местное разрушение дорожного покрытия, имеющее вид углубления с резко очерченными краями;

Колея – деформация покрытия с образованием углублений по полосам наката с гребнями или без гребней выпора;

Пролом – полное разрушение дорожного покрытия на всю толщину, имеющее вид углубления с резко очерченными краями;

Сдвиг, волна – неровности в виде чередующихся поперечных выступов и впадин с пологими краями, вызванные смещением верхних слоев дорожных одежд капитального и облегченного типа;

Просадка – деформация дорожной одежды, имеющая вид углубления с плавно очерченными краями, без разрушения материала покрытия;

Гребенки – неровности в виде чередующихся правильных и четко выраженных поперечных выступов, и впадин. [36]

Область исследования

Гашение динамической нагрузки (ГДН) транспортного средства (ТС) – это способность ТС двигаться с допустимыми по характеру воздействия на водителя, на само транспортное средство, а также на пассажиров и/или груз величинами колебаний кузова и/или кабины [35]. Исследованиям в области обеспечения ПХ грузовых ТС, к которым относятся и транспортно-технологические машины на автомобильном шасси (АШ), посвящены сотни научных, конструкторских и практических работ. Успешно решены вопросы обеспечения комфорта, вибрационной нагруженности ТС, транспортной скорости при движении по дорогам с неровностями величиной до 10 см. Однако, вопросы перемещения по дорогам с неровностями большего размера, которое приводит к возникновению высокоамплитудных колебаний, снижает скорость движения и повышает динамические нагрузки, пока не нашли должного решения. Здесь под должным решением понимается такое, которое обеспечивает скорость перемещения, близкую к скорости движения по ровной дороге. Окончательное решение этого вопроса вряд ли достижимо

на колесных ТС, но постепенное уменьшение величины амплитуды колебаний посредством применения различных решений, позволяет внести свой положительный вклад. Именно такая задача поставлена в настоящем исследовании.

В общем случае от динамической нагрузки ТС зависят:

- Средняя техническая скорость движения;
- Производительность ТС;
- Надежность ТС;
- Комфорт людей при транспортировке;
- Сохранность грузов;
- Себестоимость перевозок.

Поэтому результатом настоящего исследования будет улучшение указанных показателей.

Допустимая величина динамической нагрузки, используемая в терминологии транспортных средств, рассматривается как требование к ГДН, которое регламентируется в стандартах: ГОСТ 12.1.012-90, ИСО 2631-78, ОСТ 37.001.291-84 и ОСТ 37.001.275-84 [37].

Существующие конструкции подвесок обеспечивают гашение динамической нагрузки на сравнительно ровных участках дорог. В настоящей работе рассматривается возможность движения ТТМ по неровной дороге с возможностью поддержания высокой скорости за счет сокращения амплитуды колебаний.

При этом движение ТС по неровной дороге приводит к возникновению следующих колебаний:

1. Вертикальные относительно центра масс (подпрыгивание);
2. Угловые в вертикальной плоскости – продольной (галопирование), и поперечной (покачивание);
3. В продольной горизонтальной плоскости (подергивание).

В рамках настоящей работы будет рассмотрено только сокращение вертикальных колебаний относительно центра масс.

Ввиду того, что ПХ обеспечивает подвеска шасси, то исследованию подлежат ее элементы. при этом лучшим вариантом решения поставленной задачи является такой, при котором повышение ПХ достигается минимальными доработками типовых конструкций.

Анализ конструкций подвески шасси грузовых автомобилей

Подвески шасси ТС включают себя три основных элемента (рисунок 1.1):

1 – упругие элементы, которые воспринимают динамическую нагрузку со стороны неровностей дороги и преобразуют ее в колебательное движение, тем самым смягчая ударную нагрузку (рессоры, пружины цилиндрические, торсионные, пневмокамеры, сочетания различных УЭ в одной подвеске);

2 – демпфирующие элементы воспринимают часть динамической нагрузки со стороны неровностей дороги, гасят колебательное движение (амортизаторы – основные демпферы, снижают силы трения между листами рессор и в других элементах подвески);

3 – направляющие элементы воспринимают продольные и поперечные усилия и моменты.

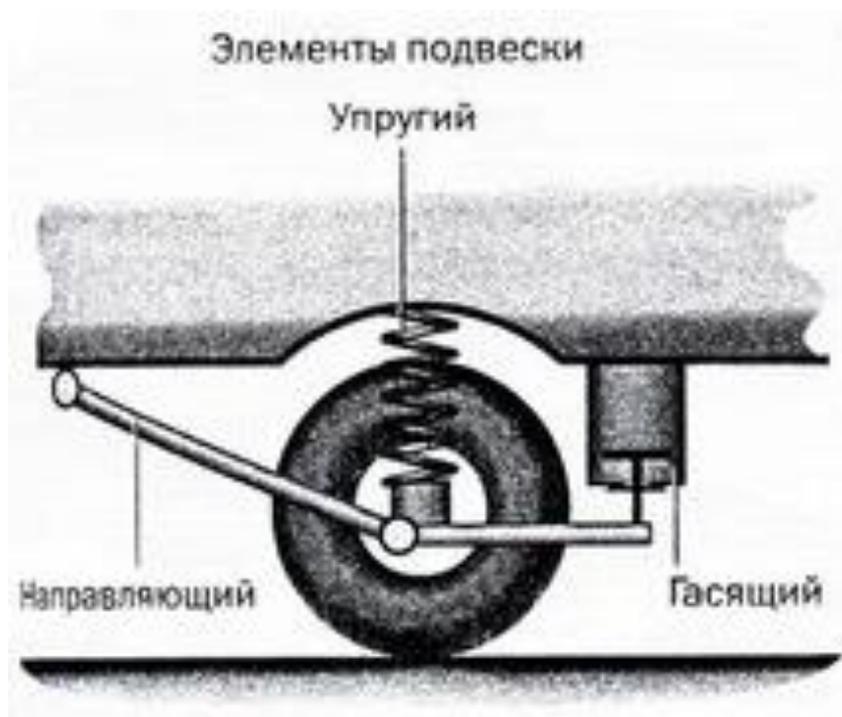


Рисунок 1.1 – Общая схема подвески ТС

Стоит отметить, что снижение динамической нагрузки происходит за счет совместного действия упругих и демпфирующих элементов. В некоторых конструкциях применяется сочетание функций обоих элементов в одном устройстве, как, например, в гидропневматической подвеске [37].

В конструкции подвесок передних мостов, а также задних мостов двухосных ТС всегда применяются амортизаторы (рисунки 1.2, 1.3). В данных конструкциях величина хода подвески на сжатие ограничена прогибом упругого элемента (рессоры) до контакта с буфером. В этом случае удар рессоры о буфер означает пробой подвески и приводит к резкому скачкообразному увеличению динамической нагрузки, которая передается как на элементы машины, так и на перевозимый груз, водителя, пассажиров и установленное оборудование. Возникновение данного события необходимо избегать для предотвращения возможного повреждения конструкции машины, перевозимого груза, или нанесения вреда здоровью водителя и пассажиров.

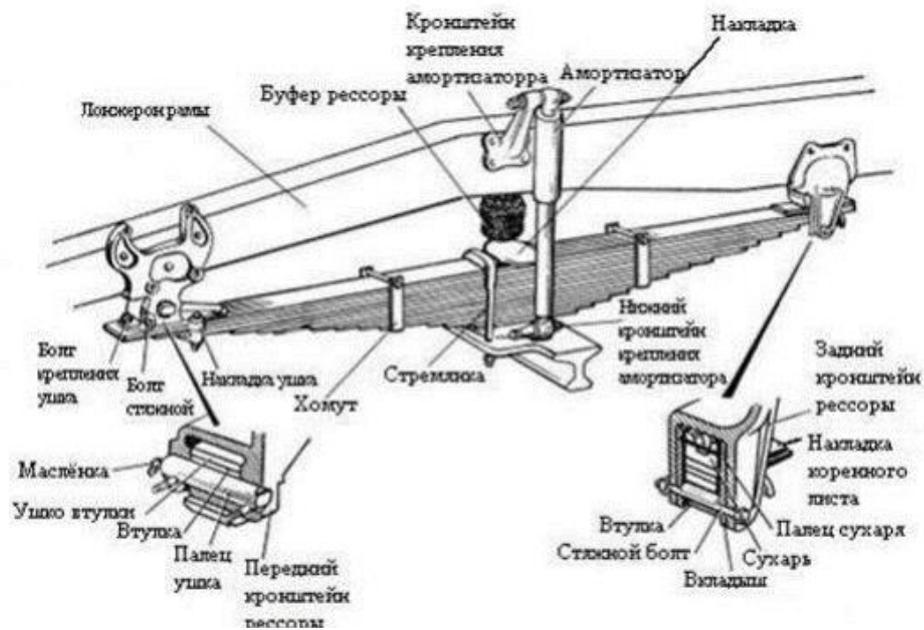


Рисунок 1.2 - Подвеска передняя автомобиля КАМАЗ-43253 [38]

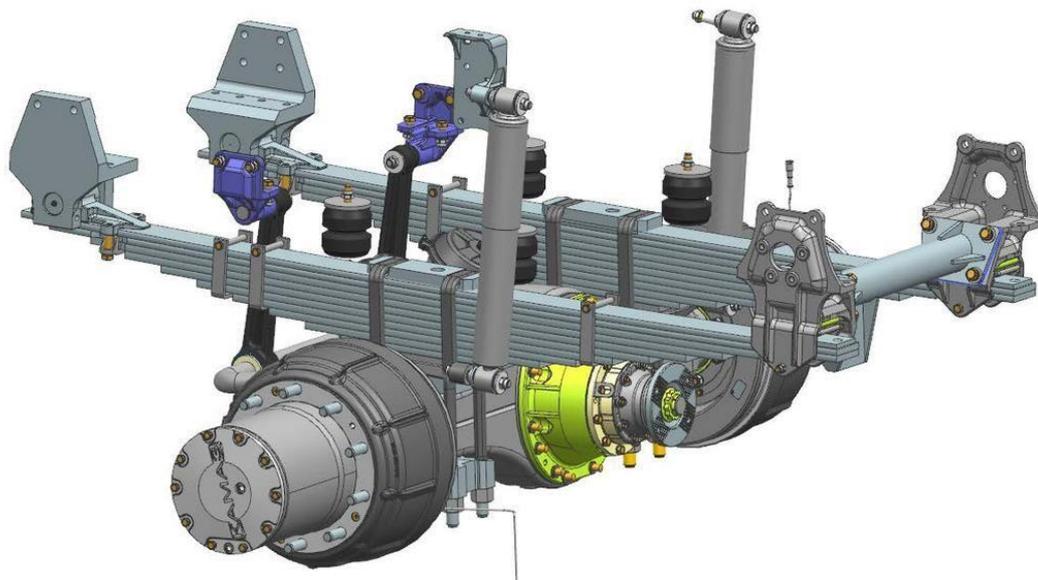


Рисунок 1.3 – Подвеска заднего моста двухосного шасси грузового ТС

Подвески задних мостов трехосных грузовых ТС не всегда снабжены амортизаторами. Демпфирующую функцию в них выполняют силы трения, возникающие между листами деформируемых в процессе движения рессор и в местах крепления рычагов. Для повышения требуемой динамической грузоподъемности в конструкции задней подвески шасси ТС может применяться дополнительный УЭ подрессорник (дополнительная рессора

меньшей жесткости, чем основная), который начинает воспринимать нагрузку при определенной деформации основной рессоры.

Исследования многих авторов [39-42] показывают, что типовые подвески шасси ТС, описанные выше, не позволяют машинам двигаться по дорогам с крупными неровностями со скоростью выше 15-20 км/час, поскольку имеют место частые пробой подвесок. Поэтому постоянно проводится научный поиск новых конструктивных решений в области СДН, направленный в основном на совершенствование УЭ и ДЭ.

Ниже приведены технические решения в конструкции подвесок, направленные на повышение ПХ.

В сложных дорожных условиях для увеличения плавности хода ТС в некоторых конструкциях в подвеске ведущих мостов могут применяться дополнительные амортизаторы. Дополнительное усилие, возникающее за счет гидравлического сопротивления амортизаторов, препятствует деформации подвески, а увеличение хода подвески до пробоя достигается за счет установки рессор на более высокие кронштейны.

Помимо этого, может использоваться следующее техническое решение: снабжение гидравлического амортизатора пневматической полостью. Эта полость будет выполнять роль газовой пружины. Это решение реализуемо, поскольку газовая полость уже существует в ГПА в виде компенсационной полости, воспринимающей изменение внутреннего объема за счет движения штока.

Широкими адаптационными возможностями обладает гидропневматическая подвеска компании «ГИДРО-СТАР», которая включает: гидравлические цилиндры и амортизаторы, гидропневматические аккумуляторы, гидропривод, гидравлические распределительные устройства, электронные датчики положения кузова и электронный блок управления (рисунок 1.4). Подвеска обладает возможностью получать требуемые упругие и демпфирующие характеристики, позволяет менять клиренс,

адаптироваться под нагрузку на оси, стабилизировать положение кузова. Однако, сложность конструкции делает ее весьма дорогой и ненадежной для использования в условиях Севера РФ.

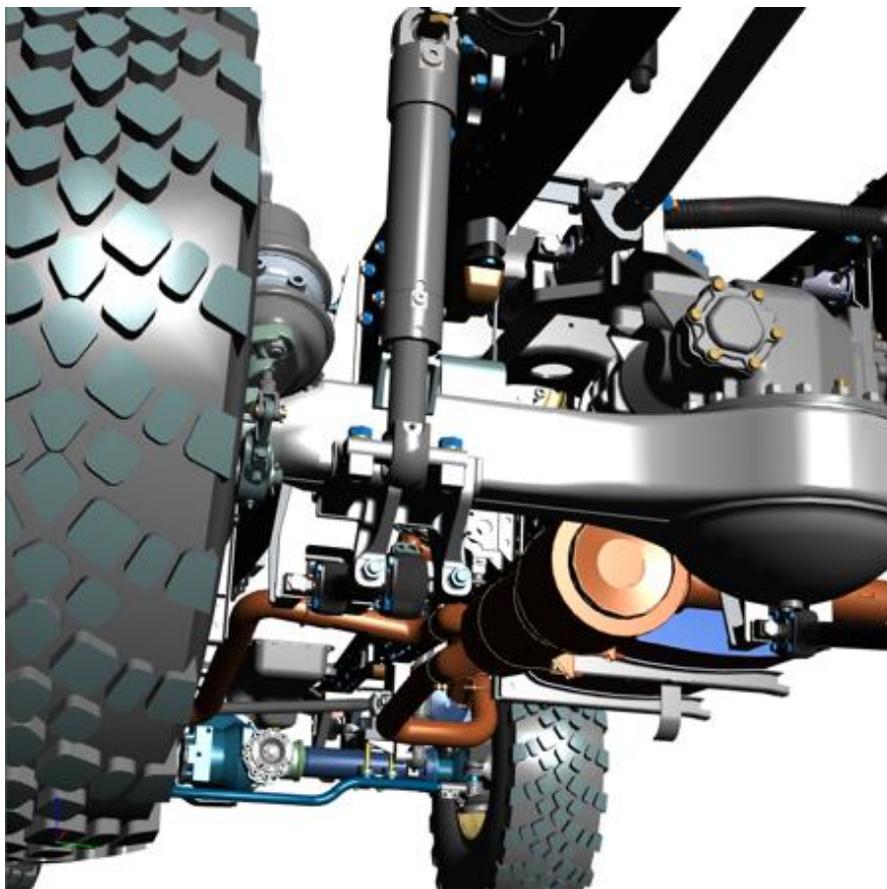


Рисунок 1.4 – Гидропневматическая подвеска заднего моста шасси грузового автомобиля, выполненная компанией «ГИДРО-СТАР»

Величина хода подвески, значения жесткости упругих элементов и сопротивления демпфирующих элементов рассчитываются по действующим рекомендациям. Но совершенствование подвески основывается на новых конструктивных решениях ее элементов, отвечающих определенным законам изменения их рабочих характеристик, устанавливаемым на основе теоретических исследований.

1.3. Анализ исследований в области расчета параметров и применения упругих элементов подвесок шасси ТС

1.3.1 Классификация, характеристики и параметры упругих элементов

Главная характеристика упругого элемента подвески – жесткость C , равная отношению изменения вертикальной нагрузки P на элемент к его деформации S [41]:

$$C = \frac{dP}{dS} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.1)$$

где α - угол наклона касательной в данной точке характеристики.

По характеру взаимосвязи нагрузки и деформации различают виды характеристик (рисунок 1.5): 1 – регрессивную; 2 – S-образную или выпукловогнутую; 3 – линейную; 4 – вогнутовыпуклую; 5 – ступенчатую; 6 – прогрессивную [41]. Упругие элементы в подвесках шасси грузовых ТС (рисунок 1.5) бывают:

- металлическими (цилиндрические пружины, листовые рессоры, торсионы и другие);
- гидравлическими;
- пневматическими;
- резино-синтетическими;
- полимерными;
- комбинированными.

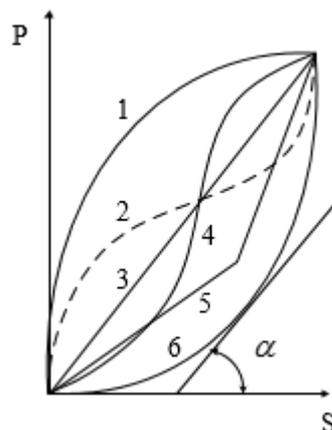


Рисунок 1.5 – Виды упругих характеристик [41]

Для упругих элементов пружинного и рессорного типа характерна линейная жесткость, для рессорных элементов с дополнительной рессорой (подрессорником) – ступенчатая жесткость, для пневматических – прогрессивная. Другие формы характеристик получаются различными комбинациями упругих элементов (УЭ), а также с использованием систем регулирования жесткости.

Расчетные параметры УЭ связывают усилия и деформации. Максимальную длину L_{\max} УЭ имеет при отсутствии деформации. Величина амортизатора $S_{\text{ст}}$ будет при действующем вертикальном усилии статической нагрузки $P_{\text{ст}}$, ходы динамического сжатия и отбоя соответствуют одноименным усилиям $P_{\text{дсж}}$ и $P_{\text{дот}}$ (рисунок 1.6). Указанные параметры задаются при проектировании УЭ, вид характеристики и ее конфигурация подбираются для определенных условий работы ТС. Именно это и является одной из задач исследования.

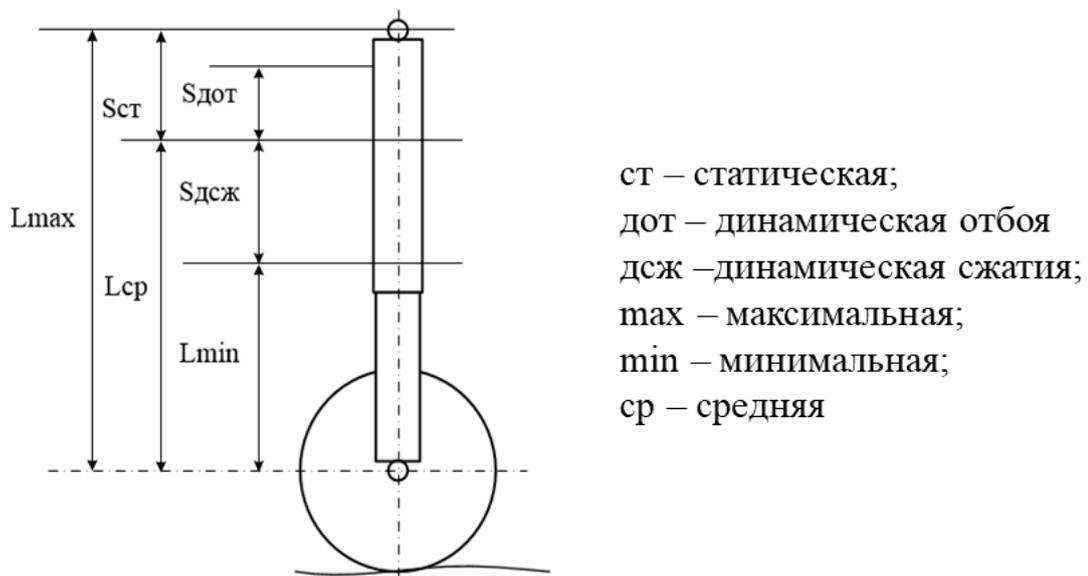


Рисунок 1.6 – Величина деформации упругого элемента

Сравнение линейной (1) и прогрессивной (2) характеристик (рисунок 1.7) указывает на явные преимущества последней: на малых деформациях в зоне $S_{\text{ст}}$ она имеет меньшие усилия, что обеспечивает лучшие показатели плавности хода на дорогах с небольшими неровностями, а на ходе, близком к $S_{\text{дсж}}$ – значительно большие усилия, что способствует уменьшению

амплитуды колебаний на крупных (более 0,1 м по высоте) неровностях. Также, конструктивными решениями при использовании пневматического УЭ можно задать такую конфигурацию характеристики в конце хода сжатия, что будет исключен пробой подвески [41].

Крутизна характеристики в конце хода сжатия зависит от величины остаточного объема газовой камеры длиной, равной запасному ходу $S_{зап}$, оставшегося за ходом $S_{дсж}$. Именно степень возрастания сопротивления после хода сжатия до величины P_{max} определяет возможность исключения пробоя подвески. Отношение максимальной нагрузки P_{max} к статической $P_{ст}$ представляет собой коэффициент динамичности K_d , который является важным показателем упругой характеристики [35]:

$$K_d = \frac{P_{max}}{P_{ст}} \quad (1.2)$$

Коэффициент динамичности характеризует возможность движения ТС по неровным дорогам без пробоя подвески. Для этого величина K_d должна быть не менее 2,5 [35].

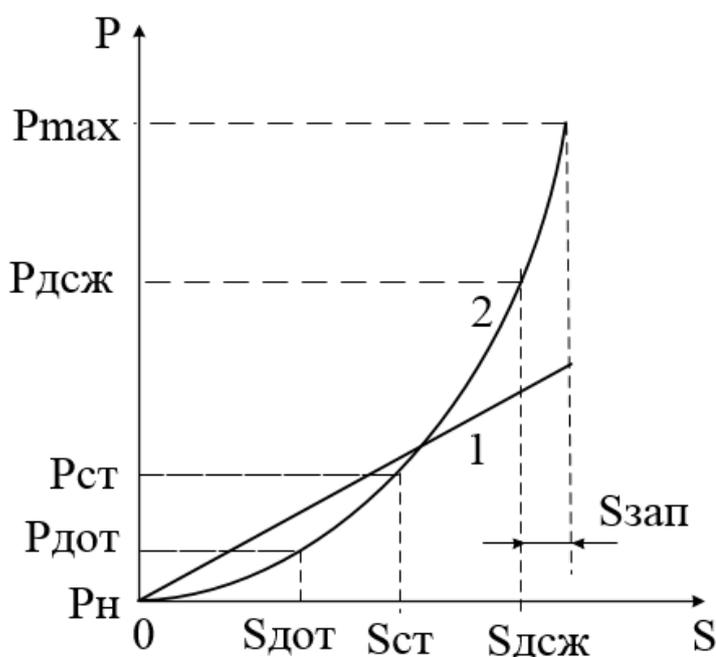


Рисунок 1.7 – Сравнение линейной и прогрессивной характеристик УЭ

Величина статической деформации $S_{ст}$ определяется через жесткость подвески $C_{ст}$ при статической нагрузке $P_{ст}$ [35]:

$$S_{ст} = \frac{P_{ст}}{C_{ст}} \quad (1.3)$$

Так как нагрузка $P_{ст}$ на колесо при установке на автомобильное шасси разного оборудования ТТМ будет различной, а задаваемую величину $S_{ст}$ следует выдерживать, то жесткость подвески $C_{ст}$ будет определяться давлением в пневматическом УЭ (в дальнейшем «газовая пружина» - ГП). Процесс получения требуемой $S_{ст}$ при различных $P_{ст}$ – есть адаптация подвески шасси под различное оборудование ТТМ. Давление можно создавать закачкой газа в УЭ при монтаже на шасси, а можно и заранее, при сборке УЭ. Тогда получение требуемой $S_{ст}$ будет зависеть от давления закачки газа $p_{зак}$ в УЭ. Расчет $p_{зак}$ проводится через математическое описание формы линии упругой характеристики. При отсутствии деформации ($S = 0$) в газовой пружине имеет начальное усилие на сжатие P_H , которое соответствует $p_{зак}$ в ГП:

$$p_{зак} = \frac{P_H}{F}, \quad (1.4)$$

где F – площадь газового поршня.

Изменение давления и объема в газовой полости можно рассматривать как политропный процесс [40]. При этом давление p , изменяющееся прямо пропорционально объему V при деформации УЭ, обуславливает жесткость газовой пружины (ГП):

$$p = \frac{P}{F}; V = F \cdot L; \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n, \quad (1.5)$$

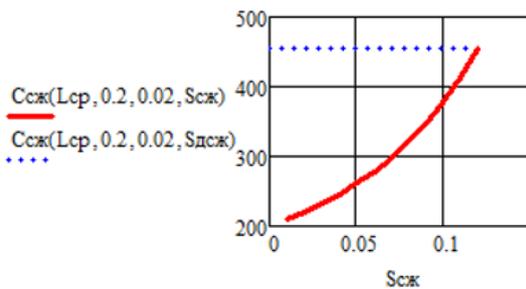
где L – текущая длина газовой полости, которая зависит от величины деформации УЭ; n – показатель политропы.

Значение показателя политропы рекомендуется принимать в пределах $n = 1,22...1,28$ [40]. Такое значение показателя политропы рекомендовано для расчета изменения давления в компенсационной камере

гидропневматического амортизатора. При этом изменение объема в этой камере на порядок меньше, чем изменение объема в газовой пружине, поэтому нет уверенности, что рекомендуемый показатель политропы подходит и для расчета давления в ГП. В монографии Акопяна Р. А. [43] при исследовании работы пневмокамер рекомендовались значения показателя политропы в диапазоне 1,25...1,40 (с. 130), что представляет весьма существенный разброс и на больших ходах сжатия может дать расчетное значение жесткости газовой пружины более 24 % (рисунок 1.8).

$$n = 1.22$$

$$C_{сж}(L_{ср}, 0.2, 0.02, S_{дсж}) = 454.666$$



$$n = 1.4$$

$$C_{сж}(L_{ср}, 0.2, 0.02, S_{дсж}) = 563.298$$

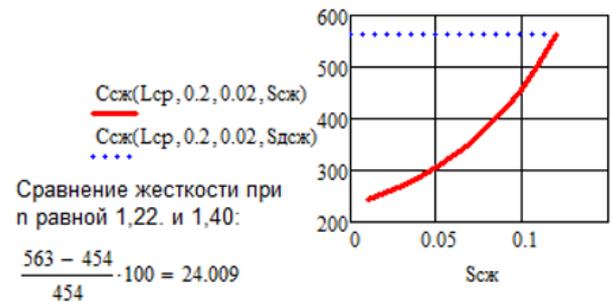


Рисунок 1.8 – Результаты расчета в маткаде жесткости газовой пружины на ходе сжатия подвески при показателях политропы, равных 1,22 и 1,4 (фрагмент их теоретического исследования в главе 2)

Поэтому одной из задач исследования является экспериментальное определение показателя политропы.

1.3.2 О влиянии пневматических шин

Пневмошины также являются упругими элементами, повышающими плавность хода. Величина их деформации при работе значительно меньше, чем у УЭ подвески, а жесткость больше в 2-3 раза. При движении по дорогам с неровностями пневмошины значительно сглаживают колебательное движение (до 20% по амплитуде). Но на больших неровностях, когда деформация подвески на порядок превышает допустимую деформацию шин, их влияние на сглаживание колебаний менее 5%. Поэтому при

моделировании движения ТС по дороге с крупными неровностями влиянием пневмошин можно пренебречь [39, 41, 44].

1.3.3 Анализ конструкций пневматических упругих элементов

Пневматические упругие элементы

Пневматические упругие элементы (ПУЭ) получили широкое применение в подвесках автобусов, грузовых и легковых автомобилей. ПУЭ дают такие преимущества, как: повышение плавности хода, возможность регулирования жесткости, высоты дорожного просвета, высоты входных ступеней и пола (автобусы), грузовой платформы (грузовики). У грузовых автомобилей обеспечивают адаптацию под различную массу подрессоренных частей [38].

ПУЭ можно разделить на регулируемые и нерегулируемые. Регулируемые ПУЭ могут быть трех типов исполнения (рисунок 1.9): баллонные (а), диафрагменные (б, в), рукавные (г). Рукавные применяются в основном легковых автомобилях, на грузовых автомобилях – баллонные, в автобусах – баллонные и диафрагменные [38].

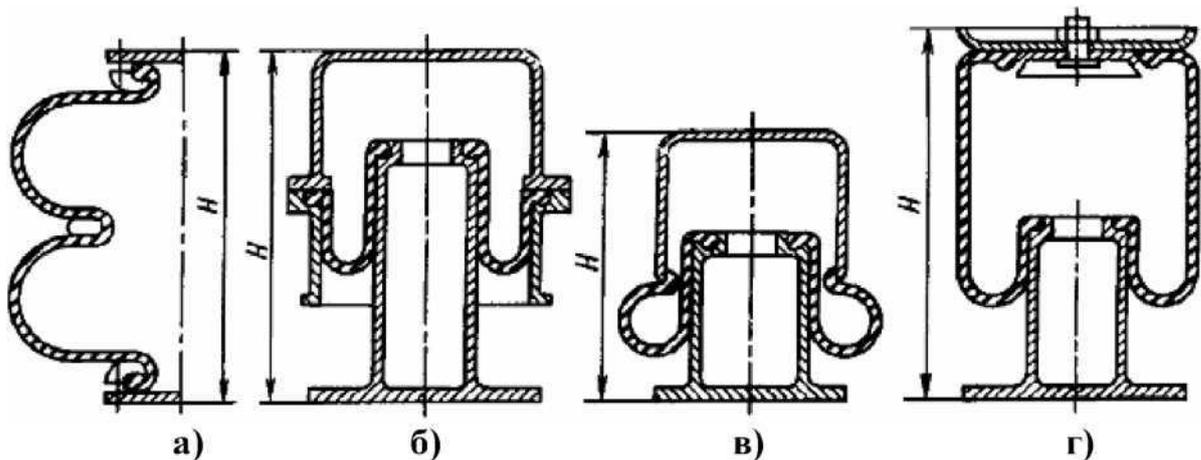


Рисунок 1.9 – Виды пневматических упругих элементов [38]

Пневматические упругие элементы, совмещенные с гидравлическим амортизатором

ПУЭ может быть совмещен с гидравлическим амортизатором (ГА), тогда он называется пневматическая стойка. На рисунке 1.10 представлен

рукавный ПУЭ, совмещенный с двухтрубным газонаполненным ГА. Манжета выполнена из резины с армирующими слоями [38].

Главный недостаток рукавных ПУЭ – невысокая долговечность, т.к. манжеты со временем теряют эластичность и разрушаются.

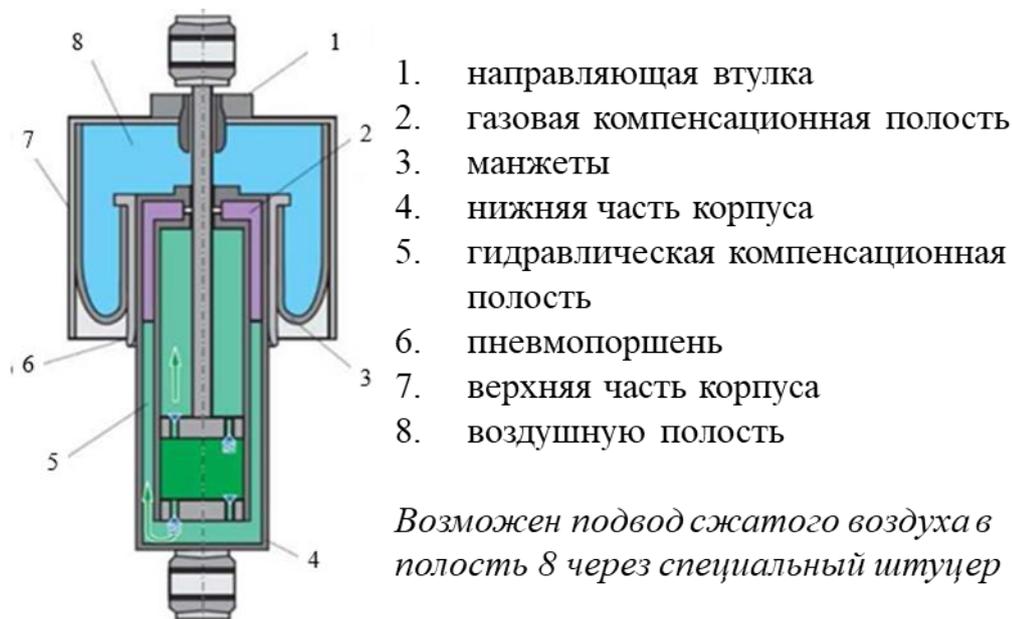
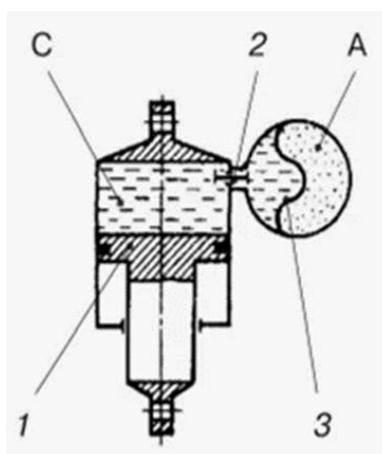
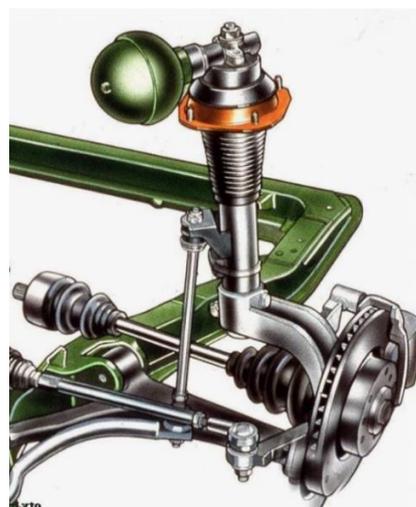


Рисунок 1.10 – Пневмостойка [38]

Известно применение ПУЭ в виде гидропневматических аккумуляторов, совмещенных с одностручными ГА (рисунок 1.11) [38].



- 1 – поршень одностручного ГА;
 2 - клапан гидравлический;
 3 - гидропневматический аккумулятор;
 А – газовая полость;
 С – жидкостная полость



а

б

Рисунок 1.11 – ПУЭ, совмещенный с одностручным ГА:
 а – схема; б – вид на подвеске автомобиля;

Совмещение ПУЭ с ГА позволяет:

- совместить в одном устройстве упругие и демпфирующие функции, что упрощает конструкцию подвески и монтаж;
- достоинства ПУЭ дополняются положительными качествами ГА (рассмотрены в следующем разделе);
- позволяет формировать комбинированные характеристики заданного назначения.

К недостаткам ПУЭ с резиновыми элементами относится нецелесообразность их использования в условиях Севера, вследствие хладоломкости резины.

Совмещение ПУЭ с ГА является перспективным направлением развития подвесок шасси ТС. Исполнение ПУЭ следует выполнять без применения элементов, теряющих эксплуатационные свойства при низких температурах.

Резиновые УЭ

Резиновые УЭ используются в шасси ТС в основном в качестве буферов отбоя и смягчают удары при пробое подвески. В условиях эксплуатации при отрицательных температурах они значительно теряют в своих упругих свойствах, на повышение плавности хода заметного влияния не оказывают, поэтому в настоящей работе не включены в сферу исследований.

1.4. Анализ исследований в области расчета параметров и применения упругих элементов подвесок шасси ТС

1.4.1 Классификация, конструкция, характеристики и параметры амортизаторов

Амортизаторы предназначены для демпфирования (гашения) колебаний шасси ТС, возникающих при движении по дороге с неровным

покрытием. На шасси грузовых ТС применяются однотрубные гидравлические газонаполненные амортизаторы (ОГГА) и двухтрубные (ДГГА), в которых демпфирование осуществляется за счет гидравлического сопротивления движению подвижной части амортизатора (как правило, штока с поршнем), возникающего при проталкивании жидкости через дроссельно-клапанную систему (ДКС) под действием внешнего усилия. Газонаполненными амортизаторы называются потому, что они снабжены газовой полостью, отделенной пневматическим клапаном от жидкостной полости (ОГГА) (рисунок 1.12, а), или свободно находящейся с внешней стороны от жидкостной полости в компенсационной части (ДГГА) (рисунок 1.12, б). Газовая полость служит для компенсации объема жидкости, вытесняемой при движении штока из полости с гидравлической жидкостью по отношению к цилиндру: вниз – ход сжатия, вверх – ход отбоя (рисунок 1.12) [45-67].

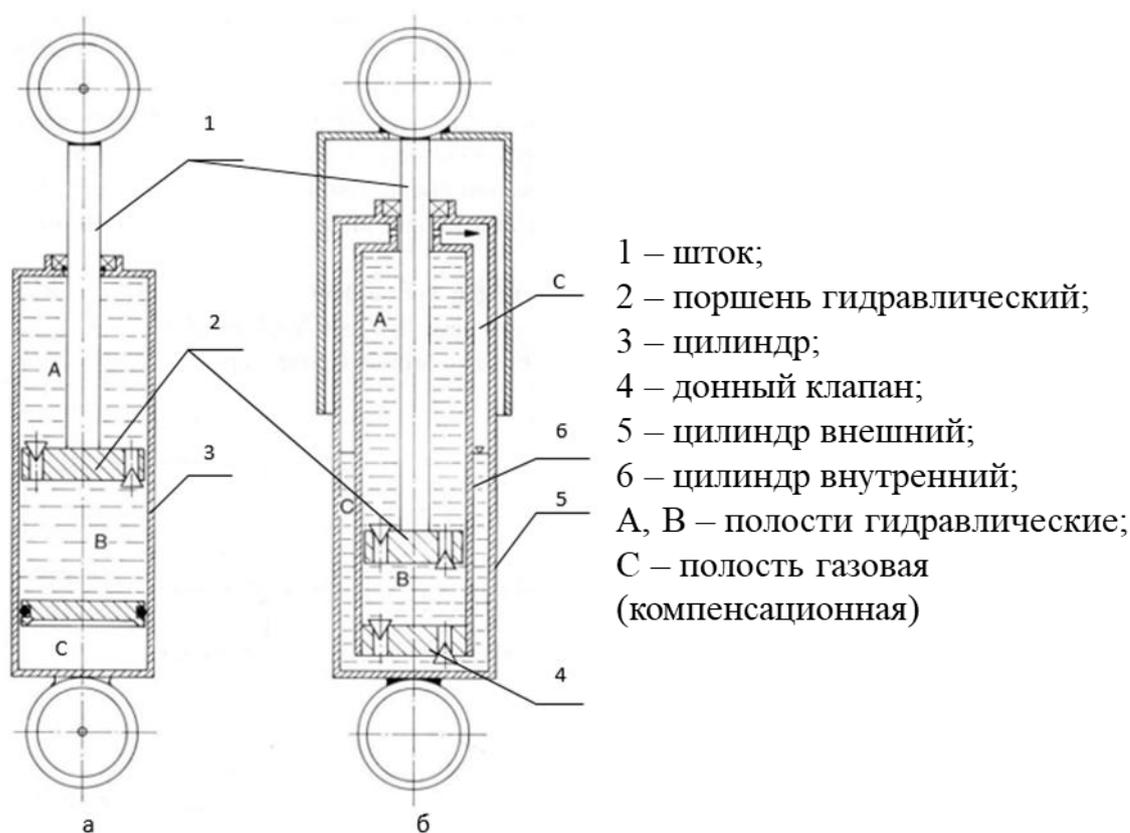


Рисунок 1.12 – Гидравлические газонаполненные амортизаторы:
 а - однотрубный (ОГГА); б - двухтрубный (ДГГА) [5, 38]

В поршне 2 и донном клапане (штулке) 4 выполнены постоянно открытые каналы (дроссельные) и перекрываемые клапанами каналы (клапанные) – вместе они образуют дроссельно-клапанную систему (ДКС) амортизатора. При скорости движения штока менее 0,3...0,5 м/с клапаны закрыты, и жидкость прокачивается только через дроссельные каналы (*дроссельный режим*). При повышении внешней нагрузки, например, наезд на препятствие, скорость движения штока может быть больше указанной, внутри гидравлической полости повышается давление, и, если оно выше давления настройки клапанов, последние открываются (*клапанный режим*). В клапанном режиме жидкость прокачивается и по дроссельным, и по клапанным каналам. Открытие клапанов уменьшает силу сопротивления амортизатора.

В ДГГА на ходе сжатия жидкость из гидравлической полости (В) перетекает в компенсационную полость между цилиндрами 5 и 6, в верхней части которой (С) находится газ. Это может быть атмосферный воздух, тогда компенсационная полость (С) через воздушный канал связана с атмосферой. Но в данной полости (С) может быть и азот, тогда полость закрыта. Применение азота обуславливается тем, что он меньше, чем воздух растворяется в масле (амортизаторной жидкости – АЖ), и АЖ не ухудшает свои упругие свойства, а также меньше окисляется.

Для снижения вероятности разрушения амортизатора в крайних положениях в случае пробоя рекомендуется добавлять в конструкцию резиновые буферы [38]. Но применение газовой пружины в новой конструкции амортизатора исключает возникновение пробоя, как это было показано в предыдущем разделе.

Для выбора, какой тип амортизатора применять, рассмотрим их достоинства и недостатки.

ОГГА. Преимущества:

- прямой контакт воздуха с рабочей полостью амортизатора способствует его хорошему охлаждению;
- выигрыш в силе сопротивления амортизатора достигается за счет применения в его конструкции поршня, диаметр которого больше, чем у двухтрубного амортизатора (при равном их наружном диаметре);
- жидкость не имеет прямого контакта с воздушной средой, что способствует меньшему вспениванию АЖ;
- сжатый в компенсационной полости газ с давлением до 2 МПа служит дополнительным УЭ с прогрессивной характеристикой.

Недостатки:

- более высокие издержки производства, связанные с необходимостью качественного уплотнения центрирующей втулки штока.

ДДГА. Преимущества:

- больший ход штока при одинаковой длине амортизатора;
- проще в производстве;
- меньшие силы трения в подвижных частях.

Недостатки:

- возможность работы только в вертикальном положении с небольшим наклоном;
- увеличение объема АЖ за счет вспенивания;
- наличие промежуточной компенсационной полости создает плохие условия для охлаждения рабочей жидкости.

На основании приведенного сравнения производители ТС отдают предпочтение ДГГА, т.к.:

- за счет большего хода штока амортизатора получается достичь лучших показателей плавности хода (работа по гашению колебаний равна произведению силы на ход штока);
- проще изготовление, меньше стоимость;

– повышенная способность воспринимать не только осевые нагрузки, но и боковые, и изгибающие за счет возможности выполнить шток большего диаметра, что невозможно в ОГГА в силу ограничений по длине.

Характеристика телескопического амортизатора показывает взаимосвязь сопротивления движению F штока от скорости его перемещения v , коэффициента сопротивления k и показателя формы характеристики e [5]:

$$F = k \cdot v^e, \quad (1.6)$$

при $e = 1,0$ – линейная характеристика, при $e < 1$ – регрессивная, при $e > 1$ – прогрессивная (рисунок 1.13) [5].

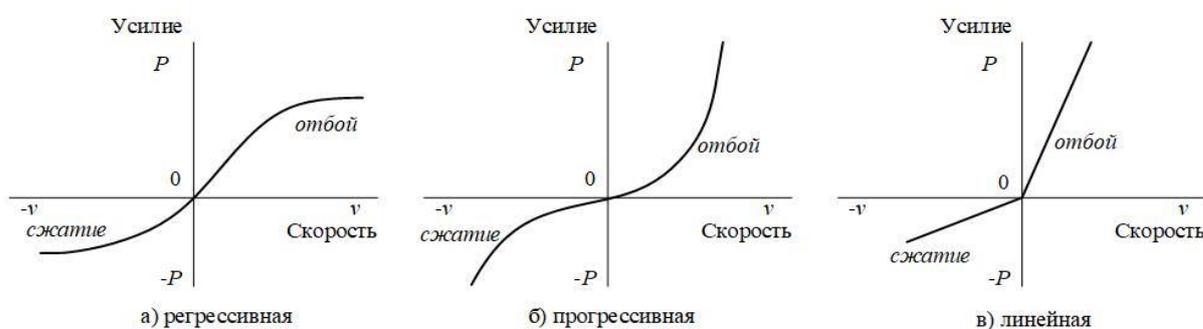


Рисунок 1.13 – Виды амортизаторных характеристик [5]

При *регрессивной* характеристике имеет место повышенное сопротивление на малых скоростях движения штока, соответствующих езде по дороге с небольшими неровностями, тем самым повышается вибрационное воздействие на шасси. При наезде на крупную неровность, т.е. при повышении скорости движения штока, снижается сопротивление, что способствует увеличению амплитуды колебаний шасси. Т.е. в обоих случаях *ухудшаются* показатели плавности хода.

Прогрессивная характеристика действует противоположно регрессивной: при малой скорости поршня развиваются небольшие усилия сопротивления, а при ее увеличении – существенно возрастают. Т.е. в обоих случаях *улучшаются* показатели плавности хода.

Амортизаторы с *линейной* характеристикой занимают промежуточное положение между описанными.

Можно считать амортизаторы с прогрессивной характеристикой наиболее подходящими для использования в шасси грузовых ТС.

Однако, возможен неблагоприятный случай возрастания сопротивления до величины, при которой ускорение шасси при гашении колебаний превысит рекомендуемое значение 0,8g. Поэтому при приближении к этому участку сопротивления нужно «смягчить» характеристику, придав ей регрессивную форму. Это можно сделать открыванием дополнительных каналов для перетекания жидкости в амортизаторе – переходом в клапанный режим. Тогда характеристика будет иметь прогрессивно-регрессивную форму, отвечающую и условию снижения амплитуды колебаний, и непревышению допустимого ускорения.

Такой режим создается подбором пропускного сечения дросселей, чтобы показатель e был в пределах 1,3...2,0 (дроссельный режим), а при открытии клапанов понижался бы до значения 0,8...1,0 [5, 45, 46].

Характеристика должна быть несимметрична: на ходе сжатия быть мягче, чем на отбое. В связи с этим, следует выбирать разный порог начала открытия клапанов: 0,2 м/с для ходов сжатия и 0,3 м/с для ходов отбоя. А в момент полного открытия клапанов: 0,4 м/с для ходов сжатия и 0,5 м/с для ходов отбоя. В клапанном режиме имеет место суммарная пропускная способность дроссельных и клапанных каналов.

Характеристика такой рациональной формы была получена И.М. Герасимовым [47] на основе применения релаксационного амортизатора (рисунок 1.14), в котором за счет создания дополнительных каналов перетекания жидкости из полостей формируется демпфирующая характеристика, имеющая регрессивную часть в районе высоких скоростей перемещения поршня (рисунок 1.15).

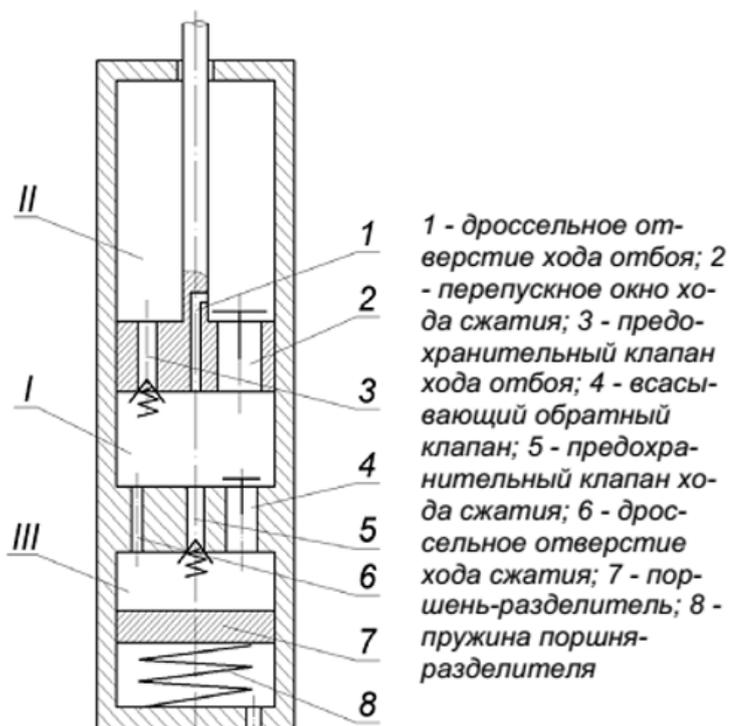


Рисунок 1.14 – Схема релаксационного амортизатора И.М. Герасимова

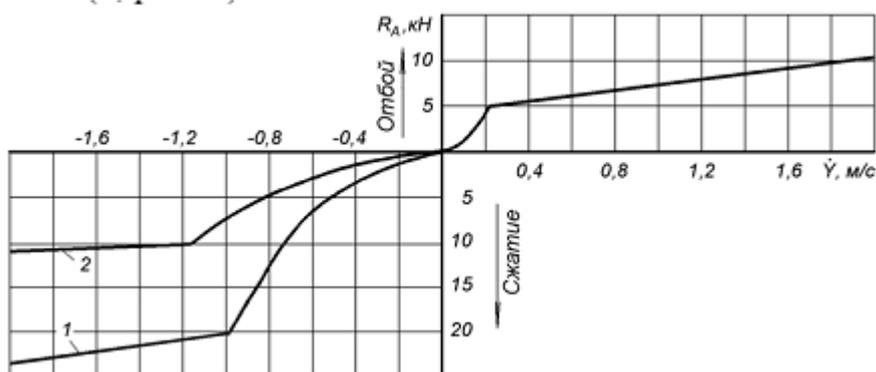


Рисунок 1.15 – Демпфирующая характеристика амортизатора И.М. Герасимова: 1 – движение в спортивном режиме; 2 – движение в обычном режиме

Обычный режим – движение по ровным дорогам. Под спортивным режимом подразумевается движение в сложных дорожных условиях на высокой скорости. Это значит, что на скоростях перемещения штока амортизатора более 1 м/с, имеет место повышенное гидравлическое сопротивление, гасящее амплитуду возникающих колебаний на подрессоренной массе и снижающее вероятность пробоя подвески. Но

создается такое высокое сопротивление, что в подвеске возникают высокие динамические нагрузки, превышающие допустимые величины.

1.4.2 Перспективные направления развития конструкций амортизаторов

Перспективные направления развития конструкций амортизаторов:

- создание амортизаторов с регулируемыми характеристиками;
- повышение функциональности путем дополнительных функций, например, упругих;
- адаптация к условиям эксплуатации, особенно важно – к различным нагрузкам на оси, крупные неровности дороги, низкие температуры.

Амортизаторы с регулируемыми характеристиками

Возможно *ручное регулирование* до установки на шасси или в процессе эксплуатации при остановленном ТС.

Ручное регулирование подразумевает настройку амортизаторов по их длине, закачку заранее установленного объема газа и жидкости под определенным давлением, а также коррекцию диапазона работы клапанов и площади пропускных отверстий ДКС с помощью специальных винтов. Конструкция таких амортизаторов отличается простотой и низкой стоимостью, в то время как большинство массово производимых амортизаторов предоставляет возможность для внесения таких изменений.

Автоматизированное регулирование предусматривает воздействие на специальные встроенные исполнительные механизмы. Воздействие может производиться водителем посредством системы управления (электро-гидро-пневмосистемы), посредством датчиков или комбинированно. Применение таких систем удорожает конструкцию, делает ее менее надежной, особенно в условиях работы при низких температурах. В рамках настоящего исследования рассмотрение необходимости применения

автоматизированного управления имеет смысл только при невозможности достижения поставленных результатов посредством ручной настройки.

Повышение функциональности амортизаторов

Основным вариантом повышения функциональности амортизатора придачей дополнительных функций является снабжение его свойствами упругого элемента. Это часто применяемый вариант в легковых ТС, когда амортизатор располагается внутри цилиндрической пружины. Известны варианты совмещения с пневматическим УЭ. Доработка именно этого варианта представляется наиболее целесообразной для достижения цели исследования.

Наличие пневмокамеры в конструкции амортизатора повысит также его адаптационные возможности к условиям эксплуатации: настройка на разную нагрузку; а при снабжении элементами управления даст возможность выполнить регулировку высоты клиренса и упругих свойств.

1.5. Анализ теоретических исследований процессов обеспечения плавности хода ТС с помощью ПУЭ и ГА

Задачи теоретических исследований настоящей работы:

- определение параметров ПУЭ и ГА, обеспечивающих получение прогрессивной характеристики с заданными свойствами для ПУЭ и прогрессивно-регрессивной характеристики для ГА;
- анализ колебательного процесса подрессоренной массы при движении по дороге с крупными неровностями, формирующегося при совместном действии ПУЭ и ГА с использованием найденных параметров ПУЭ и ГА.

Исследованиям работы ПУЭ и ГА в подвесках шасси ТС посвящены труды Акопяна Р.А., Андреева М.А., Дьякова А.С., Новикова В.В., Олейникова А.С., Ротенберга Р.В., Раймпеля Й., Яценко Н.Н. и многих других.

Исследования ПУЭ сводятся к теоретическому анализу процессов сжатия и расширения газа в рамках конструктивных особенностей ПУЭ. Исследования ГА базируются на процессах течения жидкости через малые отверстия и щели. Используются математические зависимости, известные из механики жидкости и газа. Предполагаемая научная новизна рассматриваемого раздела исследований состоит в математическом описании движения газа и жидкости в элементах конструкций подвесок шасси ТТМ, позволяющем выйти на определение параметров искомых характеристик ПУЭ и ГА.

Моделирование колебательного движения поддресоренной массы m , после воздействия со стороны дороги с силой F , когда гашение колебаний производится посредством ПУЭ с жесткостью c и ГА с коэффициентом сопротивления k , рекомендуется проводить по формуле [7]:

$$m\ddot{y}(t) + 2cy(t) + 2k\dot{y}(y) = F(t), \quad (1.7)$$

где y – показатель смещения по оси ординат (амплитуда). Ее первая производная – скорость, вторая производная – ускорение не должны превышать рекомендуемых величин (ускорение в интервале 0,8...1,2 g [41]).

Один из вариантов решения уравнения (1.7) – наезд на единичное препятствие, показан на рисунке 1.16. Согласно рекомендациям, затухание колебаний должно быть между первым и вторым периодом [7]. Из чего можно сделать вывод о малой величине коэффициента сопротивления амортизатора (k), поэтому поддресоренная масса совершила не менее двух полных периодов колебаний.

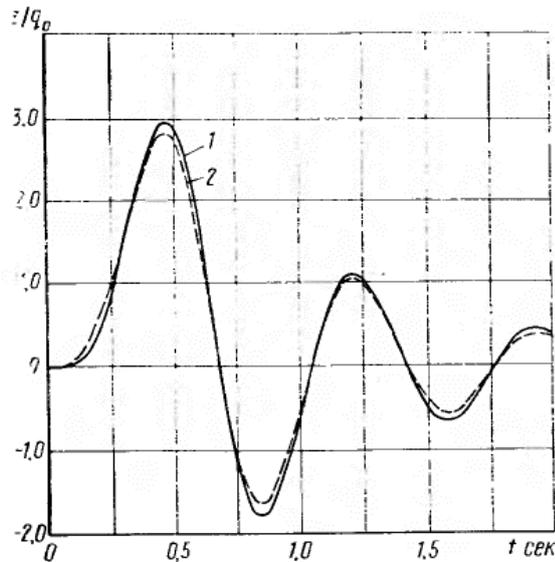


Рисунок 1.16 – Расчетная диаграмма амплитуды колебаний подрессоренной массы при переезде единичного препятствия [7]: 1 – одномассная колебательная система (сплошная линия); 2 – двухмассная с учетом неподрессоренной массы (пунктирная линия).

Выводы по главе

1. Негативное влияние на эффективность применения ТТМ на автомобильном шасси оказывается в условиях эксплуатации на дорогах с крупными неровностями, что приводит к снижению средней технической скорости перемещения до 15...20 км/ч, вследствие двух основных причин:

- высокоамплитудные колебания шасси, сопровождающиеся пробоем подвески, вследствие недостаточной жесткости упругого элемента на больших деформациях;

- высокие динамические нагрузки при проезде крупных неровностей вследствие избыточного сопротивления демпфирующих элементов, обусловленного не соответствующим условиям движения соотношения прогрессивной и регрессивной частей характеристики.

2. Решение проблемы возможно путем применения в подвеске инновационного амортизатора, содержащего в своей конструкции ПУЭ (газовую пружину), имеющий прогрессивную характеристику, и двухтрубный ГА с прогрессивно-регрессивной характеристикой.

3. Значения основных параметров ПУЭ и ГА – жесткость газовой пружины и коэффициент сопротивления амортизатора определяются на основании математического моделирования колебательного процесса подрессоренной массы при наезде на единичное препятствие (формула 1.7), соответствующего параметрам дороги с крупными неровностями. Результаты моделирования: амплитуда, скорость, ускорение и показатель затухания колебательного движения, – должны соответствовать рекомендуемым параметрам. Математическая модель рассматривает одномассовую колебательную систему, в которой участвует только подрессоренная масса, влияние неподдресоренной массы не учитывается в силу его небольшой величины (влияние менее 5 %).

4. На выбор величины жесткости газовой пружины влияет также нагрузка на оси, имеющая различную величину при разных видах ТТМ, устанавливаемых на шасси. Адаптация подвески под нагрузку производится закачкой газа в ПУЭ до установки амортизатора на шасси под определенным давлением, рассчитываемым согласно математической модели упругой характеристики, определение которой является одной из задач теоретических исследований.

5. Форма упругой характеристики определяется политропным законом, описывающим взаимосвязь давления в ПУЭ и объема газовой полости при работе амортизатора. Но величина показателя политропы не определена исследователями однозначно, т.к. в конструктивно различных аппаратах процессы сжатия газа происходят с некоторыми отличиями. Рекомендуемый интервал показателя 1,22...1,40 дает разброс в расчетах жесткости до 24 %. Поэтому требуется экспериментальное уточнение значения показателя политропы на опытном образце амортизатора.

6. Форма прогрессивно-регрессивной демпфирующей характеристики ГА определяется величиной пропускной способности дроссельных и клапанных каналов, давлением начала и конца открытия

клапанов ДКС, законом открытия клапанов. При этом пропускная способность каналов и давление открытия клапанов на ходах сжатия и отбоя должны быть различными. Указанные параметры должны фигурировать в математической модели прогрессивно-регрессивной характеристики, вывод которой также является одной из задач теоретических исследований.

7. Математические модели характеристик базируются на описании геометрии нового амортизатора, математическом моделировании изменения объемов газовых и гидравлических полостей в процессе работы амортизатора. Поэтому исследование следует начинать с анализа конструкций амортизаторов, процессов их работы, выполнения патентных исследований, разработки новой конструкции, расчета ее геометрических и силовых параметров применительно к определенной модели шасси грузового ТС. Это первая задача научного исследования.

8. Для расчета указанных параметров амортизатора необходимо исследовать величину нагрузок на оси шасси разных видов ТТМ. Это вторая задача исследования. Величина вариации нагрузок на оси шасси при разных видах ТТМ позволит выработать требования к адаптационным способностям амортизатора, которые следует учесть при его разработке.

9. При разработке нового амортизатора следует дополнительно учесть следующие конструктивные особенности:

- в амортизаторе следует устанавливать буферное устройство, предохраняющее конструкцию от разрушения в случае пробоя;
- шток или другой выдвигаемый элемент амортизатора должен иметь достаточно большой диаметр, чтобы воспринимать не только осевые нагрузки, но боковые и изгибающие;
- желательно, чтобы конструкция амортизатора обладала возможностью регулировки характеристик, как ручной, так и автоматической, и имела элементы для подключения к системе внешнего управления.

10. Дополнительным требованием к конструкции нового амортизатора является необходимость обладания свойствами, обеспечивающими нормальную работу в условиях низких температур, а именно, иметь конструктивные особенности, способствующие его быстрому прогреву и медленному остыванию, сохранению работоспособности даже при самой низкой температуре.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТТМ НА ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГАШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

Задача: исследование нагрузок на оси транспортно-технологических машин, с целью определения коэффициента вариации нагрузки (КВН) на амортизатор для расчета диапазона регулирования его усилия в снаряженном состоянии и при полной нагрузке для обеспечения снижения динамических нагрузок. Разработка новой конструкции амортизатора, которая будет отвечать всем предъявляемым требованиям.

2.1. Анализ вариации нагрузок на оси ТТМ

Задача: произвести расчеты для определения и установления степени изменчивости или коэффициента вариации нагрузок для обеспечения адаптации амортизатора к возникающим нагрузкам.

Таблица 2.1 – Группы расчета загруженности осей грузового автомобиля [68]

Оси транспортного средства	Расстояние между близкорасположенными осями, м.	Разрешенная нагрузка по осям транспортного средства колесного типа, т - для автомобильной дороги, рассчитанной на нормативную нагрузку:		
		6 т на ось	10 т на ось	11,5 т на ось
Одиночная ось	превышающего 2,5	5,5 (6)	9 (10)	10,5 (11,5)
Группа сведенных (2-х осей)	до 1 (вкл.)	8 (9)	10 (11)	11,5 (12,5)
	свыше 1 до 1,3 (вкл.)	9 (10)	13 (14)	14 (16)
	свыше 1,3 до 1,8 (вкл.)	10 (11)	15 (16)	17 (18)
	свыше 1,8 до 2,5 (вкл.)	11 (12)	17 (18)	18 (20)

На базовое шасси грузового автомобиля могут устанавливаться разные модули: строительного, коммунального, дорожного и транспортного назначения, что влечет за собой различную степень загруженности на ось.

Таблица 2.2 – Расчет КВН на переднюю (перед.) и задние (задн.) оси двухосного транспортного средства

№	Тип ТТМ	Нагрузка на ось			Коэфф. вариации нагрузок на переднюю ось	Коэфф. вариации нагрузок на заднюю ось
		общ.	перед.	задн.		
1	Бортовой (сн)	6020	3290	2730	1,00	1,00
2	Мусоровоз (сн)	6700	3853	2848	1,17	1,04
3	Автотопливозаправщик (сн)	6800	3910	2890	1,19	1,06
4	Самосвал (4Х2) (сн)	7150	3700	3450	1,12	1,26
5	Бортовой (4Х4) (сн)	8625	3750	4875	1,14	1,79
6	Бетономеситель (сн)	9705	5580	4125	1,70	1,51
7	Бетономеситель (пол)	10070	7500	13000	2,28	4,76
8	Бортовой (4Х2)	11900	4350	7550	1,32	2,77
9	Бортовой (4Х4)	12700	5300	7400	1,61	2,71
10	Мусоровоз конт. (сн)	12755	7334	5421	2,23	1,99
11	Автогудронатор (сн)	13600	7820	5780	2,38	2,12
12	Самосвал ЯМАЛ (4Х4) (сн)	14000	8050	5950	2,45	2,18
13	Самосвал 43255 (4Х2)	14300	5200	9100	1,58	3,33
14	Автотопливозаправщик (пол)	15300	5980	9300	1,82	3,41
15	Мусоровоз конт. (пол)	15550	8941	6609	2,72	2,42
16	Автотопливозаправщик ЯМАЛ (сн)	15680	9408	6272	2,86	2,30
17	Автокран Ивановец (пол)	17100	7100	10000	2,16	3,66
18	Мусоровоз (пол)	20500	11616	17083	3,53	6,26
19	Автогудронатор (пол)	21600	9180	12420	2,79	4,55
20	Автотопливозаправщик ЯМА (пол)	25140	12543	12597	3,81	4,61
21	Самосвал ЯМАЛ (4Х4)	34000	15400	18600	4,68	6,81

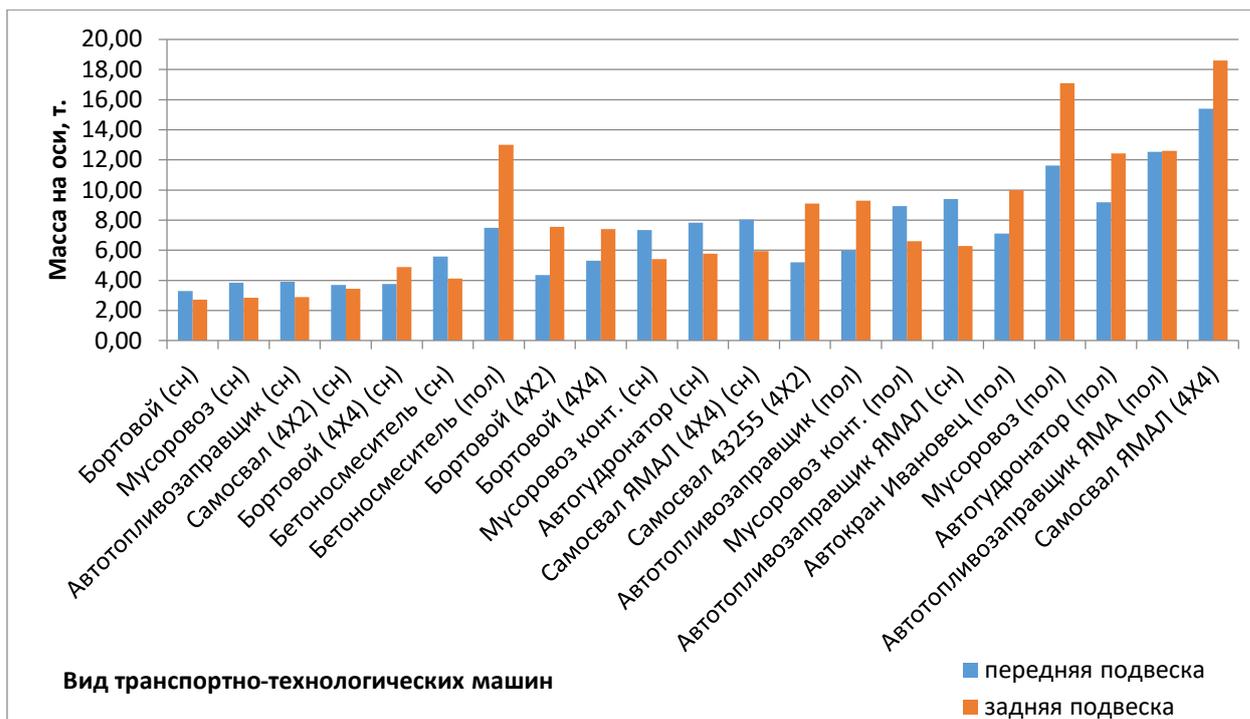


Рисунок 2.1 – Коэффициенты вариации нагрузок на оси различных ТТМ на шасси с колесной формулой 4x2 и 4x4

Таблица 2.3 – Расчет КВН на переднюю (п.ось) и задние (з.ось) оси трехосного транспортного средства

№	Тип ТТМ	Нагрузка на оси			Коэфф. вариации нагрузок на переднюю ось	Коэфф. вариации нагрузок на заднюю ось
		общ.	пер.	задн.		
1.	Бортовой (6x4) (сн)	8425	3475	4950	1,00	1,00
2.	Автотопливозаправщик АТЗ-5.5 (сн)	8625	4875	3750	0,82	1,60
3.	Вахтовый автобус (сн)	10000	4000	6000	1,27	1,05
4.	Самосвал (6x4) (сн)	10125	6200	3925	0,98	1,47
5.	Автоцистерна пищевая АЦПТ-10 (сн)	10300	4780	5520	0,98	1,47
6.	Бортовой (6x6) (пол)	10300	4780	5520	1,02	1,63
7.	Самосвал (6x6) (сн)	11050	4950	6100	0,98	1,98
8.	Вахтовый автобус (пол)	12200	4780	7420	1,54	1,73
9.	Сортиментовоз (сн)	14000	7500	6500	0,97	2,51
10.	Автотопливозаправщик	14125	4708	9417	1,64	2,18

	АТЗ-5.5 (пол)					
11	Самосвал (6х6) (сн)	16175	8000	8175	1,12	2,94
12	Металловоз (сн)	16510	5480	11030	0,82	3,47
13	Автобетоносмеситель 58146 (сн)	17000	4000	13000	1,07	3,76
14	Автокран Ивановец	19300	5200	14100	0,90	4,16
15	Бортовой (6х4) (пол)	20000	4400	15600	1,39	3,61
16	Автоцистерна пищевая АЦПТ-10 (пол)	20300	6767	13533	1,19	4,21
17	Бортовой (6х6) (сн)	21600	5800	15800	1,64	3,63
18	Сортиментовоз (пол)	21600	8000	13600	1,54	4,00
19	КДМ	22500	7500	15000	1,23	4,53
20	Автобетоносмеситель 58146 (пол)	23000	6000	17000	1,72	4,47
21	Самосвал (6х4) (пол)	25125	8375	16750	1,23	5,12
22	Самосвал (6х6) (пол)	25200	6000	19200	1,31	6,19
23	Металловоз (пол)	29580	6380	23200	2,05	6,93

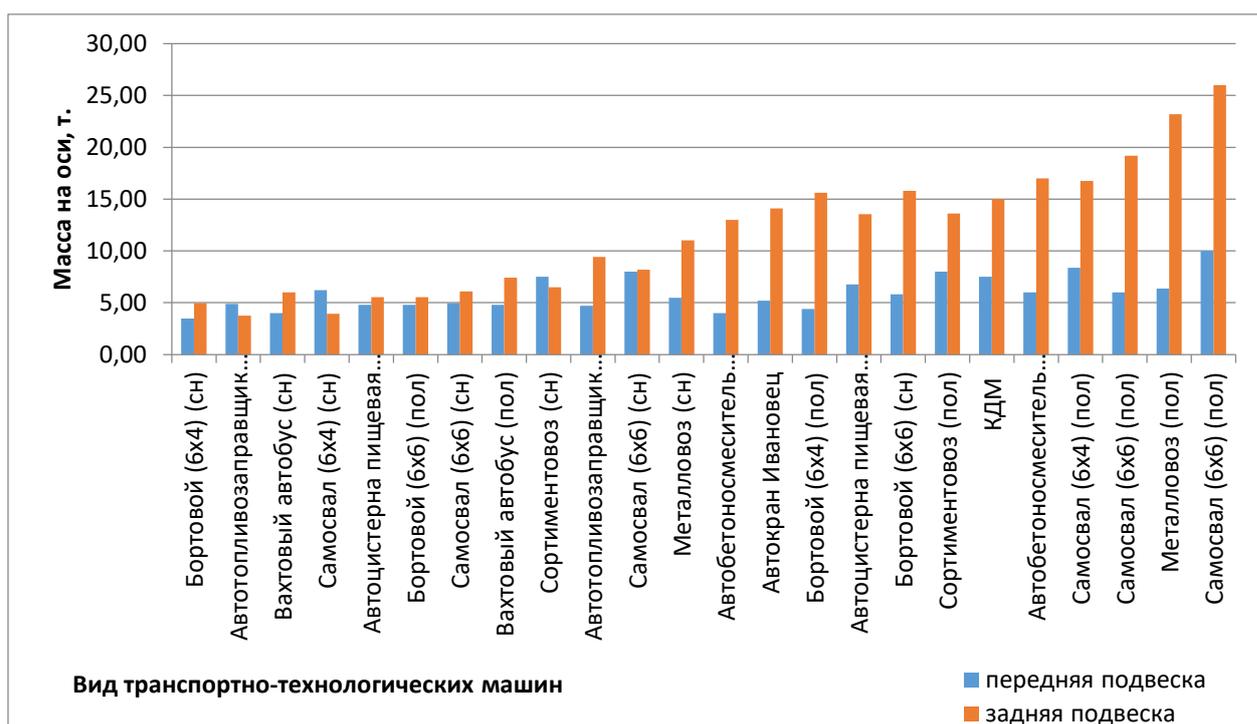


Рисунок 2.2 – Коэффициенты вариации нагрузок на оси различных ТТМ на шасси с колесной формулой 6х4 и 6х6

Результаты расчета КВН на двухосные шасси при снаряжённой и максимально допустимой массе транспортного средства приведены в таблице 2.4. Данные получены из официальных открытых источников сети интернет.

Таблица 2.4 – Расчет КВН на первую и вторую ось двухосного грузового автомобиля в снаряженном и полном состоянии

№	ТС	Нагрузка на шасси	Масса, т	Осевая нагрузка, т		Коэфф. нагрузки на оси
				1-я ось	2-я ось	
1.	Iveco MP 260E38 бортовой	Снаряжённая	7	2,8	4,2	1,50
		Полная	18	7,2	10,8	1,50
2.	Mercedes-Benz Atego 815 бортовой	Снаряжённая	3,4	1,36	2,04	1,50
		Полная	7,5	3	4,5	1,50
3.	ГАЗ 3302 бортовой	Снаряжённая	2	0,8	1,2	1,50
		Полная	3,5	1,4	2,1	1,50
4.	Hyundai HD78 цельнометаллический	Снаряжённая	7	2,8	4,2	1,50
		Полная	12	4,8	7,2	1,50
5.	Iveco EUROCARG O 80E17 автоманипулятор	Снаряжённая	5,32	2,18	3,19	1,46
		Полная	8	3,2	4,8	1,50
6.	Howo ZZ3167M381 1 самосвал	Снаряжённая	9,37	3,74	5,62	1,50
		Полная	23,37	9,34	14,02	1,50
7.	Камаз АМКAR-6589-12Е самосвал	Снаряжённая	9,5	3,8	5,7	1,50
		Полная	20,5	7,5	13	1,73
8.	КЛИНЦЫ КС-35719-1-02 на шасси КАМАЗ-43253 Автокран	Снаряжённая	7,01	4,01	3	0,75
		Полная	14,59	5,14	9,44	1,84
9.	Mercedes АМКAR-65896-01Е самосвал	Снаряжённая	9,59	3,83	5,75	1,50
		Полная	20,5	7,43	13,07	1,76

10.	КЛИНЦЫ КС-35719-5-02 на шасси МАЗ-5340 Автокран	Снаряжённая	8,28	3,31	4,96	1,50
		Полная	17,45	7,12	10,68	1,50

Результаты расчета КВН на трехосные шасси при снаряжённой и максимально допустимой массе транспортного средства приведены в таблице 2.5. Данные получены из официальных открытых источников сети интернет.

Таблица 2.5 – Расчет коэффициента нагрузки на переднюю и задние оси грузового автомобиля в нагруженном состоянии

№	Модель	Масса, т	Грузоподъемность, т	Осевая нагрузка:			Коэфф. нагрузки на оси
				1-я	2-я	3-я	
1.	FAW 3250AM мультилифт	12,5	20	13	9,75	9,75	1,50
2.	КАМАЗ 65117 Кран-манипулятор	9,35	14	6	9	9	3,00
3.	FAW 3250AK КМУ HUYA HB150E2 Кран-манипулятор	13,5	22	14,2	10,65	10,65	1,50
4.	КАМАЗ 740.30-260 Самосвал	10,05	15	6,2	9,5	9,5	3,06
5.	FAW CA3250 P66K24T1E5 Самосвал	15,63	20	14,25	10,68	10,68	1,50
6.	SHACMAN SX5258GJBDR3 84 Автобетоно-смеситель	15,7	31	18,68	14,01	14,01	1,50
7.	SHACMAN SX5256GYDR 464 Цистерна	13	20	13,2	9,9	9,9	1,50

8.	Урал 4320-6951-74 Экскаватор	18,5	-	7,4	5,55	5,55	1,50
9.	КАМАЗ 58153А Бетононасос	25,2	-	6,2	9,5	9,5	3,06
10.	КАМАЗ-43118-37 Сортиментовоз	15,4	6,9	6,3	8	8	2,54

Выводы по результатам анализа КВН для базовых шасси ТТМ, включающих двадцать одну машины на двухосном шасси и двадцать три машины на трехосном шасси в снаряженном и полном состоянии нагрузки:

1. Максимальные значения КВН для двухосных шасси составляют для передней оси 3,53 (мусоровоз) и 4,68 (самосвал), для задней оси 4,76 (бетоносмеситель) и 6,81 (самосвал);

2. Максимальные значения КВН для трехосных шасси составляют для передней оси 2,05 (металловоз), для задней оси 6,93 (металловоз).

2.2. Исследование параметров амортизатора в подвеске грузовых автомобилей

При изучении конструктивных особенностей рессорно-амортизаторных подвесок грузовых шасси ТТМ (рисунки 1.3, 1.4) выявлено следующее:

– в передней подвеске и, как правило, в задней, всегда применяются амортизаторы;

– установка амортизатора производится параллельно упругому элементу, поэтому вертикальная нагрузка воспринимается обоими элементами;

– поперечную нагрузку амортизаторы не испытывают, так она воспринимается рычажной системой подвески и рессорами;

– нагрузка на подвеску зависит от вида оборудования ТТМ, устанавливаемого на шасси, нахождения центра масс машины (рисунок 2.3).

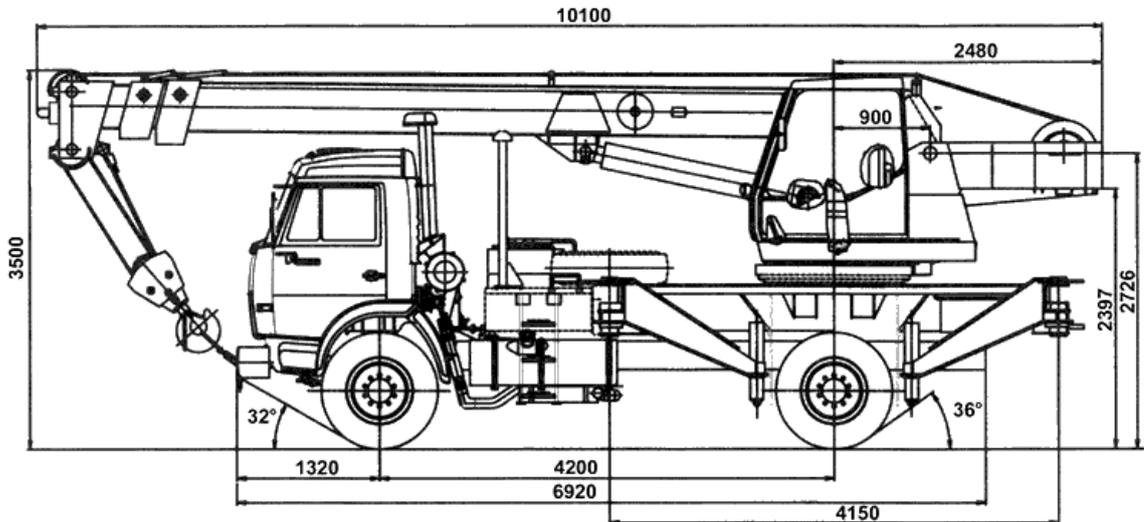


Рисунок 2.3 – Схема и габаритные размеры Автокрана «Клины КС-35719-1-02 на шасси КамАЗ-43253»

Параметры крана

Масса крана в транспортном положении – 15200 кг

Нагрузка на переднюю ось - 7100 кг.

Параметры подвески

Передняя подвеска рессорно-амортизаторная (см. рисунок 1.13), задняя – рессорная.

Амортизатор 50.5.2905006 «ГАЗ»:

Тип амортизатора: гидравлический, телескопический, двусторонний
Тип крепления: проушина-проушина
Кожух: металлический
Длина амортизатора, мм: 475
Ход поршня, мм: 300
Диаметр трубы, мм: 76
Диаметр кожуха, мм: 85
Диаметр поршня, мм: 50
Диаметр штока, мм: 20
Наружный диаметр проушины, мм: 55
Внутренний диаметр проушины, мм: 42
Вес амортизатора, кг: 8,2
Производитель: ОАО «Белкард» (Республика Беларусь, г.Гродно)

Рисунок 2.4 – Параметры амортизатора (50.5.2905005)

2.3. Требования к новой конструкции амортизатора

Задача: изучить требования к конструкции амортизатора по ГДН, по нагрузке на оси, по соответствию климатическим условиям эксплуатации.

По гашению динамической нагрузки

1. Новая конструкция амортизатора должна обеспечивать ГДН автомобиля при преодолении неровностей дорожного покрытия.
2. Амортизатор должен быть способен эффективно поглощать ударные нагрузки и вибрацию с целью улучшения комфорта пассажиров.
3. Амортизатор должен иметь возможность регулировки жесткости амортизации в зависимости от режима езды (например, спортивный или экономичный), чтобы обеспечить оптимальную устойчивость и комфортность хода.
4. Новый амортизатор должен обладать высокой прочностью и долговечностью, чтобы обеспечивать надежную работу на протяжении длительного времени.
5. Конструкция амортизатора должна быть компактной и легкой, чтобы минимизировать вес автомобиля и улучшить его маневренность.

6. Амортизатор должен обеспечивать стабильность движения автомобиля при поворотах и торможении, чтобы уменьшить риск возникновения аварийных ситуаций.

7. Амортизатор должен быть совместим с другими системами автомобиля, такими как подвеска и рулевое управление, чтобы обеспечить гармоничную работу всей конструкции.

8. Новая конструкция должна быть эффективной на дорогах с различным покрытием (асфальт, гравий, бездорожье), при высоких скоростях и в сложных погодных условиях.

9. Амортизатор должен быть легким в обслуживании и ремонте, чтобы упростить его техническое обслуживание и замену при необходимости.

10. Он должен соответствовать всем необходимым стандартам безопасности и экологическим требованиям для автомобилей.

По нагрузке на оси

Требования к новой конструкции амортизатора по нагрузке на оси:

1. Высокая нагрузочная способность. Новый амортизатор должен иметь возможность выдерживать высокие нагрузки на оси, чтобы обеспечить эффективное смягчение ударов и колебаний при движении ТС и адаптироваться к различным нагрузкам на оси со значением КВН 6,93 (согласно приведенным выше результатам исследований).

2. Регулируемость. Должна быть предусмотрена возможность регулировки жесткости амортизатора в зависимости от условий эксплуатации и предпочтений водителя. Это позволит повысить комфорт и обеспечит улучшенную управляемость транспортного средства.

3. Производительность. Новая конструкция должна обеспечивать высокую производительность амортизации для минимизации передачи колебаний на кузов и улучшения устойчивости и управляемости транспортного средства.

4. Долговечность. Амортизатор должен быть изготовлен из прочных и долговечных материалов, чтобы обеспечить долгий срок службы и минимизировать риск поломок и повреждений.

5. Универсальность. Новый амортизатор должен быть совместим с различными типами транспортных средств, чтобы его можно было применять на широком спектре автомобилей.

6. Надежность. Амортизатор должен быть надежным и безопасным в эксплуатации, чтобы гарантировать безопасность водителя и пассажиров при движении транспортного средства.

7. Легкость установки. Новая конструкция амортизатора должна быть легко устанавливаемой, чтобы упростить процесс замены и обслуживания при необходимости.

8. Экономическая целесообразность. Новый амортизатор должен быть достаточно доступным по цене и иметь приемлемое соотношение цены и качества, чтобы быть привлекательным для потенциальных потребителей.

По условиям эксплуатации

Требования к новой конструкции амортизатора могут включать:

1. Износостойкость. Конструкция должна быть способна выдерживать эксплуатацию в агрессивной среде без быстрого износа или поломок, вызванных внешними факторами.

2. Защита от коррозии. Амортизатор должен быть защищен от коррозии, вызванной соленой водой и химическими веществами, которые могут присутствовать в окружающей среде.

3. Герметичность. Амортизатор должен быть герметичным, чтобы предотвратить попадание влаги, снега, пыли и других загрязнений внутрь конструкции, которые могут привести к снижению производительности или поломке.

4. Устойчивость к ударным нагрузкам. Амортизатор должен быть способен выдерживать ударные нагрузки, вызванные движением по неровной дороге, без деформации или поломки.

5. Устойчивость к температурам. Амортизатор должен быть способен работать в условиях разных температур.

6. Простота обслуживания. Конструкция должна быть легкой в обслуживании и ремонте, особенно в условиях, где доступ к специализированному оборудованию может быть ограничен.

2.4. Патентные исследования и разработка новой конструкции амортизатора

Задача: разработать конструкцию нового амортизатора, удовлетворяющего требованиям задачи исследования.

Подвеска является ключевым элементом, отвечающим за смягчение динамических нагрузок, возникающих от транспортных средств (ТС). Это устройство связывает колеса с шасси автомобиля. В большинстве случаев подвески состоят из двух основных компонентов: упругого, который принимает на себя вибрационные и ударные нагрузки от дорожного покрытия во время движения ТС, и демпфирующего, предназначенного для гашения колебаний шасси после того, как транспортное средство преодолевает препятствия. В качестве упругого элемента применяются цилиндрические и торсионные пружины, рессоры, а в качестве демпфирующего – амортизаторы. Более совершенные подвески могут содержать и третий элемент – пневмокамеру, оказывающую дополнительный упругий и демпфирующий эффект и позволяющую изменять клиренс (расстояние от нижней части шасси до дороги). Следует отметить, что все три элемента включаются параллельно, таким образом свойства одного элемента дополняют свойства другого. Что, в принципе, играет положительную роль в обеспечении снижения динамических нагрузок ТС.

Но не всегда: например, если в подвеске используется гидравлический амортизатор, который застыв на морозе превращается в жесткий стержень, то блокируется вся подвеска.

Подвеска, наиболее приближенная к идеальной (следуя введенному Генрихом Альтшуллером понятия «идеальный конечный результат» ИКР), должна содержать лишь один элемент, способный выполнять функцию всех трех вышеперечисленных и не ухудшающий свои упругодемпфирующие свойства при низких температурах (минус 50 °С).

Как указывалось, в первой главе, на шасси грузовых ТС применяются однотрубные гидравлические газонаполненные амортизаторы (ОГГА) и двухтрубные (ДГГА), в которых демпфирование осуществляется за счет гидравлического сопротивления движению подвижной части амортизатора (как правило, штока с поршнем), возникающего при проталкивании жидкости через дроссельно-клапанную систему (ДКС) под действием внешнего усилия. Были показаны преимущества ДГГА, который следует принять за основу новой конструкции, который должен содержать в качестве упругого элемента газовую пружину (ПУЭ), имеющую прогрессивную характеристику, а демпфирующий элемент должен обладать прогрессивно-регрессивной характеристикой.

Наиболее подходящим под описанные параметры является ДГГА, корпус которого включает внутренний рабочий цилиндр и внешний компенсационный цилиндр, которые соосны друг с другом (патент РФ № 2244180, МПК F16F 9/06, 2002 г.) [69]. Внутри рабочего цилиндра на штоке установлен поршень, оборудованный клапанами, а в нижней части, находящейся под поршнем, находятся отверстия, которые обеспечивают связь с компенсационным цилиндром [69]. Компенсационный цилиндр заполнен газом под высоким давлением [69]. Для выпуска излишнего газа, образующегося при настройке амортизатора, компенсационный цилиндр в

Газовая полость (Б) работает как ПУЭ при взаимном перемещении верхнего и нижнего блоков цилиндров, при этом жидкость перетекает через клапанную втулку 8 между гидравлическими полостями (А и В). Процесс сжатия газовой полости (Б) образует упругую прогрессивную характеристику, а гидравлической полости (А) – демпфирующую (гидравлическую). Втулка 8 содержит дросселирующие и клапанные каналы, клапаны сжатия и отбоя и представляют собой ДКС, настраиваемую на требуемые параметры и форму демпфирующей характеристики, а именно, прогрессивно-регрессивную.

Новый амортизатор полностью отвечает требованиям, разработанным в первой главе:

- в амортизаторе установлены буферные устройства в виде пружин 11, предохраняющие конструкцию от разрушения в случае пробоя, хотя на ходе сжатия пробой исключает газовая пружина;
- выдвигаемый элемент амортизатора, нижний блок цилиндров имеет достаточно большой диаметр, чтобы воспринимать не только осевые нагрузки, но и боковые, и изгибающие;
- конструкция амортизатора обладает возможностью регулировки характеристик, как ручной, так и автоматической, т.к. имеет элементы для подключения к системе внешнего управления, это ниппели 14 и 15;
- конструкция амортизатора имеет возможность устройства дополнительных каналов для перепуска жидкости в обход ДКС при отрицательных температурах, путем увеличения расстояния между втулкой 8 и днищем 4, в которое можно поместить термоуправляющий элемент;
- в конструкции отсутствуют элементы, теряющие эксплуатационные свойства при низких температурах, например, резиновые баллоны, диафрагмы;

– конструкция нового амортизатора удовлетворяет и дополнительному требованию – обеспечивает нормальную работу в условиях низких температур, а именно, его конструктивные особенности, способствуют быстрому прогреву и медленному остыванию, что приводит к сохранению работоспособности даже при самой низкой температуре. Это достигается тем, что газовая полость (Б), находясь внутри конструкции, при сжатии прогревается и передает тепло гидравлической полости (А). Также амортизатор имеет гладкую наружную поверхность (без дополнительных элементов, как на полезной модели по патенту № 142785 [70]), что позволяет снабдить его наружным термозащитным кожухом.

В этой установке устранены недостатки, присущие двум трубам гидравлического газонаполненного амортизатора:

– исключена вероятность вспенивания масла, которая возникает при активной работе амортизатора, поскольку газ не проходит через отверстия и не имеет свободной поверхности, находясь под давлением;

– площадь сечений гидравлической зоны (А) и пневматической зоны (Б) находится в пропорциональном соотношении, что обеспечивает эффективность работы амортизатора как при малых, так и при значительных перемещениях штока;

– невосприимчивость к углам установки, поскольку попадание газа в гидравлическую часть амортизатора, отделяемую от газового поршня, невозможно.

Кроме того, среди преимуществ однотрубного гидравлического газонаполненного амортизатора можно отметить следующие аспекты:

– отсутствие строгих требований к точности изготовления компонентов из-за ненужности штока;

– его длина сопоставима с длиной двухтрубных амортизаторов, но ход амортизатора составляет примерно половину от его общей длины;

– при значительных смещениях нижнего блока цилиндров предотвращается излишняя жесткость подвески, поскольку разница между максимальным и минимальным давлением в газовой области не превышает двухкратного значения.

Таким образом, эти характеристики делают однотрубные амортизаторы более удобными и практичными в использовании по сравнению с другими типами, снижая сложность производственного процесса и обеспечивая оптимальное функционирование в различных условиях эксплуатации.

2.5. Моделирование геометрии амортизатора

Задача моделирования геометрических параметров:

- установить соотношения входных параметров подвески с геометрическими параметрами амортизатора;
- смоделировать взаимосвязь изменения объемов газовой и гидравлических полостей с ходом подвески.

2.5.1. Исходные параметры амортизатора, определяющие его упругую характеристику

Линейные размеры по длине и нагрузка соответствуют реальной подвеске машины. Диаметры, объемы, давление – рассчитываются на основании разрабатываемых математических моделей с целью удовлетворения поставленным требованиям:

- форма упругой характеристики – прогрессивная, отвечающая в контрольных точках требуемым силовым параметрам;
- форма демпфирующей характеристики – прогрессивно-регрессивная, отвечающая в контрольных точках силовым параметрам базового шасси;

– математические модели позволяют связывать геометрические параметры (входные) с силовыми (выходные), и, таким образом, выбирать наиболее подходящий вариант конструктивного исполнения амортизатора.

Выбор исходных значений величин ходов и усилий производился на основе рекомендаций известных в области транспорта специалистов [5] и составляет следующие значения (таблица 2.6).

Таблица 2.6 – Исходные значения величин ходов и усилий.

Величина и ее значение	Характеристика величины
$P_{расч_общ} = 35,5$	Общая расчетная статическая нагрузка на подвеску переднего колеса, приходящаяся на рессору и амортизатор, кН
$K_a = 1$	Часть общей расчетной статической нагрузки на подвеску переднего колеса, приходящаяся на амортизатор, кН
$P_{расч} = P_{расч_общ} \cdot K_a = 35,5$	Расчетная статическая нагрузка на амортизатор, кН
$S_{дом} = 0,15$	Динамический ход отбоя, м
$S_{дсж} = 0,12$	Динамический ход сжатия, м
$S_{ст} = 0,20$	Статическая деформация под нагрузкой $P_{расч}$
$P_{дом} = 20$	Нагрузка на амортизатор при $S_{дом}$, кН
$P_{дсж} = 88$	Нагрузка на амортизатор при $S_{дсж}$, кН

Тогда расчетный ход амортизатора составит

$$S_{расч} = S_{дом} + S_{дсж} \quad S_{расч} = 0,27$$

$$S_{зан} = S_{ст} - S_{дом} = 0,05 \quad \text{Запасной ход амортизатора, м}$$

$$S_{полн} = S_{расч} + S_{зан} = 0,32$$

Допущение – расчет производится для варианта, когда вся нагрузка на колесо воспринимается амортизатором. При конструировании подвески необходимый переход на меньшее усилие, приходящееся на амортизатор,

заключается только в снижении давления в газовой камере, что рассчитывается в программе автоматически, путем корректировки значения коэффициента K_a .

Считаем, что амортизатор воспринимает часть нагрузки воспринимаемой рессорой и передает на упругую пружину амортизатора. Величина K_a может изменяться в пределах от 0,5 до 1 в зависимости от того, какую часть нагрузки на амортизатор решит направить конструктор, в приведённых ниже расчетах $K_a = 1$, для подтверждения возможности поглощения всей возлагаемой нагрузки.

2.5.2 Расчет конструктивных геометрических параметров и объемов полостей

Конструктивные параметры.

Часть параметров – задаваемая постоянная, часть – вычисляемая. В расчете использованы известные алгебраические и геометрические формулы.

Задаваемые постоянные геометрические параметры

Таблица 2.7 – Исходные значения величин ходов и усилий.

Величина и ее значение	Характеристика величины
$H_n = 0,04$	Размер поршня, м
$H_e = 0,04$	Размер клапанной втулки, м
$H_y = 0,03$	Размер буферных упоров, м
$H_k = 0,01$	Размер упорного кольца, м
$L_{nn1} = 0,02$	Расстояние от поршня до клапанной втулки при максимальной длине амортизатора, м
$L_{крв} = 0,02$	Расстояние от верха гидравлической полости до центра крепления амортизатора, м
$L_{крн} = 0,02$	Расстояние от низа гидравлической полости до центра крепления амортизатора, м

Таблица 2.8 – Вычисляемые постоянные геометрические параметры

Величина и ее значение	Характеристика величины
$L_{пер} = 2 H_k + H_y = 0,05$	Величина перекрытия верхнего и нижнего цилиндров при L_{max} , м
$L_в = S_{полн} + L_{пер} + H_y = 0,4$	Длина верхнего цилиндра (длина верхней газовой и гидравлической камер при L_{max} , рассчитывается при L_{max}), м

Длина нижнего цилиндра условия, что нижняя кромка верхних цилиндров не перекрывает каналы втулки (рассчитывается при L_{min}), м

$$L_n = L_в + H_в + H_y = 0,41$$

$$L_{max} = L_n + L_в - L_{пер} = 0,76$$

$$L_{ср} = L_{max} - S_{зап} - S_{дом} = 0,56$$

$$L_{min} = L_{max} - S_{полн} = 0,44$$

или $L_n + H_y = 0,44$

$$L_{монт} = L_{ср} + L_{крв} + L_{крн} = 0,6 \quad \text{Монтажная длина амортизатора}$$

На основании полученных данных рассчитывается объем полости А.

Математическая модель расчета объема полости А (VA)

Текущая длина жидкостной полости А (LA), задается в пределах

$$L = L_{min} \dots L_{max}$$

Величины, которые показывают зависимость от интервала значений (с шагом в 0,002) текущей длины жидкостной полости А, м и от $\Delta = 0,010 \dots 0,06$ (с шагом в 0,002) ширины кольца жидкости в верхнем цилиндре (в метрах), при значениях более 0,028, м некоторые функции не вычисляются, например, усилия сжатия при $S_{дсж}$

Диаметр внешнего гидравлического цилиндра вычисляется по формуле 2.1. В данной формуле показаны, в скобках, значения, задаваемые в пределах диаметра газовой полости и ширины кольца. Принято данное решение для определения параметров амортизатора для любого ТТМ и для подбора габаритов, которые позволят наиболее удобно конструктивно выполнить амортизатор.

В скобках приведены параметры заданных в интервалах значений для того, чтобы исследовать зависимость вычисляемой величины:

$$D1ж(D2z, \Delta) = d1ж(D2z) + 2\Delta \quad (2.1)$$

$$D2ж(D2z, \Delta) = D1ж(D2z, \Delta) - (\delta_{cm} + \delta_3) \cdot 2 \quad (2.2)$$

Объем жидкости в верхнем цилиндре равен произведению площади сечения кольца между цилиндрами FA_v на длину кольца $(L-L_n)$:

$$FA_v(D2z, \Delta) = \frac{\pi}{4} \left(D1ж(D2z, \Delta)^2 - d1ж(D2z)^2 \right) \quad (2.3)$$

$$VA_v(L, D2z, \Delta) = FA_v(D2z, \Delta) \cdot (L - L_n) \quad (2.4)$$

Объем жидкости в нижнем цилиндре:

$$FA_n(D2z, \Delta) = \frac{\pi}{4} \left(D2ж(D2z, \Delta)^2 - d2ж(D2z)^2 \right) \quad (2.5)$$

$$VA_n(L, D2z, \Delta) = FA_n(D2z, \Delta) \cdot (L - L_6) \quad (2.6)$$

Объем жидкости в средней части, перекрываемой верхним и нижним цилиндрами (объемом упорных колец пренебрегаем):

$$FA_{cp}(D2z, \Delta) = \frac{\pi}{4} \left(D2ж(D2z, \Delta)^2 - d1ж(D2z)^2 \right) \quad (2.7)$$

$$VA_{cp}(L, D2z, \Delta) = FA_{cp}(D2z, \Delta) \cdot (L_6 + L_n - L) \quad (2.8)$$

Объем жидкости в полости А:

$$VA(L, D2z, \Delta) = VA_v(L, D2z, \Delta) + VA_n(L, D2z, \Delta) + VA_{cp}(L, D2z, \Delta) \quad (2.9)$$

В левой части уравнений за обозначением вычисляемой величины, например VA , указаны в скобках параметры, например $(L, D2z, \Delta)$, в задаваемом диапазоне значений которых вычисляется искомая величина.

Объем жидкости в клапанной втулке:

$$V_v(D2z) = \frac{\pi}{4} \cdot d_v(D2z)^2 \cdot H_v \quad (2.10)$$

Объем жидкости под газовым поршнем при L_{max} (без учета объема клапанной втулки):

$$F_n(D2z) = \frac{\pi}{4} D2z^2 \quad (2.11)$$

$$V_{nn}(D2z) = F_n(D2z) \cdot L_{nn1} \quad (2.12)$$

Объем жидкости в полости В при L_{\max} :

$$VB_{\min}(D2z) = V_{\epsilon}(D2z) \cdot V_{\text{мн}}(D2z) \quad (2.13)$$

Общий (суммарный) объем жидкости в амортизаторе:

$$VA_{\text{общ}}(L, D2z, \Delta) = VA(L, D2z, \Delta) + VB_{\min}(D2z) \quad (2.14)$$

Фрагмент математического моделирования объема жидкостных полостей А и В

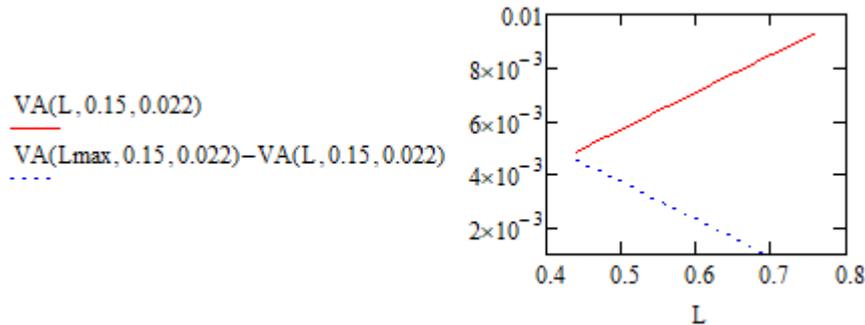


Рисунок 2.6 – Изменение объема в полости А (м³) в функции длины амортизатора L (м) (расчет выполнен при $D2z = 0,015$ и $\Delta = 0,022$)

Площадь поперечного сечения полости А:

$$FA(L, D2z, \Delta) = \frac{VA(L, D2z, \Delta)}{L} \quad (2.15)$$

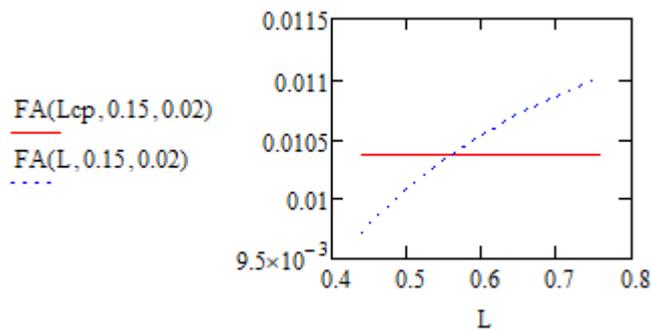


Рис. 2.7 – Площадь поперечного сечения полости А в функции длины амортизатора

Определение хода поршня $L_{\text{п}}$ в функции хода амортизатора L

Жидкость переходит из полости А в полость В

$$VA(L_{\max}, 0.15, 0.02) - VA(L_{\min}, 0.15, 0.02) = 4.093 \times 10^{-3}$$

Изменение объема полости А в функции L:

$$VA(L_{\max}, D2z, \Delta) - VA(L, D2z, \Delta) = \Delta VA(L, D2z, \Delta) \quad (2.16)$$

$$L_{\max} = 0,76$$

$$L_{\min} = 0,44$$

Ход поршня полости В

$$L_n(L, D2z, \Delta) = \frac{\Delta VA(L, D2z, \Delta)}{Fn(D2z)} \quad (2.17)$$

$$L_{\max} - L_{\min} = 0,32$$

$$L_{\Pi} = 0,41$$

Максимальный ход поршня имеет место при L_{\min} :

$$L_{n \max}(L, D2z, \Delta) = \frac{\Delta VA(L_{\min}, D2z, \Delta)}{Fn(D2z)} \quad (2.18)$$

$$L_{\Pi}(L_{\min}, 0.15, 0.023) = 0,266$$

$$L_{\Pi}(L_{\max}, 0.15, 0.02) = 0$$

или

$$L_{n \max}(L, D2z, \Delta) = \frac{(VA(L_{\max}, D2z, \Delta) - VA(L_{\min}, D2z, \Delta))}{Fn(D2z)} \quad (2.19)$$

$$L_{\Pi}(L_{\text{ср}}, 0.15, 0.023) = 0,166$$

Конструктивно возможный ход поршня

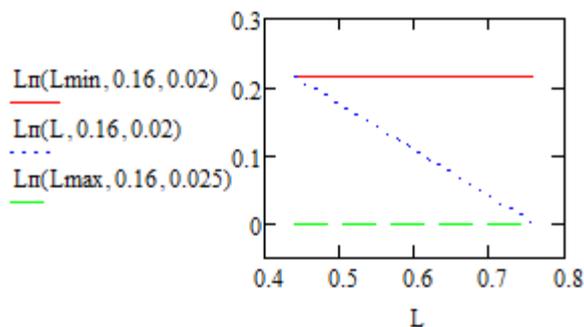


Рис. 2.8 - Ход поршня в функции длины амортизатора

Для $L_{\text{расч}} = 0,23$ м соответствуют $L_{\Pi}(L_{\min}, 0.15, 0.02) = 0.232$ и $L_{\Pi}(L_{\min}, 0.15, 0.025) = 0.29$, при $L_{\Pi}(L_{\min}, 0.6, 0.02) = 0.711$, т.е. имеется запас хода поршня 82 мм.

Вывод соотношения $D2\Gamma/\Delta$, при котором имеет место $\Delta VA_{\max} = \Delta VB_{\max}$ или $L_{\Pi\max} = L_{\text{расч}}$

Условие: Для получения $L_{\Pi\max} = L_{\text{расч}}$ требуется соотношение $D2\Gamma/\Delta = 6...14$.

Для получения значения хода поршня, близкого к конструктивно максимальному $L_{\text{прасч}}$ соотношение $D2\gamma/\Delta$ должно соответствовать $n1(D2\gamma)$.

Аппроксимация полиномом:

$$n1(D2\gamma) = -867.58 \cdot D2\gamma^3 + 498.27 \cdot D2\gamma^2 - 95.295 \cdot D2\gamma + 12.092$$

Линейно-кусочная аппроксимация:

$$n2(D2\gamma) = \begin{cases} -44 \cdot D2\gamma + 10.5 & \text{if } 0.05 \leq D2\gamma < 0.07 \\ -16 \cdot D2\gamma + 8.2 & \text{if } 0.07 \leq D2\gamma < 0.13 \\ -1.3 \cdot D2\gamma + 6.2 & \text{if } 0.13 \leq D2\gamma < 0.25 \end{cases}$$

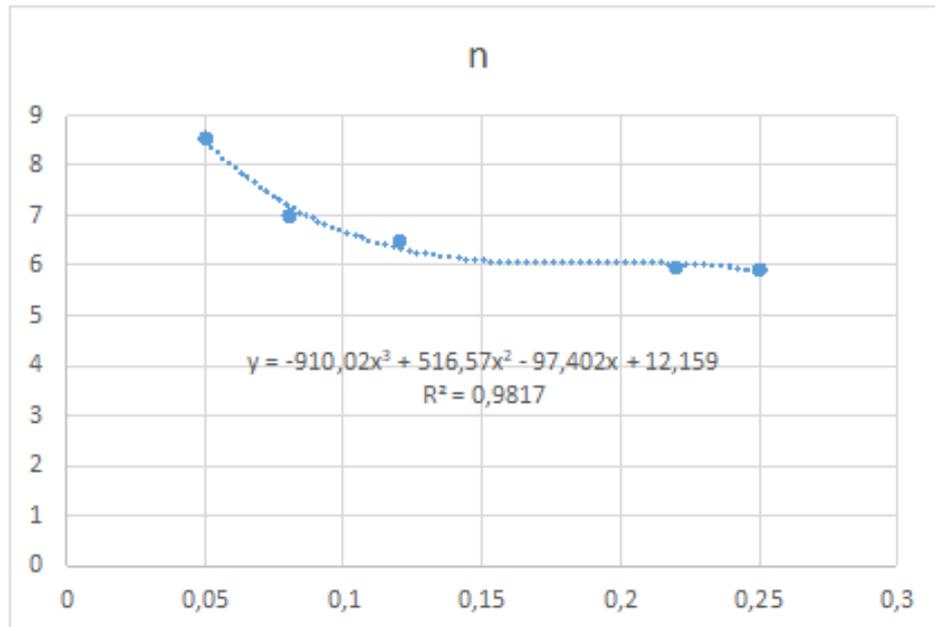


Рис. 2.9 - Аппроксимация $L_{\text{прасч}}$ в функции соотношения $D2\gamma/\Delta$

Расстояние от втулки до низа поршня при длине L :

$$Ln(L, D2\gamma, \Delta) + Lnn1$$

$$Lnn1 = 0.02$$

Тогда объем жидкости в полости B :

$$VB(L, D2\gamma, \Delta) = (Ln(L, D2\gamma, \Delta) + Lnn1) \cdot Fn(D2\gamma) + VB(D2\gamma) \quad (2.20)$$

$$Ln(Lcc, 0.15, 0.02) = 0.145$$

Проверка на сравнение с VB_{\min} :

$$VB(L_{\max}, 0.15, 0.02) = 8.058 \times 10^{-4}$$

$$VB_{\min}(0.15) = 8.058 \times 10^{-4}$$

$$VB(L_{\max}, 0.15, 0.02) = 4.898 \times 10^{-3}$$

$$VB(L_{\max}, 0.15, 0.02) - VB_{\min}(0.15) = 4.499 \times 10^{-3} \text{ - максимальный объем}$$

$$\Delta VB(L, D2z, \Delta) = VB(L, D2z, \Delta) - VB_{\min}(D2z) \quad (2.21)$$

Максимальное значение при L_{\min} :

$$\Delta VB(L_{\min}, 0.15, 0.02) = 4.093 \times 10^{-3}$$

При этом ход составит часть от максимального конструктивно возможного хода:

$$\left(\frac{L_{\text{расч}}}{L_{\text{нmax}}(L_{\min}, 0.15, 0.02)} \right) = 1.252$$

недоиспользование хода поршня на 22%.

Если вычислить Δ через найденное оптимальное соотношение $D2г/\Delta$, то получим объем:

$$\Delta VB\left(L_{\min}, 0.15, \frac{0.15}{n1(0.15)}\right) = 5.053 \times 10^{-3}$$

$$\left(\frac{L_{\text{расч}}}{L_{\text{нmax}}\left(L_{\min}, 0.15, \frac{0.15}{n1(0.15)}\right)} \right) = 1.014$$

т.е. ход поршня используется полностью (завышение на 1% - приемлемый результат).

Жидкость перетекает из А в В, при этом объем вытекшей из А равен объему, поступившей в В

Длина газовой полости Б соответствует расстоянию L_B от поршня до верхней крышки:

$$L_B(L, D2z, \Delta) = L - H_в - L_{m1} - L_n(L, D2z, \Delta) - H_n \quad (2.22)$$

Причем, длина полости диаметров $D1г$ имеет длину $L-L_n$, а длина полости диаметром $D2z$ имеет длину $L_B-(L-L_n)$

Тогда объем газовой полости Б в функции длины амортизатора:

$$V_B(L, D_{2z}, \Delta) = F_n(D_{2z}) \cdot (L_{ne}(L, D_{2z}, \Delta) - L + L_H) + \frac{\pi}{4} \cdot D_{1z} \cdot (D_{2z})^2 \cdot (L - L_H) \quad (2.23)$$

Фрагмент математического моделирования объема газовой полости Б

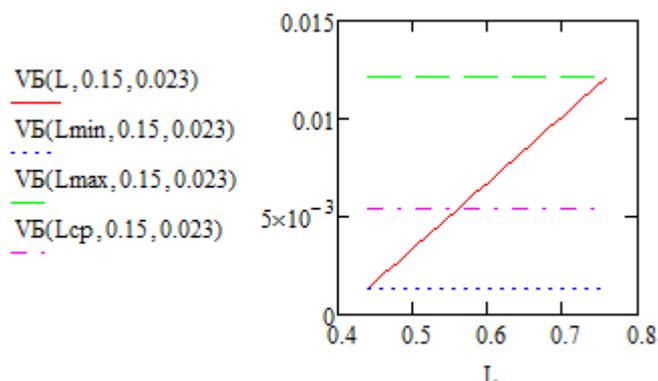


Рисунок 2.10 – Объем полости Б (м³) в функции длины амортизатора L (м)

Выводы по главе

1. Выполнен анализ нагрузок по осям: Максимальные значения КВН для двухосных шасси составляют для передней оси 3,53 (мусоровоз) и 4,68 (самосвал), для задней оси 4,76 (бетоносмеситель) и 6,81 (самосвал); Максимальные значения КВН для трехосных шасси составляют для передней оси 2,05 (металловоз), для задней оси 6,93 (металловоз).

1. Выполнен анализ работы амортизатора в подвеске и определены его основные технические параметры и характеристики.

2. Выполнен патентный поиск, на основании которого принято решение о доработке двухтрубного гидропневматического амортизатора. Разработаны требования, предъявляемые к его конструкции.

3. Разработан амортизатор, удовлетворяющий заданным исходным требованиям и обладающий необходимыми свойствами: в амортизаторе установлены буферные устройства в виде пружин; выдвигаемый элемент амортизатора, нижний блок цилиндров имеет достаточно большой диаметр для восприятия не только осевых нагрузок, но и боковых, и изгибающих;

конструкция амортизатора обладает возможностью регулировки характеристик, как ручной, так и автоматической, т.к. имеет элементы для подключения к системе внешнего управления; конструкция амортизатора имеет возможность устройства дополнительных каналов для перепуска жидкости в обход ДКС при отрицательных температурах; в конструкции отсутствуют элементы, теряющие эксплуатационные свойства при низких температурах.

4. Выполнено моделирование геометрических параметров амортизатора, связывающих значения величин ходов подвижной части с изменением объемов газовой и гидравлических полостей, что необходимо для дальнейшего моделирования упругой и демпфирующей характеристик.

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРА

На основании теоретических исследований разработана методика выбора параметров амортизатора, которая включает следующие разделы:

1. Описание геометрии амортизатора;
2. Исследование упругой характеристики амортизатора;
3. Исследование демпфирующей характеристики амортизатора;
4. Исследование колебаний на поверхностях с различными неровностями;
5. Расчет влияния температуры амортизатора на основные характеристики;
6. Расчет давления закачки газа в амортизатор.

Исходные данные выбраны для Автокрана «Клинцы КС-35719-1-02 на шасси КамАЗ-43253». На основании анализа схемы передней подвески шасси КамАЗ-43253 делаем вывод – нагрузка на амортизатор передается при передаточном числе рычажной системы равном 1 (напрямую). Амортизатор установлен вертикально, поэтому нагрузка рассчитывается без тригонометрических функций. Вертикальная нагрузка воспринимается рессорой и амортизатором.

3.1. Разработка алгоритма моделирования рабочих процессов ГПА при взаимодействии шасси с опорной поверхностью

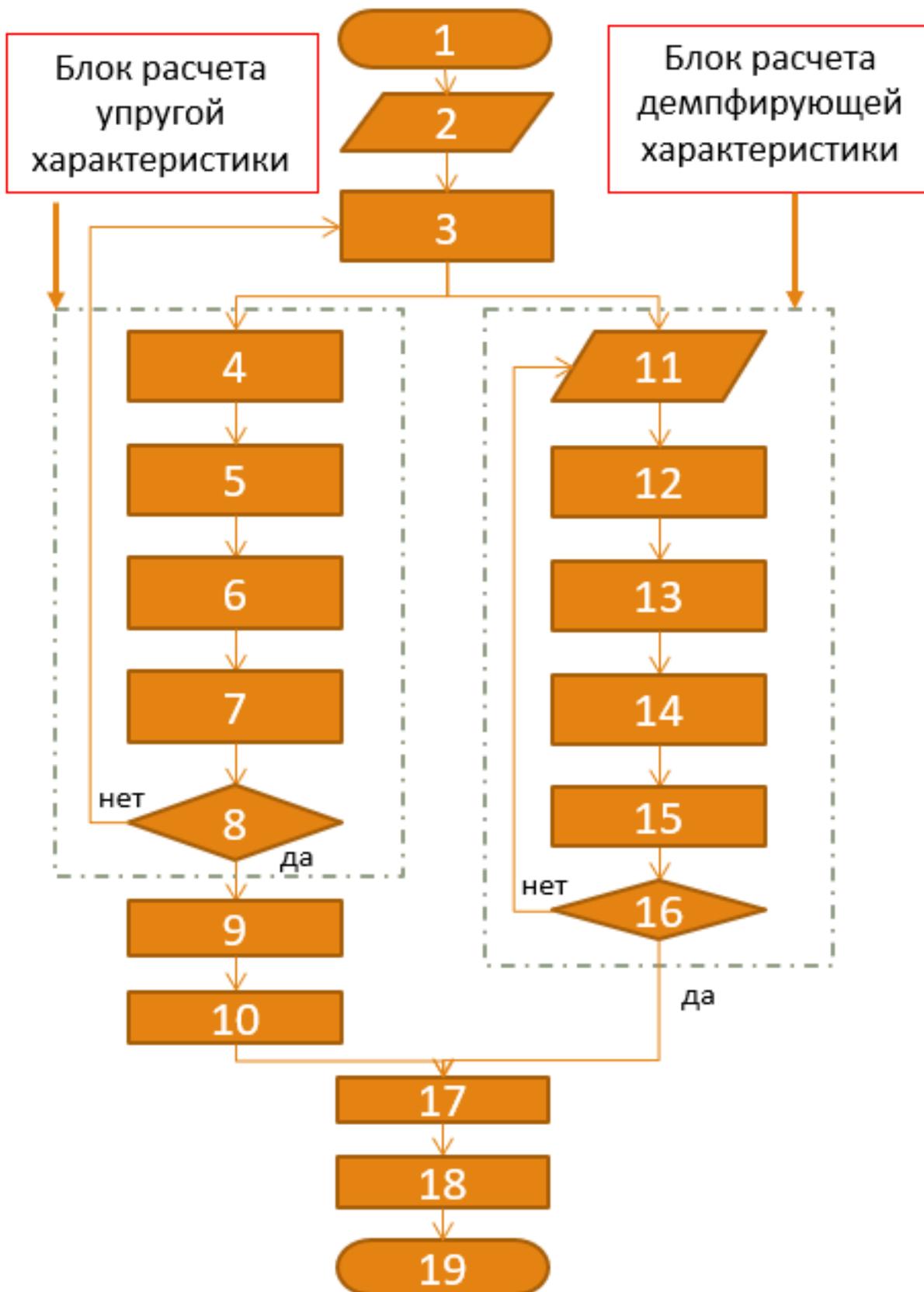


Рисунок 3.1 – Алгоритм моделирования рабочих процессов ГПА при взаимодействии шасси с опорной поверхностью

Описание алгоритма:

1. Начало
2. Ввод исходных данных
3. Расчет геометрии (влево-блок расчет упругой характеристики / вправо-блок расчет демпфирующей характеристики)
4. Расчет давления
5. Расчет усилий
6. Расчет жесткости
7. Построение упругой характеристики
8. Проверка соответствия параметров контрольных точек заданным условиям (влево-нет / вниз-да)
9. Расчет давления закачки
10. Расчет зависимости от t^0
11. Ввод параметров дроссельной и клапанной системы
12. Расчет сопротивлений в дроссельном режиме
13. Расчет сопротивлений в клапанном режиме
14. Расчет параметров стыковки дроссельного и клапанного режимов
15. Построение демпфирующей характеристики
16. Проверка соответствия параметров контрольных точек заданным условиям (влево-нет / вниз-да)
17. Расчет процесса гашения колебаний на неровной дороге (совместная работа упругой и демпфирующей части амортизатора)
18. Построение графика колебаний
19. Выход

3.2. Математическое моделирование упругой характеристики

В расчетах использованы формулы из раздела физики «механика газов», приведенные в разделе 1.4 настоящей работы.

Для моделирования упругой характеристики разработана схема изменения давления в амортизаторе в зависимости от величины деформации газовой пружины (рисунок 3.2).

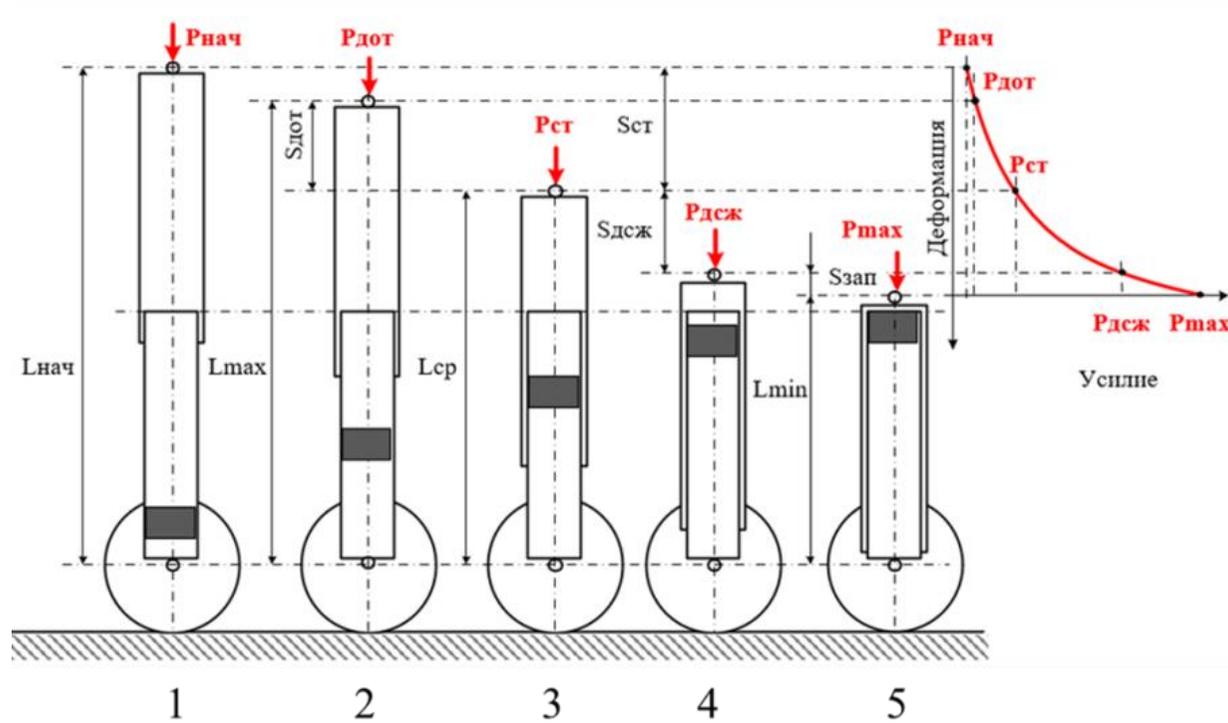


Рисунок 3.2 – Усилие P в характерных точках амортизатора от 1 до 5

$P_{нач}$ – начальное усилие при длине $L_{нач}$, создается давлением закачки $p_{зак}$ газа в амортизатор; L_{max} – максимальная длина амортизатора, установленного на шасси, имеет место при динамическом ходе отбоя $S_{дог}$; $P_{дог}$ – усилие при динамическом ходе отбоя; $L_{ср}$ – средняя длина амортизатора; $S_{ст}$ – статическая деформация; $P_{ст}$ – усилие при статической деформации; $S_{дсж}$ – деформация динамического хода сжатия; $P_{дсж}$ – усилие при деформации динамического хода сжатия; L_{min} – минимальная расчетная длина амортизатора, установленного на шасси, при суммарной деформации динамического хода сжатия $S_{дсж}$ и запасного хода $S_{зап}$; P_{max} – максимальное усилие в амортизаторе при длине L_{min} ; 1...5 – характерные точки положений амортизатора

$S_{\text{зап}}$ – запасной ход амортизатора, влияющий на кривизну упругой характеристики в конце хода сжатия. Зависит от остаточного объема газовой полости в конце хода сжатия.

Расчет давления в газовой полости начинается с положения статической деформации (рисунок 3.2). Затем рассчитывается давление при различной величине деформации согласно схеме, на рисунках 3.3, 3.4, 3.5. На рисунке 3.5 указано, как при смене входных параметров (приведены в скобках) можно получать значения давления. Такой подход позволяет быстро перебирать возможные варианты конструкции амортизатора при заданных выходных параметрах.

$$P_{\text{расч}}(D2г) = P_{\text{расч}} \left(\frac{D1г(D2г)^2}{4} \cdot 3.14 \right)^{-1} \quad (3.1)$$

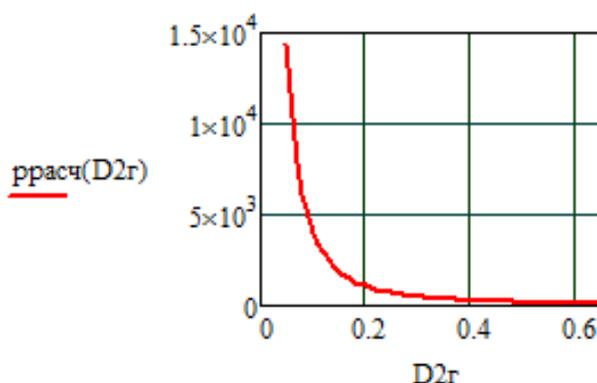


Рисунок 3.3 – Моделирование давления в газовой полости в положении статической деформации в функции диаметра газовой полости $D2г$

Влияние диаметра газового поршня $D2г$ (м) на расчетное давление в газовой полости (кПа) при статической деформации $S_{\text{ст}}$.

В формуле для расчета давления в функции изменения объема фигурирует показатель политропы n , значение которого было уточнено при экспериментальных исследованиях опытного образца ГПА (4 глава), давление $p_{\text{расч}}(D2г)$ имеет место при объеме $VБ(L_{\text{ср}}, D2г, \Delta, S_{\text{ст}})$

Отсюда находим давление в газовой полости при ходе $S = 0 \dots S_{\text{полн}}$:

$$p(L, D2z, \Delta, S) = p_{расч}(D2z) \cdot \left(\frac{VB3(L_{ср}, D2z, \Delta, S_{см})}{VB3(L_{max} - S, D2z, \Delta, S)} \right)^n \quad (3.2)$$

При моделировании приняты следующие величины ходов в мм:
 $S_{полн} = 0.32$, $S_{см} = 0.2$, $S_{дот} = 0.15$, $S_{дсж} = 0.12$

$S_{полн} = S_{см} + S_{дсж} = 0.32$ - полный ход амортизатора

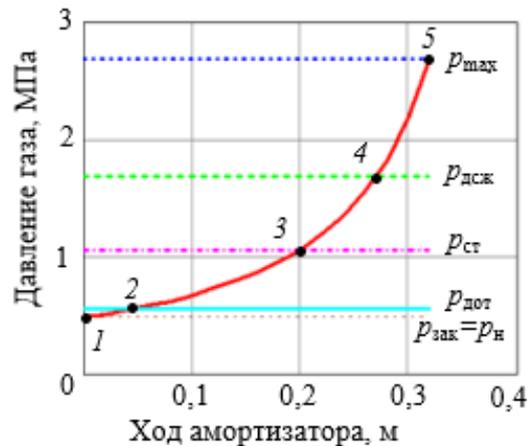


Рисунок 3.4 – Давление в газовой полости в функции деформации амортизатора

Давление при $S = 0$ соответствует давлению закачки газа $p_{зак}$.

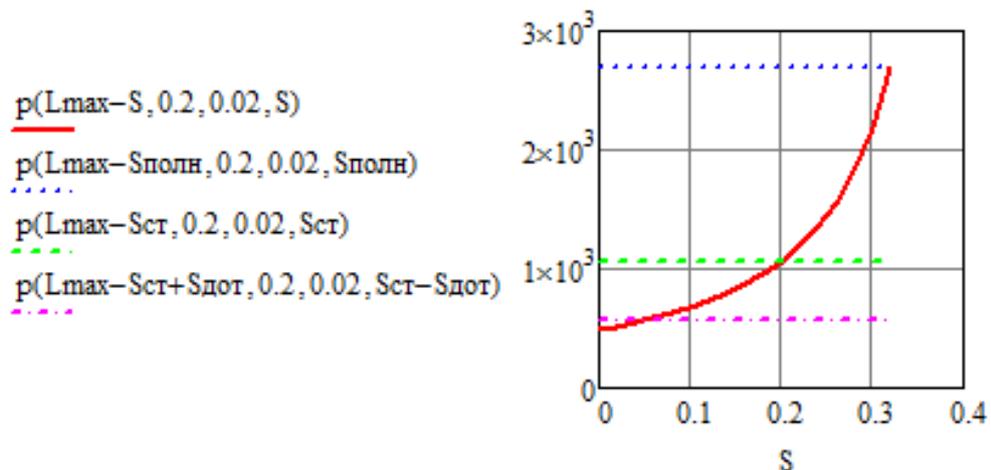


Рисунок 3.5 – Давление в газовой полости (кПа) в функции деформации S (м) при других входных параметрах

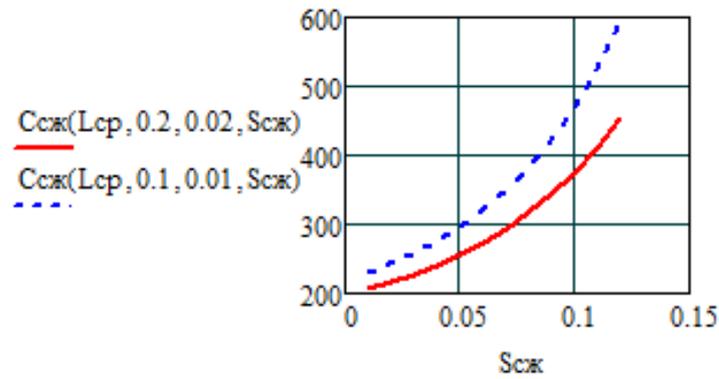
Представленный на рисунке 3.5 расчет усилия в амортизаторе показывает соответствие расчетных значений усилий на ходах отбоя (нижняя пунктирная линия), статическом (средняя) и сжатия (верхняя). Значение

коэффициента динамичности K_d соответствует рекомендованной величине (не менее 2,5) для исключения возможности пробоя подвески при движении ТС по неровным дорогам [35]. Расчет показывает, что K_d зависит от диаметров цилиндров и их соотношения.

Расчет усилий и жесткости при работе амортизатора.

Усилие в амортизаторе:

$$C_{\partial cж}(L, D2г, \Delta) = \frac{P_{\partial cж}(L, D2г, \Delta) - P_{расчт}}{S_{\partial cж}} \quad (3.3)$$

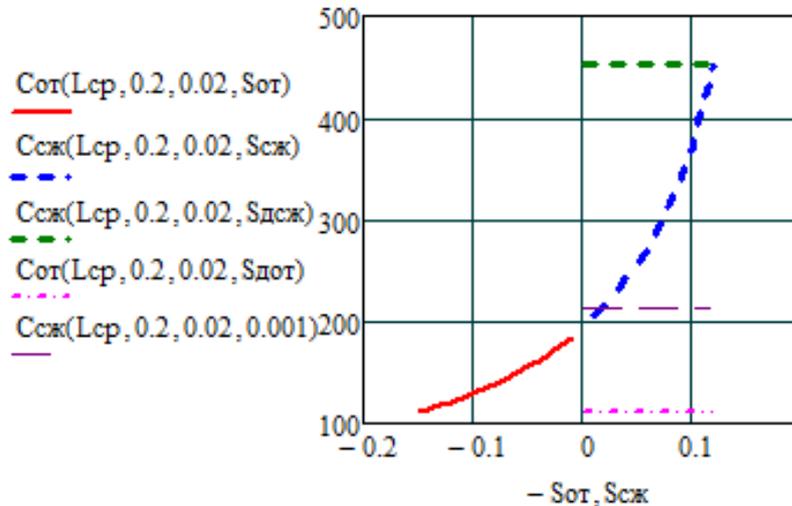


Зависимость жесткости кН/м газовой пружины от величины хода сжатия (м)

Рисунок 3.6 – Моделирование жесткости газовой пружины на ходе сжатия и расчет при разных диаметрах D2г

Жесткость газовой пружины при отбое:

$$C_{om}(L, D2г, \Delta, S_{om}) = \frac{-P_{om}(L, D2г, \Delta, S_{om}) + P_{расч}}{S_{om}} \quad (3.4)$$



Упругая характеристика подвески (жесткость кН/м в функции хода м)

Рисунок 3.7 – Моделирование жесткости газовой пружины на ходе отбоя и построение упругой характеристики (за нулевое положение хода принята статическая деформация, вправо от которой происходит сжатие, а влево – отбой)

Моделирование давления закачки газа в амортизатор

Моделирование упругой характеристики позволило вывести формулу давления закачки газа в амортизатор, которая производится при его монтажной длине $L_{\text{монт}}$ по условию, что при статической деформации $S_{\text{ст}}$ усилие на сжатие амортизатора будет равно расчетному $P_{\text{расч}}$, которое зависит от вида модуля ТТМ, устанавливаемого на базовое шасси.

Расчет давления закачки газа в амортизатор

Давление закачки $p_{\text{зак}}$ газа определяется в зависимости от давления $p_{\text{расч2}}$ при средней длине амортизатора $L_{\text{ср}}$ (при статической деформации $S_{\text{ст}}$), которое зависит от нагрузки на колесо $P_{\text{расч2}}$.

Давление закачки имеет место при длине амортизатора $L_{\text{монт}}$ (при нулевой деформации $S = 0$)

Давление закачки $p_{\text{зак}}$ газа определяется в зависимости от давления $p_{\text{расч2}}$, имеющем место при средней длине амортизатора $L_{\text{ср}}$ (при статической деформации $S_{\text{ст}}$), которое зависит от нагрузки на колесо $P_{\text{расч2}}$.

Установлено, что нагрузка на колесо при различных видах ТТМ изменяется в пределах:

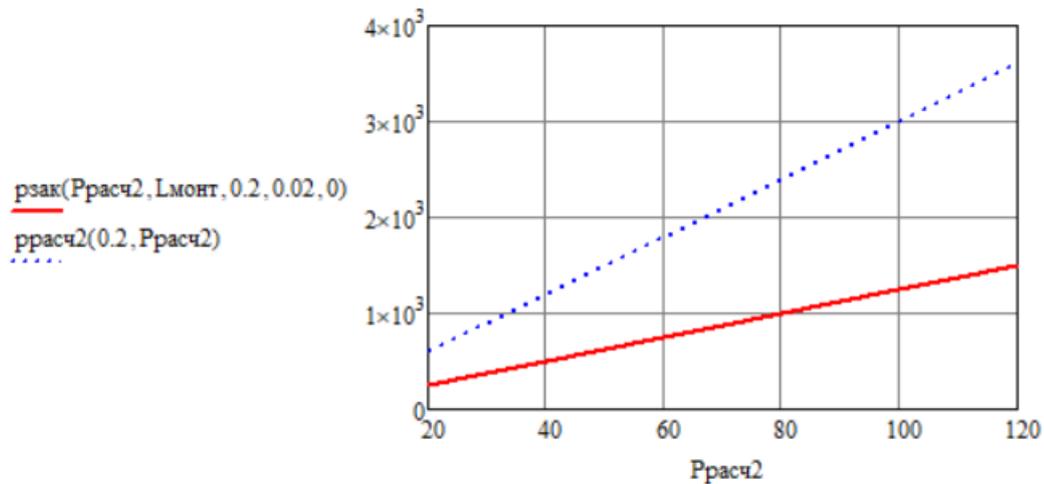
$$P_{расч2} = 20,30...120 \text{ кН (примерно в шесть раз)}$$

Соответственно изменяется и расчетное давление:

$$P_{расч2}(D2z, P_{расч2}) = P_{расч2} \cdot \left(\frac{D1z(D2z)^2}{4} \cdot 3,14 \right)^{-1} \quad (3.5)$$

Давление закачки связано с расчетным давлением через соотношение объемов газовой полости Б при средней и монтажной длине амортизатора в степени n (показатель политропы):

$$P_{зак}(P_{расч2}, L_{монт}, D2z, \Delta, S) = P_{расч2}(D2z, P_{расч2}) \cdot \left(\frac{VB(L_{ср}, D2z, \Delta)}{VB(L_{монт}, D2z, \Delta)} \right)^n \quad (3.6)$$



Зависимость давления в амортизаторе (кПа) от нагрузки на колесо (кН)

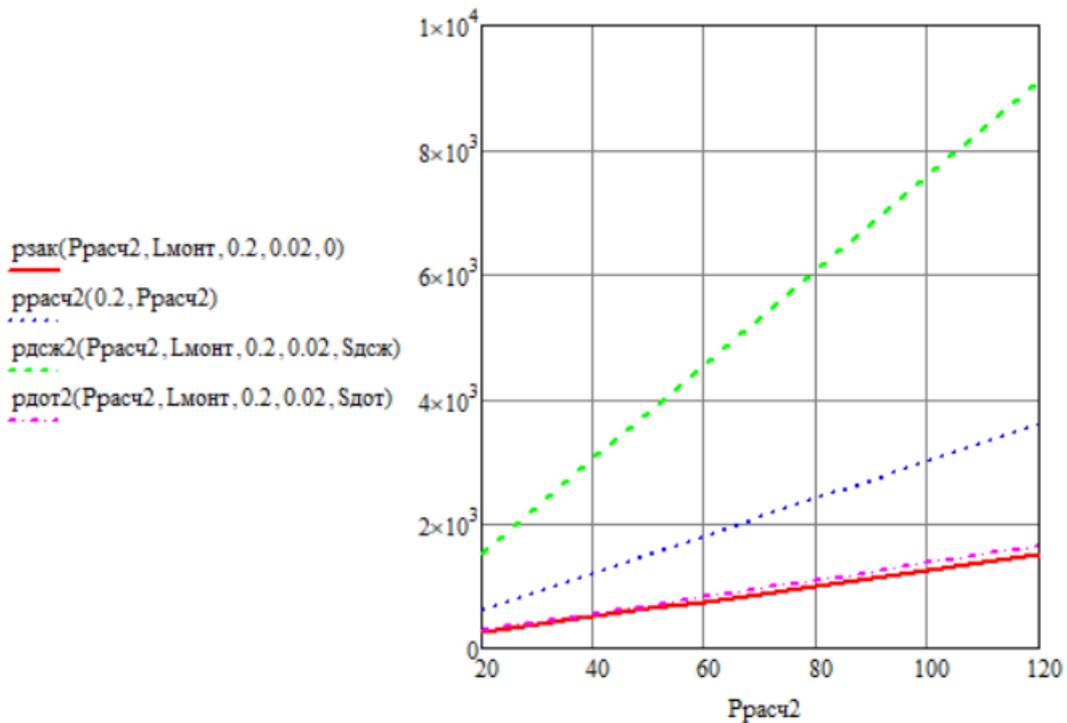
Рисунок 3.8 – Результаты моделирования давления закачки (кПа) в зависимости от нагрузки (кН) на колесо

Методика расчета давления закачки позволяет найти и другие характерные значения давления в амортизаторе в функции усилия $P_{расч}$ (рисунок 3.9).

Усилие на ходах динамического сжатия и отбоя:

$$P_{\text{дсж}2}(P_{\text{расч}2}, L_{\text{монт}}, D2z, \Delta, S) = p_{\text{расч}2}(D2z, P_{\text{расч}2}) \cdot \left(\frac{VB(L_{\text{ср}}, D2z, \Delta)}{VB(L_{\text{мин}}, D2z, \Delta)} \right)^n \quad (3.7)$$

$$P_{\text{дом}2}(P_{\text{расч}2}, L_{\text{монт}}, D2z, \Delta, S) = p_{\text{расч}2}(D2z, P_{\text{расч}2}) \cdot \left(\frac{VB(L_{\text{ср}}, D2z, \Delta)}{VB(L_{\text{макс}}, D2z, \Delta)} \right)^n \quad (3.8)$$



Зависимость характерных значений давления в амортизаторе (кПа) от нагрузки на колесо (кН)

Рисунок 3.9 – Характерные значения давления в амортизаторе

3.3. Моделирование демпфирующих свойств нового амортизатора

Следует получить прогрессивно-регрессивную форму характеристики, которая определяется:

- величиной пропускной способности дроссельных и клапанных каналов;
- давлением начала и конца открытия клапанов ДКС;
- законом открытия клапанов.

Характеристика должна быть несимметрична: на ходе сжатия быть мягче, чем на отбое. Поэтому следует выбирать разный порог начала открытия клапанов: 0,2 м/с для ходов сжатия и 0,3 м/с для ходов отбоя. А в

момент полного открытия клапанов: 0,4 м/с для ходов сжатия и 0,5 м/с для ходов отбоя. В клапанном режиме имеет место суммарная пропускная способность дроссельных и клапанных каналов.

При этом пропускная способность каналов и давление открытия клапанов на ходах сжатия и отбоя должны быть различными. Указанные параметры должны фигурировать в математической модели прогрессивно-регрессивной характеристики. Такой режим создается подбором пропускного сечения дросселей, чтобы показатель степени кривой линии, описывающей характеристику ϵ , был в пределах 1,3...2,0 (дроссельный режим), а при открытии клапанов понижался бы до значения 0,8...1,0 [5, 46, 71, 72].

На основании изложенных выше рекомендаций выбираются исходные данные для расчета амортизатора:

$v_{\max} = 0,922$ - максимальная скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, м/с;

$v_{k1c} = 0,2$ - скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, при которой начинают открываться разгрузочные клапаны сжатия и отбоя, м/с;

$v_{k2c} = 0,4$ - скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, при которой разгрузочные клапаны сжатия и отбоя полностью открываются, м/с.

Клапаны сжатия и отбоя открываются на разных скоростях движения подвижных цилиндров:

- v_{k1c} , v_{k2c} – скорости открытия и закрытия клапанов при сжатии;
- v_{1c} , v_{2c} – скорость открытия и закрытия клапанов при отбое (выбираются большими, чем при сжатии, причем большая разность между скоростями открытия и закрытия клапанов объясняется большей жесткостью клапанных пружин);

Исходные данные для моделирования демпфирующей характеристики:

$p_{\max} = 3 \cdot 10^6$ - допустимое давление жидкости в амортизаторе, Па;

- $\mu = 0,6$ - коэффициент расхода дроссельных отверстий;
- $n_{др} = 10$ - количество дроссельных отверстий во втулке амортизатора;
- $n_{клс} = 3$, $n_{кло} = 3$ - количество разгрузочных клапанов во втулке амортизатора (три клапана на сжатие и три на отбой).

Алгоритм моделирования демпфирующей характеристики:

1. Перепад давления на дросселях и клапанах на ходах сжатия и отбоя в функции геометрических размеров амортизатора и скорости перемещения подвижной части.
2. Открытие клапанов.
3. Перепад давления на дросселях и клапанах на ходах сжатия и отбоя в функции диаметра и количества отверстий.
4. Усилия в функции скорости подвижного элемента амортизатора.
5. Коэффициент сопротивления.

Моделирование перепада давления на дросселях производится для ходов сжатия и отбоя (рисунок 3.13):

$v = 0,002...v_{\max}$ - задаваемый диапазон скоростей движения штока, м/с.

Перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях втулки амортизатора определяется через формулу расхода жидкости через дроссель:

$$Q = \mu \cdot F_{др} \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho \omega \varepsilon)^{1/2}, \quad (3.9)$$

где площадь отверстия дросселей:

$$F_{др} = n_{др} \cdot \pi \cdot d^2 \rho p / 4 \quad (3.10)$$

Расчет диаметра дроссельных отверстий

Площади дроссельных отверстий втулки амортизатора вычисляются через расход протекающий через них жидкости, равный произведению приведенной площади поперечного сечения полости А (FA) на скорость

движения подвижного цилиндра до момента открытия разгрузочных клапанов $V_{кл}$.

Приведенные площади полости А определяются на средние значения ходов сжатия и отбоя, кв. м:

а) при ходе сжатия:

$$FA_c(L, D2z, \Delta) = FA\left(L_{cp} - \frac{S_{осжс}}{2}, D2z, \Delta\right) \quad (3.11)$$

$$FA_c(L_{cp}, 0.154, 0.02) = 0.01$$

б) при ходе отбоя:

$$FA_o(L, D2z, \Delta) = FA\left(L_{cp} + \frac{S_{дом}}{2}, D2z, \Delta\right) \quad (3.12)$$

$$FA_o(L_{cp}, 0.154, 0.02) = 0.011$$

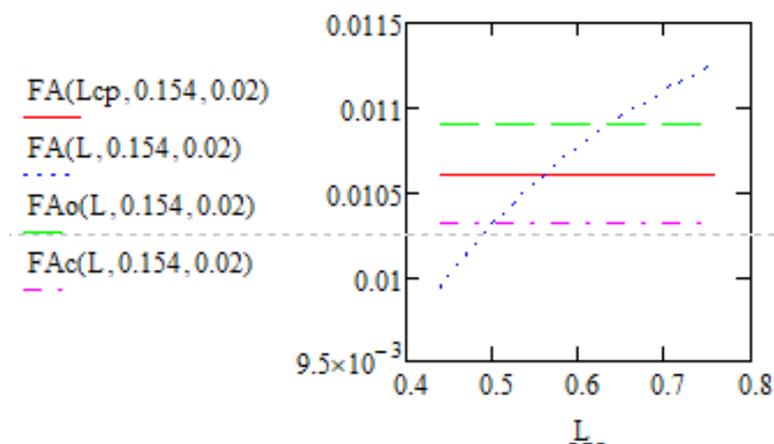


Рисунок 3.10 – Площади поперечного сечения полости А

Расход жидкости через дроссельные отверстия втулки амортизатора (куб. м/с):

$$v = 0,02 \dots v_{max}$$

а) на ходе сжатия:

$$Q_{opc}(L, d2z, \Delta, v) = FA_c(L, d2z, \Delta) \cdot v \quad (3.13)$$

б) на ходе отбоя:

$$Q_{opo}(L, d2z, \Delta, v) = FA_o(L, d2z, \Delta) \cdot v \quad (3.14)$$

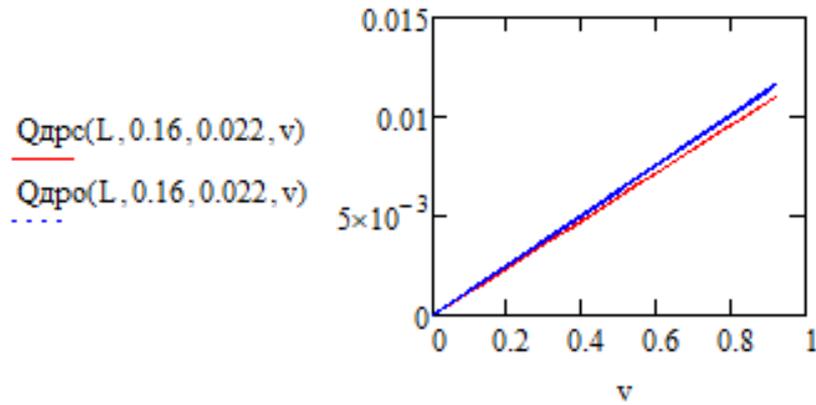


Рисунок 3.11 – Расход жидкости через дроссельные отверстия втулки амортизатора (куб. м/с)

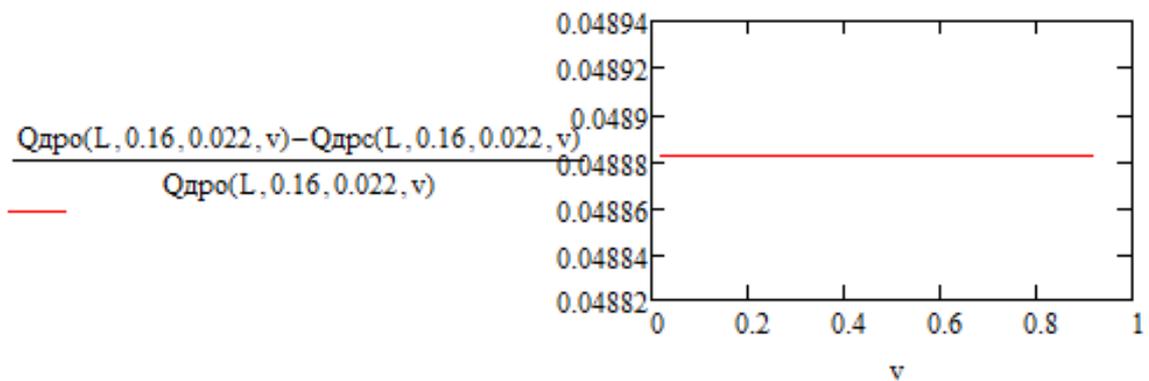


Рисунок 3.12 – Соотношение расходов жидкости при сжатии и отбое

$d_{др} = 0,002...0,006$ - задаваемый диапазон диаметра дроссельных отверстий с шагом 0,0002 (м).

Пропускная площадь дросселей, м²:

$$F_{др}(d_{др}) = n_{др} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \quad (3.15)$$

а) на ходе сжатия:

$$\Delta_{дрс}(L, D2z, \Delta, d_{др}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дрс}(L, D2z, \Delta, v)^2 \cdot \rho_{жс}}{2F_{др}(d_{др})^2} \quad (3.16)$$

б) на ходе отбоя:

$$\Delta_{дро}(L, D2z, \Delta, d_{др}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дро}(L, D2z, \Delta, v)^2 \cdot \rho_{жс}}{2F_{др}(d_{др})^2} \quad (3.17)$$

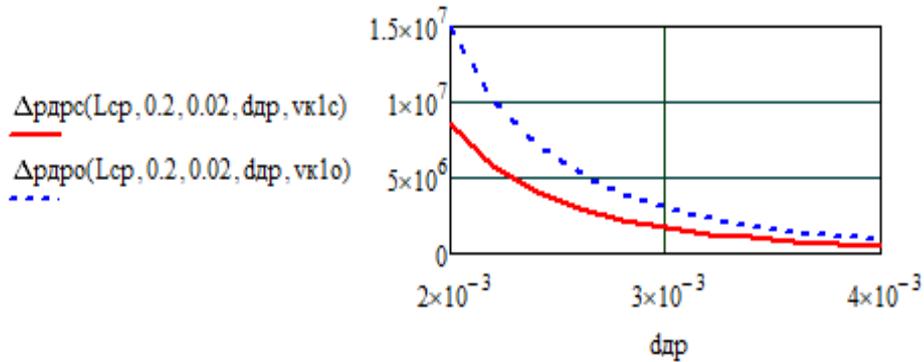


Рисунок 3.13 – Моделирование перепада давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях втулки амортизатора, Па

Модель процесса открытия клапанов должна сопрягать линии сопротивлений на дроссельном и клапанном режимах, причем линия сопряжения представляет собой регрессивную часть характеристики – наклон линии определяется показателем степени в формуле открытия клапана, а протяженность линии – пропускной способностью клапанных дросселей.

$i_{кл} = 1$ - показатель изменения степени открытия клапанов (по закону).

Использован логический оператор «если = if». Читается так: $k_{кc}(v) = 0$, если v меньше либо равно $vk1c$ (на графике прямая линия при $v = 0 \dots 0.2$), выражению в скобках (вторая строка), описывающему наклонную линию при $v = 0.2 \dots 0.3$, если v находится в интервале $[vk2c; vk1c)$; $k_{кc}(v) = 1$, если v больше $vk2c$:

$$k_{кc}(v) = \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq vk1c \\ \left(\frac{v - vk1c}{vk2c - vk1c} \right)^{i_{кл}} & \text{if } vk2c \geq v > vk1c \\ 1 & \text{if } v > vk2c \end{cases} \quad (3.18)$$

$$k_{\kappa o}(v) = \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq v_{\kappa 1 o} \\ \left(\frac{v - v_{\kappa 1 o}}{v_{\kappa 2 o} - v_{\kappa 1 o}} \right)^{i_{\kappa o}} & \text{if } v_{\kappa 2 o} \geq v > v_{\kappa 1 o} \\ 1 & \text{if } v > v_{\kappa 2 o} \end{cases} \quad (3.19)$$

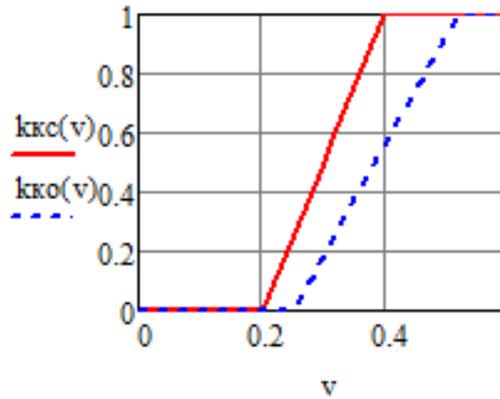


Рисунок 3.14 – Моделирование степени открытия клапанов

Перепад давления на дросселях и клапанах на ходах сжатия и отбоя в функции позволяет выбрать вариант диаметра и количества отверстий, отвечающий по ограничениям рекомендуемого давления в амортизаторе – 3 МПа [5]. На рисунке 3.20 показано, что этому условию удовлетворяют две нижних линии.

Диаметры отверстий клапанов сжатия и отбоя, м:

$$d_{\kappa лс} = 0.002, 0.022 \dots 0.008;$$

$$d_{\kappa ло} = 0.002, 0.022 \dots 0.008.$$

Площадь пропускных отверстия клапанов, м²:

$$F_{\kappa с}(d_{\kappa лс}, v) = n_{\kappa лс} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\kappa лс}^2}{4} \cdot k_{\kappa с}(v) \quad (3.20)$$

$$F_{\kappa о}(d_{\kappa лс}, v) = n_{\kappa ло} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\kappa лс}^2}{4} \cdot k_{\kappa о}(v) \quad (3.21)$$

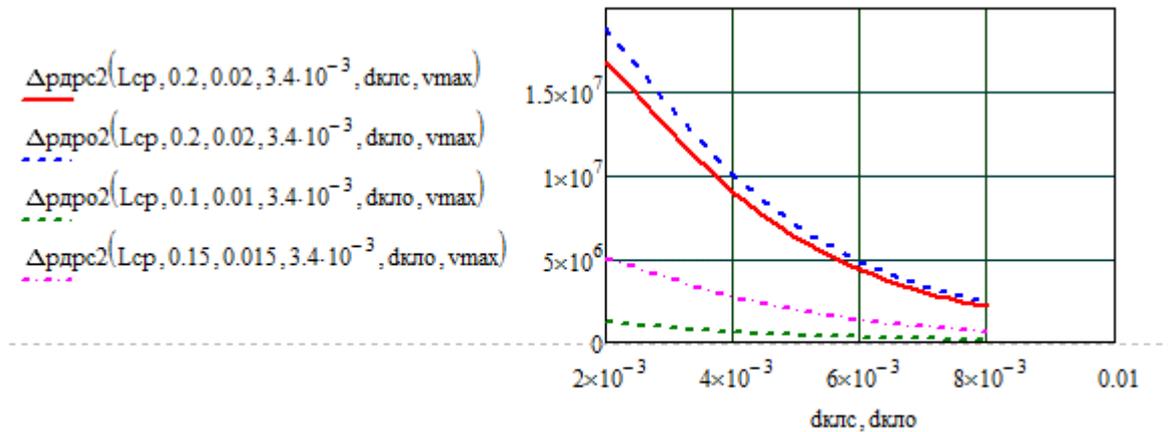
Перепад давления, Па:

а) на ходе сжатия:

$$\Delta_{pдрс2}(L, D2z, \Delta, d_{др}, d_{клс}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дрс}(L, D2z, \Delta, v)^2 \cdot \rho ж}{2(F_{др}(d_{др}) + F_{кс}(d_{клс}, v))^2} \quad (3.22)$$

б) на ходе отбоя:

$$\Delta_{pдро2}(L, D2z, \Delta, d_{др}, d_{кло}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дро}(L, D2z, \Delta, v)^2 \cdot \rho ж}{2(F_{др}(d_{др}) + F_{ко}(d_{кло}, v))^2} \quad (3.23)$$



Перепад давления (Па) на втулке в функции диаметров отверстий дросселей и клапанов (м)

Рисунок 3.15 – Моделирование перепада давления на ходах сжатия и отбоя в функции диаметров отверстий дросселей и клапанов

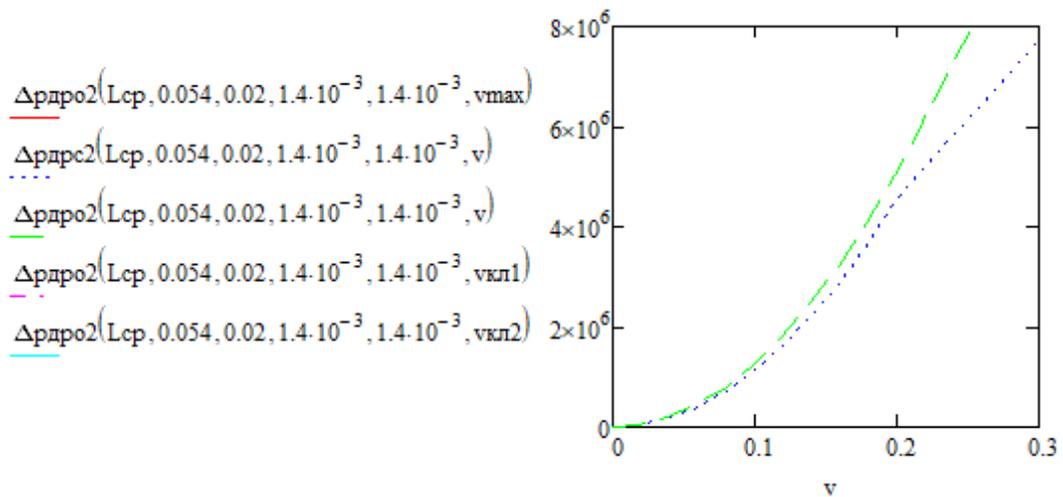


Рисунок 3.16 – Перепад давления на втулке в функции скорости подвижного цилиндра

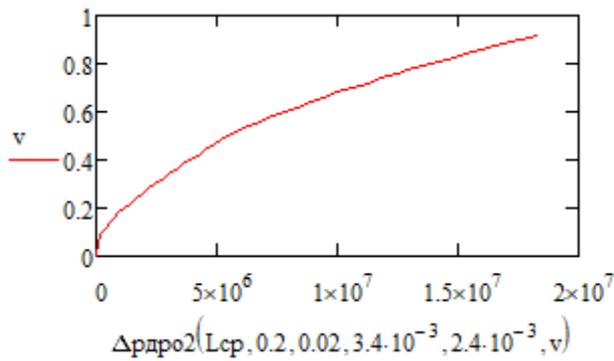


Рисунок 3.17 – Перепад давления на втулке в функции скорости подвижного цилиндра (обратный график)

Выбираем диаметр отверстий дросселей и клапанов около 3,4 мм:

$$\Delta p_{дрo2}(L_{cp}, 0.2, 0.02, 6 \cdot 10^{-3}, 10 \cdot 10^{-3}, v_{max}) = 6.688 \times 10^5;$$

$$\Delta p_{дрo2}(L_{cp}, 0.0154, 0.02, 1.4 \cdot 10^{-3}, 1.4 \cdot 10^{-3}, v_{max}) = 3.187 \times 10^8;$$

$$\Delta p_{дрo2}(L_{cp}, 0.0154, 0.02, 1.4 \cdot 10^{-3}, 0, v_{max}) = 4.827 \times 10^8;$$

$$\Delta p_{дрo2}(L_{cp}, 0.0154, 0.02, 1.4 \cdot 10^{-3}, 1.4 \cdot 10^{-3}, v_{klo}) = 3.96 \times 10^7;$$

$$\Delta p_{дрo2}(L_{cp}, 0.0154, 0.02, 1.4 \cdot 10^{-3}, 1.4 \cdot 10^{-3}, v_{k2o}) = 1.014 \times 10^8.$$

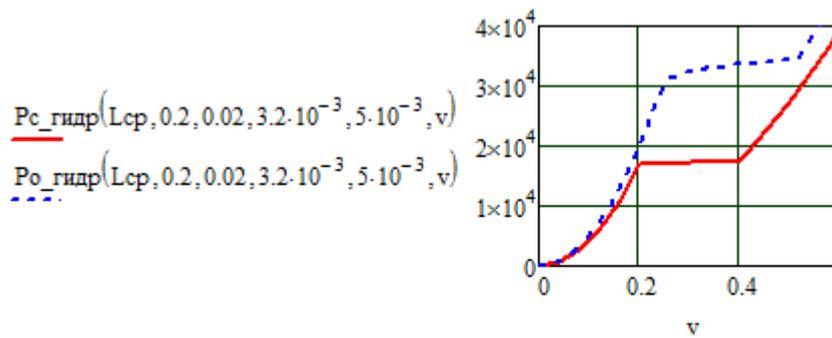
Моделирование сил сопротивления амортизатора наглядно показывает наличие двух частей характеристик: прогрессивной при скоростях 0...0,2 м/с на сжатии и 0...0,25 м/с на отбое; регрессивной при больших скоростях (рисунок 3.14). Пологая часть характеристики объясняется плавным увеличением пропускной площади ДКС за счет постепенного открытия клапанов в интервале от 0,2 до 0,5 м/с (см. рисунок 3.18). При дальнейшем увеличении скорости: более 0,4 м/с для сжатия и более 0,5 м/с для отбоя – характеристика переходит в прогрессивную форму, т.к. пропускная площадь не увеличивается, а подача жидкости растет. Но этот переход имеет место за пределом рабочих скоростей амортизатора. При необходимости длину пологой части характеристики можно продлить, увеличив пропускную способность клапанных каналов:

$$v = 0,0.02...v_{max}$$

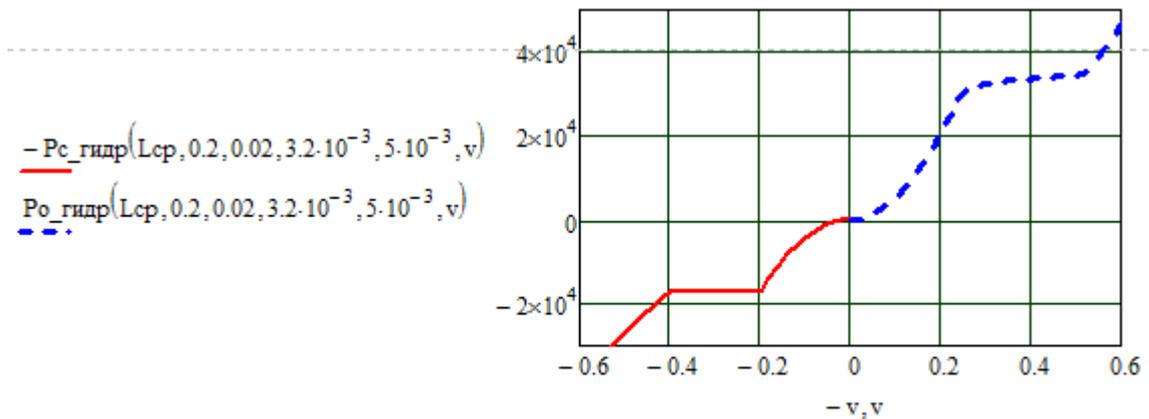
Усилия на ходе сжатия, Н:

$$P_{c_гидр}(L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кис}, v) = \begin{cases} \Delta_{p\partial p c} (L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кис}, v) \cdot FAc(L, D2z, \Delta) & \text{if } v < vк1c \\ \Delta_{p\partial p c 2} (L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кис}, v) \cdot FAc(L, D2z, \Delta) & \text{if } v \geq vк1c \end{cases} \quad (3.24)$$

$$P_{o_гидр}(L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кис}, v) = \begin{cases} \Delta_{p\partial p o} (L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, v) \cdot FAo(L, D2z, \Delta) & \text{if } v < vк1o \\ \Delta_{p\partial p o 2} (L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кис}, v) \cdot FAo(L, D2z, \Delta) & \text{if } v \geq vк1o \end{cases} \quad (3.25)$$



Усилия (Н) в функции скорости подвижного элемента амортизатора (м/с)



Усилия (Н) в функции скорости подвижного элемента амортизатора (м/с)

Рисунок 3.18 – Моделирование усилий (сплошная линия – сжатие, пунктирная – отбой) в функции скорости подвижного элемента амортизатора

На рисунке 3.21 показаны графики сопротивления амортизатора. Верхний график позволяет сравнить параметры на сжатии и отбое. Нижний график с разнонаправленными осями координат показывает демпфирующую характеристику амортизатора в классическом виде.

Следует отметить, что кроме гидравлического сопротивления в формировании усилия демпфирования участвуют и силы тяжести, инерции и трения подвижных элементов амортизатора. Но их влияние составляет менее 1% в общем раскладе сил, поэтому не учитывается [6].

Расчеты коэффициента сопротивления амортизатора выявили, что его изменения имеют сходство с изменениями усилий. Вычисление значения коэффициентов, как для процесса сжатия, так и для отбоя, а также определено среднее значение, которое будет применяться при моделировании колебаний, возникающих при передвижении по неровной дороге.

Коэффициент сопротивления определяется как соотношение сил сопротивления к скорости:

На сжатии:

$$K_{c_гидр}(L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кис}, v) = \frac{P_{c_гидр}(L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кис}, v)}{v} \quad (3.26)$$

На отбое:

$$K_{o_гидр}(L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кло}, v) = \frac{P_{o_гидр}(L, D2z, \Delta, d_{\partial p}, d_{кло}, v)}{v} \quad (3.27)$$

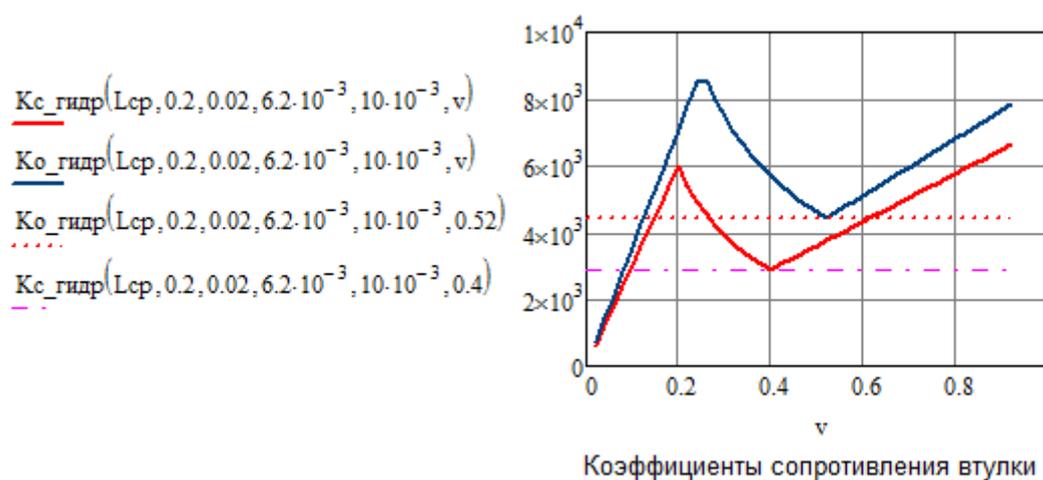


Рисунок 3.19 – Моделирование коэффициента сопротивления амортизатора

Расчетные значения коэффициента сопротивления:

- на сжатии:

$$K_{c_гидр}(L_{cp}; 0,2; 0,02; 6,2 \cdot 10^{-3}; 10 \cdot 10^{-3}; 0,4) = 2,881 \times 10^3$$

- на отбое:

$$K_{o_гидр}(L_{cp}; 0,2; 0,02; 6,2 \cdot 10^{-3}; 10 \cdot 10^{-3}; 0,52) = 4,424 \times 10^3$$

- среднее значение:

$$\frac{K_{o_гидр}(L_{cp}; 0,2; 0,02; 6,2 \cdot 10^{-3}; 10 \cdot 10^{-3}; 0,52) + K_{c_гидр}(L_{cp}; 0,2; 0,02; 6,2 \cdot 10^{-3}; 10 \cdot 10^{-3}; 0,4)}{2} =$$
$$= 3,652 \times 10^3$$

3.4. Моделирование колебаний при движении по дороге с неровностями

Моделирование параметров колебательного движения производится с учетом найденных ранее показателей: жесткости C для газовой пружины и коэффициента сопротивления k для гидравлической части амортизатора.

Исходные данные для исследования колебательного процесса при движении по дороге с неровным покрытием.

Исходные данные:

$$m = \frac{P_{расч} \cdot 1000}{9,81} = 3,619 \times 10^3 \quad \text{- подрессоренная масса;}$$

$$c = C, \quad c = 2,814 \times 10^5 \quad \text{- средняя жесткость газовой пружины;}$$

$$q = \frac{k}{2m} = 4,836 \quad \text{- коэффициент демпфирования амортизатора;}$$

$$\omega_0 = \sqrt{2 \frac{c}{m}} = 12,472 \quad \text{- частота собственных колебаний, 1/с;}$$

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - q^2} = 11,496 \quad \text{- частота затухающих колебаний, 1/с;}$$

$$n_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = 1,985$$

Начальная фаза колебаний $(\omega + \varphi)$, где φ - фазовый сдвиг начальной фазы $\varphi = 0$.

3.4.1. Наезд на единичное препятствие

При наезде на препятствие возникает деформация амортизатора на величину $S_{дсж}$, вызывающая силу $P_{дсж}$ (т.е. препятствие настолько крупное, что вызывает деформацию на полный ход сжатия амортизатора). Расчет производится при средних значениях жесткости упругого элемента и коэффициента сопротивления демпфирующего элемента, определенных в предыдущих разделах.

Расчетный случай: после воздействия силы $P_{дсж}$ происходит деформация амортизатора на величину $A0 = S_{дсж} = 0.12$, при этом начальная амплитуда колебаний $F = P_{дсж}$.

При наезде транспортного средства на препятствие колебательное движение можно выразить дифференциальным уравнением:

$$\frac{d^2}{dt^2}y(t) + k \cdot \frac{d}{dt}y(t) + c \cdot y(t) - \frac{F}{m} = 0 \quad (3.28)$$

При этом принимаются следующие начальные условия:

$$y(0) = -S_{дсж} \text{ и } y'(0) = 1.$$

При решении данного дифференциального уравнения оно принимает следующий вид:

$$y(t) = -A0 \cdot e^{(-q \cdot t)} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi).$$

$A0 = 0.12$ - амплитуда возникающих колебаний.

Период затухания колебаний определяется по формуле:

$$T = 2 \frac{\pi}{\omega} = 0.547 \quad (3.29)$$

Относительный коэффициент затухания колебаний:

$$\psi_{om} = \frac{q}{\omega_0} = 0.388 \quad (3.30)$$

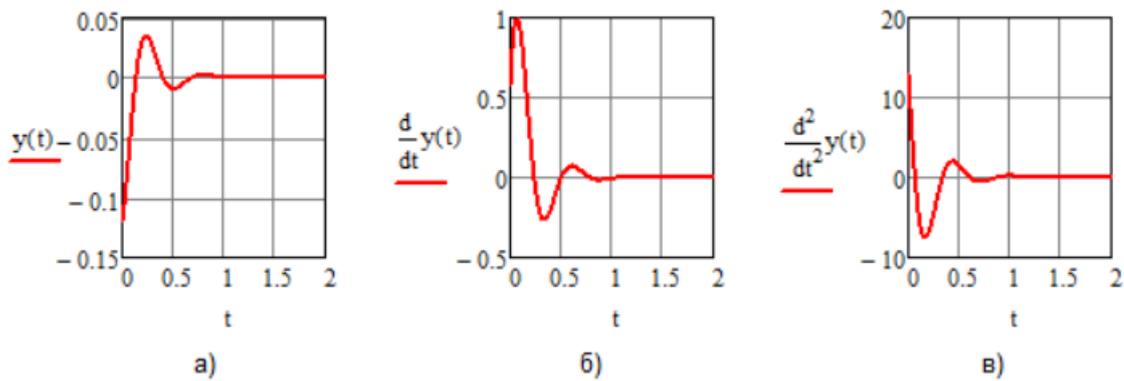


Рисунок 3.20 – Процесс моделирования в программе Mathcad колебательного процесса подрессоренной массы при изменении характеристик по времени t (сек) при воздействии единичной нагрузки на амортизатор силой $P_{дсж}$, равной деформации $S_{дсж}$ (начальная точка графика на схеме а): а – перемещение y , м; б – скорость, м/с; в – ускорение, м/с²

Исследования моделирования показывают, что уже в первый полупериод наблюдается значительное уменьшение характеристик колебаний: амплитуда снижается до 0,03 м, скорость — до 0,25 м/с, а ускорение — до 0,8 м/с². Это означает снижение этих показателей в несколько раз по сравнению с начальными значениями, возникшими при встрече с препятствием. Средние значения жесткости упругости и коэффициента сопротивления демпфирующих характеристик, определенные в ходе теоретического анализа, способствуют уменьшению амплитуды и динамических нагрузок при движении по крупным неровностям дороги (более 0,1 м) до установленного уровня, что необходимо для обеспечения высокой скорости транспортного средства [122].

3.4.2. Движение по дороге с небольшими неровностями

В качестве показателя величины небольших неровностей использована высота неровностей по всей длине дороги h , равная 0,05 м. Колебательное движение подрессоренной массы описывается следующим уравнением [5]:

$$\frac{d^2}{dt^2}y(t) + k \cdot \frac{d}{dt}y(t) + c \cdot y(t) - \frac{k \cdot h}{2m} \cdot \sin(\omega \cdot t) - \frac{c \cdot h}{2m} \cdot \cos(\omega \cdot t) = 0 \quad (3.31)$$

Начальные условия:

$$y'(0) = 0, \quad (3.32)$$

y – амплитуда колебаний;

k – среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора;

c – средняя жесткость газовой пружины;

m – подрессоренная масса;

h – величина неровностей.

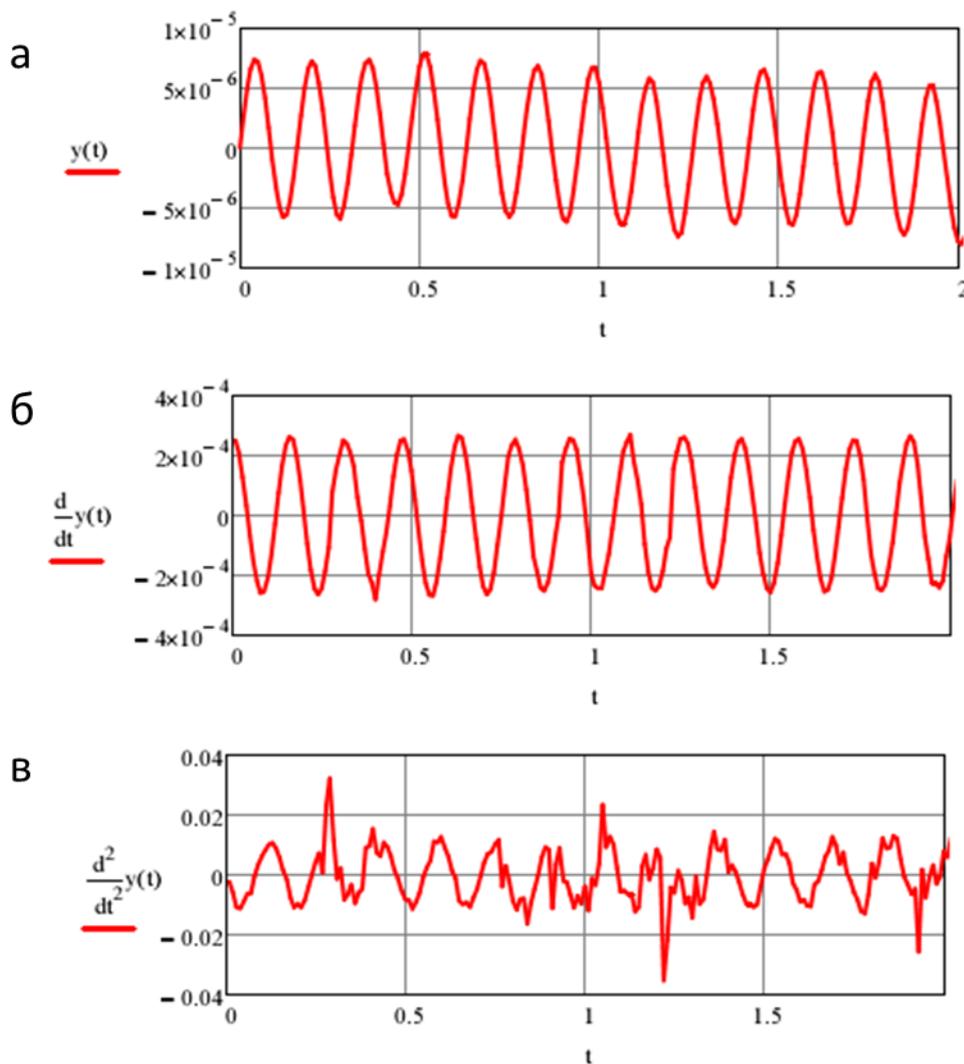


Рисунок 3.21 – Результаты моделирования в Mathcad параметров колебательного процесса подрессоренной массы при движении по дороге с неровностями величиной 0,05 м: а – перемещение, м; б – скорость колебаний, м/с; в – ускорение, м/с²

Результаты расчета: величины характеристик колебаний подрессоренной массы – амплитуда, скорость и ускорение – соответствуют условиям обеспечения высокой плавности хода [122].

3.5. Моделирование влияния температуры окружающей среды на параметры процесса демпфирования колебаний

Задача: произвести расчет и определить коэффициент влияния температуры газа на показатели штатной работы амортизатора.

При повышении температуры газа повышается и давление газа, что влияет на величину жесткости (С) газовой пружины, и приводит к снижению вязкости АЖ, что сказывается на коэффициенте демпфирования.

Температура газа

В соответствии с законом Шарля в постоянном объеме давление газа линейно варьируется по температурой формуле [73-74]:

$$p_1 = p_0 \cdot (1 + \beta \cdot t_1) \text{ при } V = \text{const} , \quad (3.33)$$

где p_1 – давление газа при температуре t_1 , принятой в соответствии со шкалой Цельсия, p_0 – давление газа при 0°C , β – термический коэффициент, $\beta = 1/273,15$.

Из формулы (3.34) следует, что давление p_2 при температуре t_2 может вычислено по формуле:

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{1 + \beta \cdot t_2}{1 + \beta \cdot t_1} \quad (3.34)$$

Анализ характеристик разработанного амортизатора в программе Mathcad показал, что, если производить закачку газа в амортизатор при 20°C , давление газа при расчетной нагрузке увеличится на 16 % при $t = 80^\circ\text{C}$ и уменьшится на 30 % при $t = -50^\circ\text{C}$ (рисунки 3.27, 3.28). Средняя жесткость газовой пружины увеличится в 1,7 раза при изменении температуры от 20 до 80°C (рисунок 3.22),

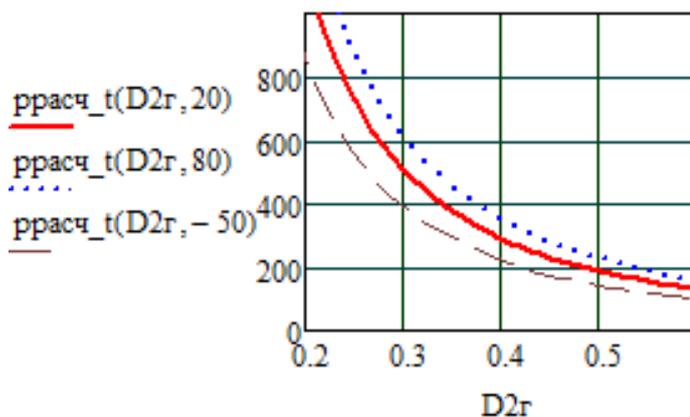


Рисунок 3.22 - Зависимость расчетного давления в амортизаторе при температуре в газовой полости 20, 80 и - 50 °С от диаметра газового поршня D2r

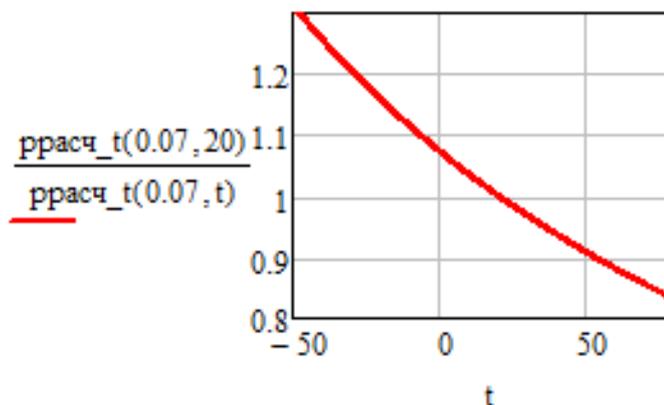


Рисунок 3.23 – Относительная зависимость расчетного давления в амортизаторе от температуры в газовой полости при диаметре газового поршня 0,07 м

Средняя жесткость газовой пружины на сжатии, кН/м:

$$C_{сж_t} \left(L_{ср}; 0,2; 0,02; \frac{S_{дсжс}}{2}; 20 \right) = 236,998$$

$$C_{сж_t} \left(L_{ср}; 0,2; 0,02; \frac{S_{дсжс}}{2}; 80 \right) = 413,426$$

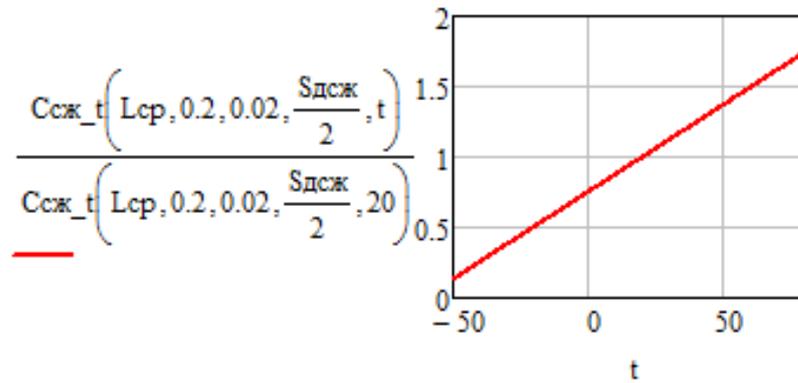


Рисунок 3.24 – Изменение средней жесткости газовой пружины в зависимости температуры

Анализ воздействия жесткости газовой пружины на характеристики колебательного процесса, осуществленный с использованием моделирования в программе Mathcad, продемонстрировала, что:

- при движении ТС по дороге с высотой неровностей 0,05 м при средней жесткости газовой пружины 281 кН/м и 413 кН/м (рисунок 3.25) изменение амплитуды колебаний (а), скорости (б) и ускорения (в) незначительны;

- при наезде на препятствие, вызывающем ход амортизатора величиной, равной динамической деформации сжатия, при средней жесткости газовой пружины 283 кН/м и 413 кН/м (рисунок 3.26) изменение амплитуды колебаний (а) незначительно, скорость (б) увеличилась на 80 %, ускорение (в) возросло более чем в 2 раза, время гашения колебательного процесса не изменилось.

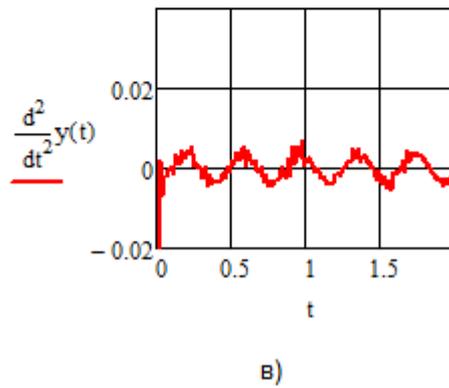
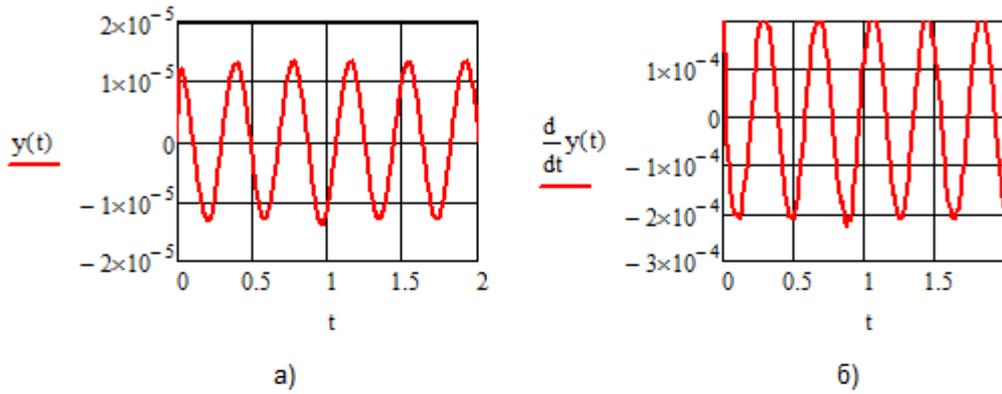


Рисунок 3.25 – Изменение параметров колебательного процесса движения ТС по дороге с высотой неровностей 0,1 м и средней жесткости газовой пружины 413 кН/м

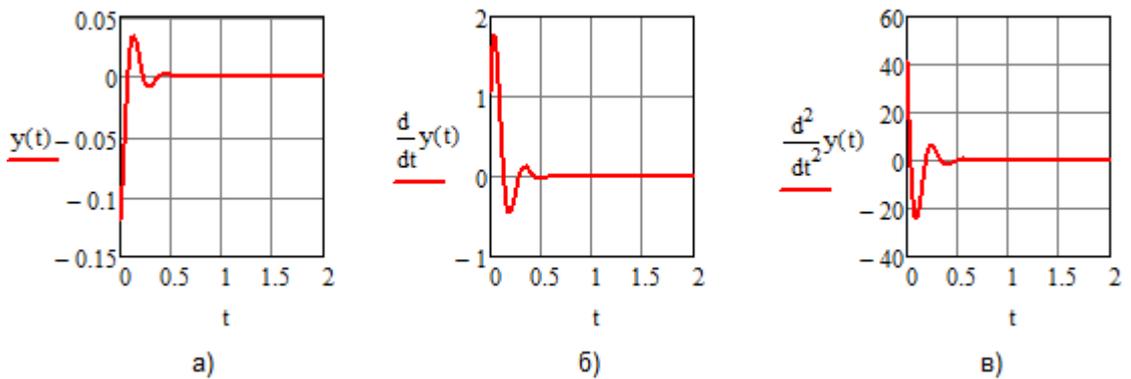


Рисунок 3.26 – Изменение параметров процесса гашения при наезде на препятствие, вызывающем ход амортизатора величиной, равной динамической деформации сжатия, при средней жесткости газовой пружины 413 кН/м

Коэффициент демпфирования зависит от вязкости АЖ, прогрессивно увеличивается с понижением температуры от 0 до минус 20 °С, но

изменяется незначительно при повышении температуры от 20 до 80 °С. Зависимость кинематической вязкости от температуры, построенная по данным [9], адекватно описывается полиномами (рисунок 3.27).

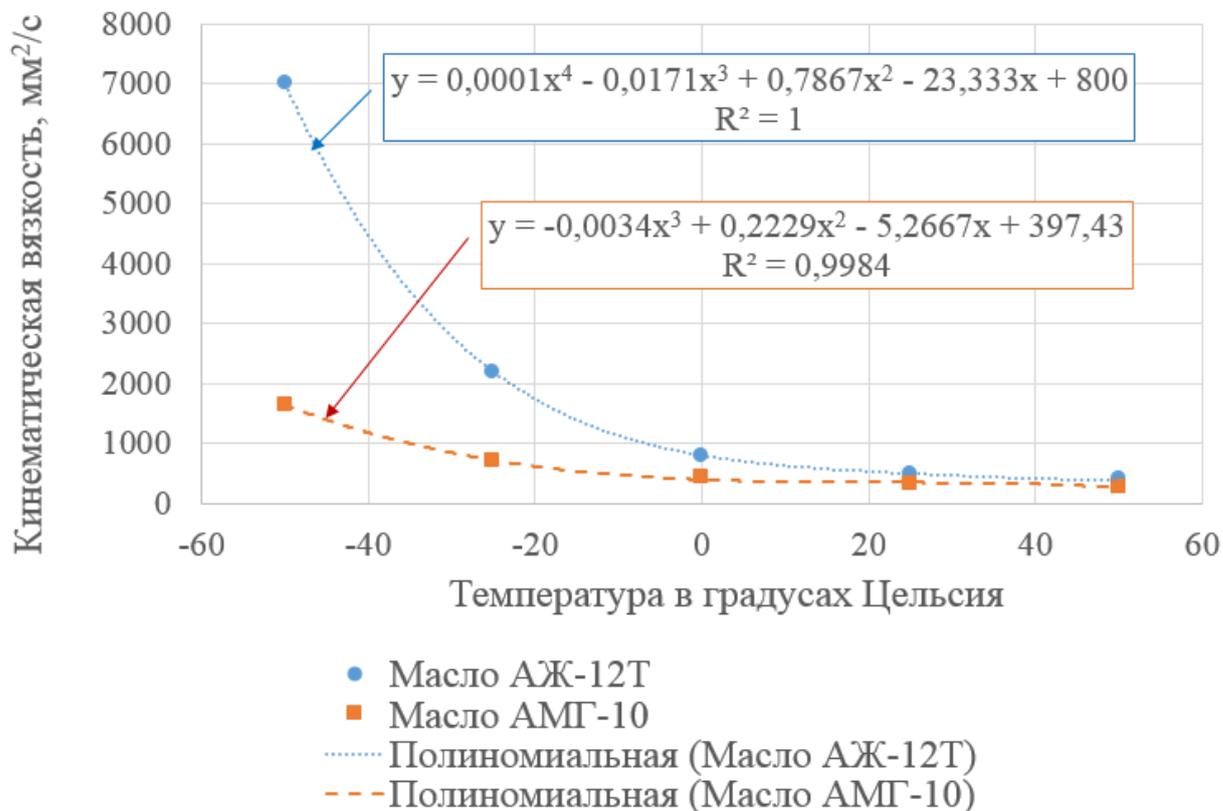


Рисунок 3.27 – Зависимость изменения кинематической вязкости амортизаторной жидкости от ее температуры

Выводы по моделированию влияния температуры на параметры процесса гашения колебаний шасси:

1. Возрастание температуры газа в амортизаторе с 20 до 80 °С, сопровождающееся увеличением жесткости газовой пружины в 1,7 раза, незначительно влияет на скорость и ускорение колебательного процесса, но двукратно увеличивает ускорение начальной фазы колебаний при наезде на крупное препятствие, а значит, и динамические усилия, пропорциональные ускорению.

2. Поэтому для движения по неровной дороге давление закачки амортизатора газом следует уменьшить на 20 %. В этом случае при высокой

температуре газа (80°C) динамические характеристики колебательного процесса будут соответствовать расчетным при 20°C .

3. Увеличение температуры АЖ с 20 до 80°C сопровождается незначительным уменьшением вязкости и, следовательно, не оказывает существенного значения на процесс демпфирования колебаний.

4. Вязкость АЖ прогрессивно увеличивается с понижением температуры от 0 до минус 20°C , что может привести к резкому возрастанию жесткости амортизатора вплоть до его блокировки. Поэтому требуется применение конструктивных доработок амортизатора для адаптации к арктическим условиям.

Выводы по главе:

1. Математическое моделирование упругой характеристики, выполненное по пяти характерным точкам, позволяет выполнить выбор параметров упругой части амортизатора, обеспечивающих адаптацию к нагрузке на оси, изменяющейся в более чем шестикратном значении, снижение амплитуды колебаний до заданной величины; исключить пробой подвески при наезде на большие неровности дороги.

2. Применяя способ математического моделирования демпфирующей характеристики, предоставляется возможность выполнить подбор необходимых параметров гидравлической части амортизатора, способствующих снижению динамических нагрузок до заданных пределов и получить требуемые соотношения прогрессивной и регрессивной частей характеристики.

3. Моделирование колебательного движения подрессоренной массы со средними значениями жесткости упругой и коэффициента сопротивления демпфирующей характеристик, полученными в результате теоретического исследования, показывает: снижение амплитуды и динамических нагрузок при наезде на крупную неровность дороги (более $0,1$ м) до требуемых

величин по условию обеспечения высокой скорости движения машины; обеспечение высокой плавности хода при небольших неровностях по всей длине дороги порядка 0,05 м.

4. Моделирование влияния температуры окружающей среды на параметры процесса демпфирования колебаний показало незначительное изменение амплитуды колебаний при возрастании температуры газа в амортизаторе с 20 до 80 °С, а увеличение температуры АЖ с 20 до 80 °С, сопровождающееся незначительным уменьшением вязкости, не оказывает существенного значения на процесс демпфирования колебаний.

ГЛАВА 4. ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ РАБОТЫ НОВОГО АМОРТИЗАТОРА И ТЕХНИКО- ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

4.1. Сравнение характеристик колебательного процесса, получаемых при параметрах подвески до внесения изменений в конструкцию подвески

В результате произведенных расчетов и моделирования, в конструкцию подвески были внесены следующие изменения:

- повышена жесткость на большой величине хода сжатия и, соответственно, увеличилось среднее значение жесткости, подставляемое в дифференциальное уравнение;
- понижено среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора за счет придания демпфирующей прогрессивной характеристике дополнительной части – регрессивной (рисунок 4.1, б).

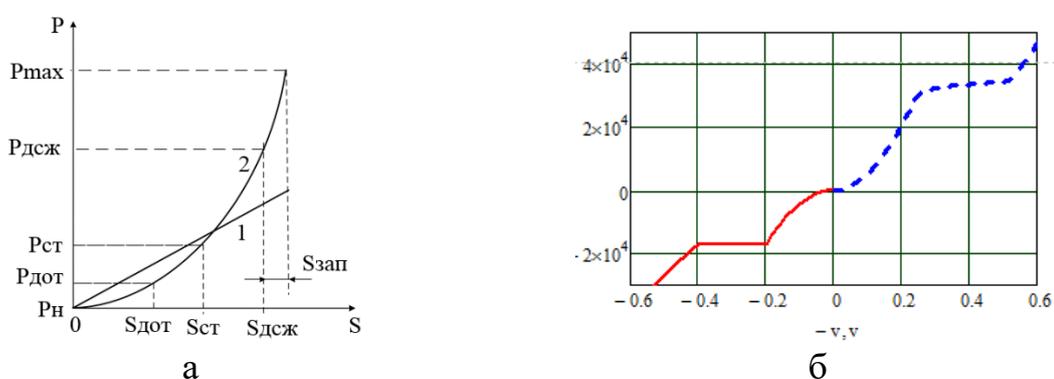


Рисунок 4.1 – Влияние конструктивных изменений в амортизаторе на характеристики

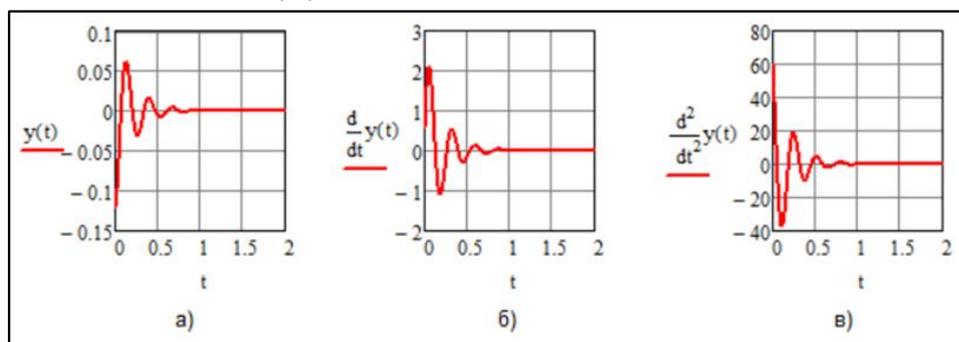
Увеличение жесткости упругой характеристики в конце хода сжатия уменьшает амплитуду колебаний и исключает возможность пробоя подвески. Уменьшение сопротивления демпфирующей характеристики на больших скоростях перемещения подвижной части амортизатора снижает

динамическое воздействие на подрессоренную массу за счет меньших значений ускорения колебательного движения.

Результаты моделирования колебательного процесса подрессоренной массы при наезде на единичное препятствие с параметрами до внесения изменений в конструкцию подвески представлены на рисунке 4.2. Сравнение (см. рисунок 4.2) показывает, что новые параметры обеспечивают улучшение показателей гашения динамических нагрузок, выраженное в:

- двукратном снижении амплитуды и скорости колебаний;
- трехкратном уменьшении ускорения колебательного процесса.

До внесения изменений



После внесения изменений

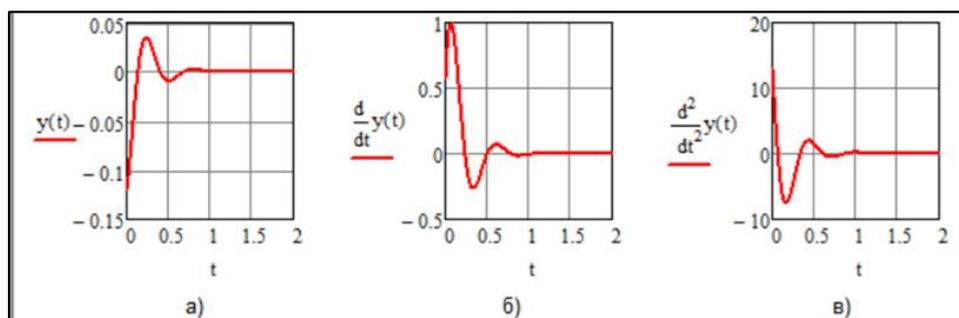


Рисунок 4.2 – Результаты моделирования колебательного процесса подрессоренной массы при наезде на единичное препятствие:
а – перемещение y , м; б – скорость, м/с; в – ускорение, м/с²

4.2. Экспериментальные исследования упругой характеристики газовой пружины амортизатора

4.2.1 Постановка задачи экспериментальных исследований

Задача экспериментального исследования: определение показателя полнотропы газовой пружины амортизатора с целью уточнения теоретических моделей.

Для проведения экспериментов был разработан и изготовлен образец амортизатора и испытан на специализированной установке (рисунок 4.3) на территории АЗ «Плаза» в г. Санкт-Петербург.

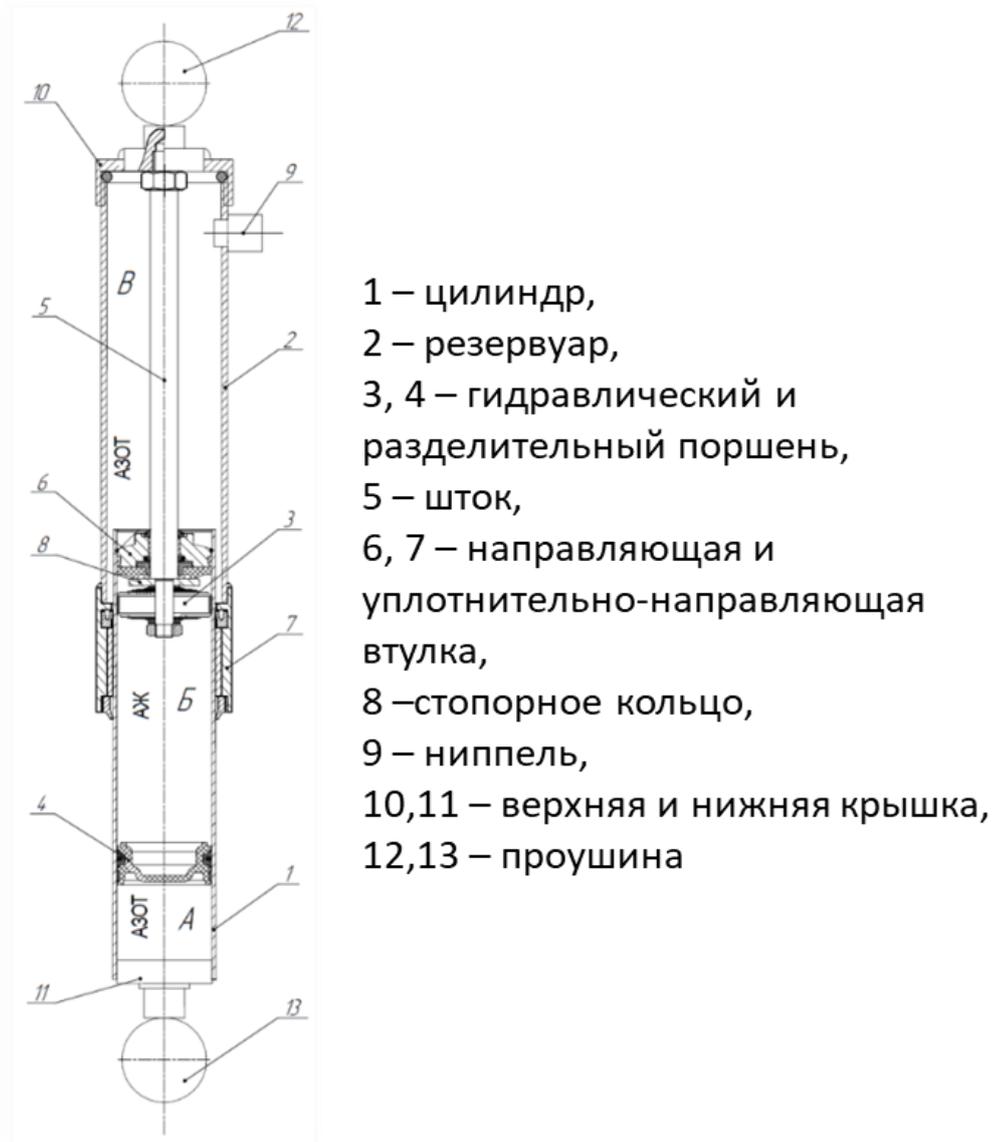


Рисунок 4.3 – Схема экспериментального амортизатора



Рисунок 4.4 – Установка для проведения экспериментальных исследований:

Экспериментальный амортизатор разработан на базе типового однотрубного гидравлического газонаполненного амортизатора (ОГГА), конструкция и работа которого описана в первой главе, путем добавления в его конструкцию газовой пружины (рисунок 4.3). Газовая пружина содержит цилиндр 2 (газовый резервуар), который связан с цилиндром 1 типового амортизатора с помощью уплотнительно-направляющей втулки 7, а также крышку 10, на которой закрепляется проушина 12 для присоединения к шасси.

Газовая полость *B* наполняется азотом, находящимся под определенным давлением, и снабжается ниппелем 9 для заправки газом и регулировки давления.

Величина давления азота в полостях *A* и *B* обеспечивает требуемую упругую характеристику амортизатора.

4.2.2 Экспериментальные исследования амортизатора

Планирование эксперимента

На графике (рисунок 4.5) приведен фрагмент экспериментальной диаграммы с измерением динамических усилий отбоя и сжатия. Скорость перемещения поршня устанавливалась минимальной, чтобы исключить влияние гидравлической составляющей сопротивления. Результаты замеров усилий показаны в таблице 4.1.

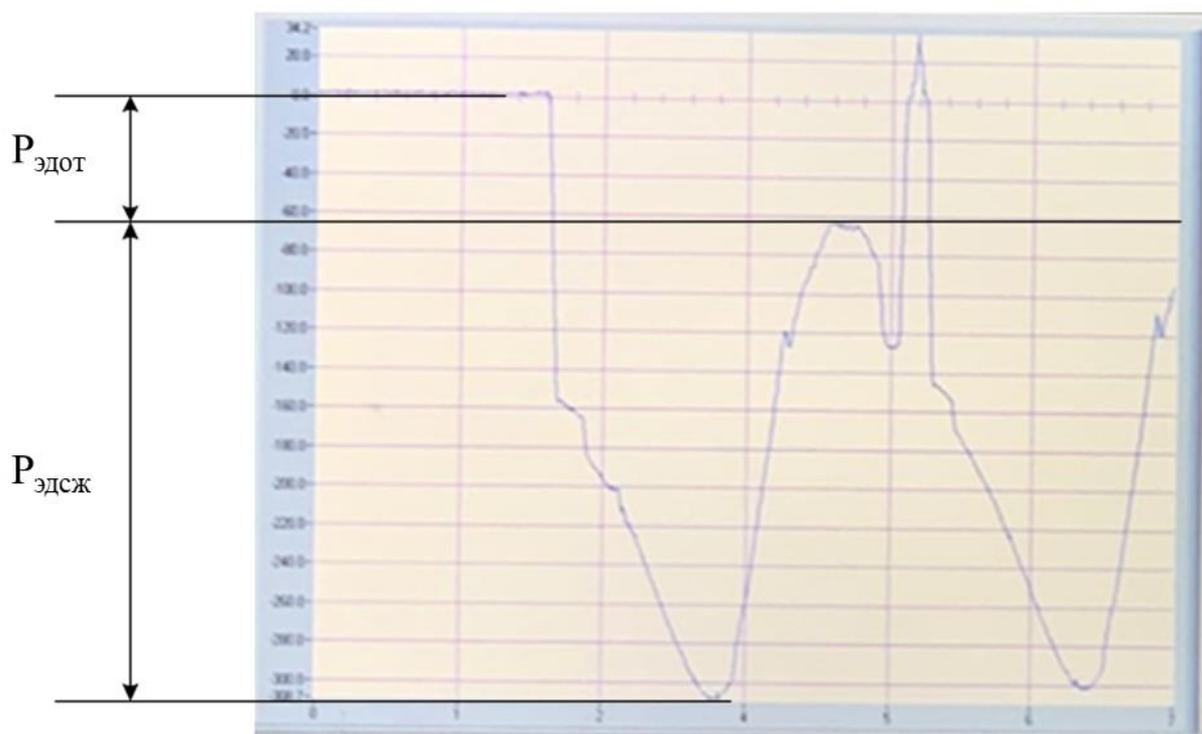


Рисунок 4.5 – Усилия на ходе сжатия

Таблица 4.1 – Результаты замеров усилий

№ эксперимента	Усилие отбоя, кгс	Усилие сжатия, кгс
1	61	308
2	58	310
3	57	308
4	58	312
5	57	310
6	56	306
7	58	310
8	60	312
9	57	312
10	57	310

Среднее	57,9	309,8
Дисперсия	1,9	3,2

Расчеты показателя политропы выполнялись на основе расчетной схемы экспериментального амортизатора (рисунок 4.5) (буква «э» во всех обозначениях указывает на экспериментальный образец, чтобы программа Mathcad отличала от теоретических выкладок). Расчет геометрических характеристик образца в программе Mathcad представлен в формулах (4.1-4.6). Дальнейший ход расчета и результат показан в формулах (4.7).

Вывод: определены показатели усилия отбоя и усилия сжатия экспериментального амортизатора

4.2.3 Обработка результатов экспериментальных исследований

Задача: расчет полученных данных при экспериментальном исследовании.

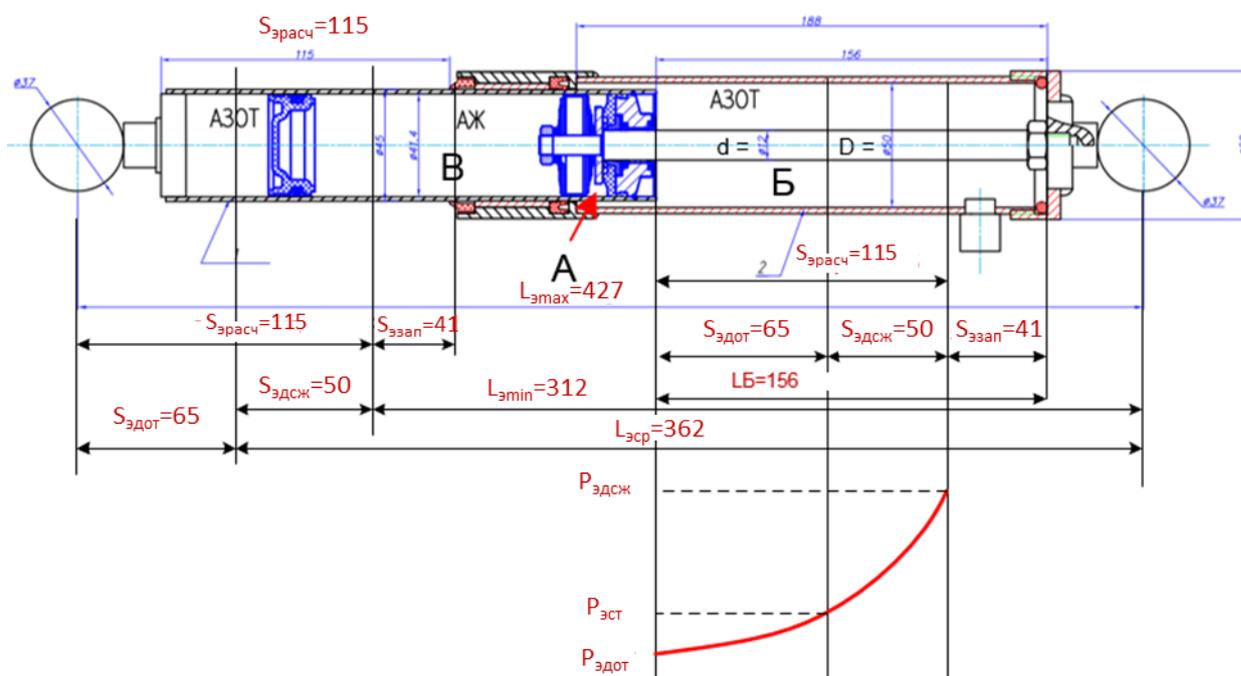


Рисунок 4.6 – Расчетная схема экспериментального амортизатора

Геометрические характеристики:

$L_B = 0.156$	длина газовой полости Б, м;
$D_B = 0.050$	диаметр цилиндра газовой полости Б, м;
$d_B = 0.012$	диаметр поршня газовой полости Б, м.

Площадь сечения газовой полости Б, м²:

$$F_{эБ} = \frac{3,14(D_B^2 - d_B^2)}{4} = 1,849 \times 10^{-3} \quad (4.1)$$

$S_{эрасч} = 0.115$	расчетный ход экспериментального амортизатора, м;
$S_{эдом} = 0.065$	динамический ход отбоя, м.

Динамический ход сжатия, м:

$$S_{эдсж} = S_{эрасч} - S_{эдом} = 0,05 \quad (4.2)$$

Запасной ход, м:

$$S_{эзан} = L_B - S_{эрасч} = 0,041 \quad (4.3)$$

Статическая деформация под нагрузкой $P_{расч}$, м

Расчет геометрических характеристик образца:

$$S_{эст} = S_{эдом} + S_{эзан} = 0,106 \quad (4.4)$$

$L_{эmax} = 0.427$	- максимальная длина амортизатора, м
	Средняя длина амортизатора, м:

$$L_{эср} = L_{эmax} - S_{эдом} = 0,362 \quad (4.5)$$

Минимальная длина амортизатора, м:

$$L_{эmin} = L_{эmax} - S_{эрасч} = 0,312 \quad (4.6)$$

Экспериментальные данные:

$P_{эдом} = 57,9 \cdot 9,81 = 567,999$	нагрузка на амортизатор при $S_{эдом}$ и $L_{эmax}$, Н;
$P_{эдсж} = 310,8 \cdot 9,81 = 3,049 \times 10^3$	нагрузка на амортизатор при $S_{эдсж}$ и $L_{эmin}$, Н.

Ход расчета показателя политропы:

Расчетное давление, Па:

Динамическое давление отбоя:

$$P_{\text{эдот}} = \frac{P_{\text{эдот}}}{F_{\text{эБ}}} = 3,071 \times 10^5$$

Динамическое давление сжатия:

$$P_{\text{эдсж}} = \frac{P_{\text{эдсж}}}{F_{\text{эБ}}} = 1,649 \times 10^6$$

Расчет объемов, м³:

Давление $p_{\text{лдоТ}}$ имеет место при длине газовой камеры $S_{\text{лрасч}} + S_{\text{лзап}}$, тогда объем полости Б:

$$V_{\text{эдот}} = F_{\text{эБ}} \cdot (S_{\text{эрасч}} + S_{\text{эзап}}) = 2,885 \times 10^{-4}$$

Давление $p_{\text{лдсж}}$ имеет место при длине газовой камеры $S_{\text{лзап}}$, тогда объем полости Б:

$$V_{\text{эдсж}} = F_{\text{эБ}} \cdot S_{\text{эзап}} = 7,583 \times 10^{-5}$$

Среднее давление $p_{\text{эдсж}}$ имеет место при длине газовой камеры $S_{\text{эдсж}} + S_{\text{эзап}}$, тогда объем полости Б:

$$V_{\text{эср}} = F_{\text{эБ}} \cdot (S_{\text{эдсж}} + S_{\text{эзап}}) = 1,683 \times 10^{-4}$$

Расчет показателя политропы:

Выведено соотношения из формул:

$$\frac{P_{\text{эдсж}}}{P_{\text{эдот}}} = \left(\frac{V_{\text{эдот}}}{V_{\text{эдсж}}} \right)^{n_l} \quad (4.7)$$

Тогда показатель политропы экспериментального амортизатора:

$$n_{\text{э}} = \log \left(\frac{P_{\text{эдсж}}}{P_{\text{эдот}}}, \frac{V_{\text{эдот}}}{V_{\text{эдсж}}} \right) = 1,258$$

Принимаем:

$$n = 1,26$$

Выводы: расчетный показатель политропы принимаем равным 1,26.

4.3. Техничко-экономическая эффективность внедрения

Необходимо определить показатель технико-экономической эффективности внедрения нового амортизатора

Применение нового амортизатора, повышающего эффективность в гашении динамических нагрузок ТТМ на шасси грузового автомобиля, дает следующие основные положительные эффекты [42]:

- увеличение скорости перемещения по грунтовым дорогам на 20-30% (таблица 4.2);
- повышение долговечности элементов подвески на 10-20%;
- снижение вероятности отказов машины на 8-15%;
- улучшение условий труда водителя.

Таблица 4.2 – Повышение скорости перемещения грузовых автомобилей за счет улучшения характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов [75]

Характеристика дороги	Средняя техническая скорость при определенных дорожных условиях, км/ч	
	Выпускаемая	Проектируемая
Грунтовая дорога	48,9	60,6
Разбитая грунтовая дорога	29,5	42,4
Стиральная доска (гребенка)	18,8	26,6
Средняя техническая скорость	32,4	43,2

Расчет выполнен в соответствии с инструкцией по определению экономической эффективности СН 509-78 [76]. Рассмотрим эффект применения нового амортизатора в шасси автокрана «Клинцы КС-35719-1-02 на шасси КамАЗ-43253», работающего на территориально разнесенных объектах. Такие условия характерны для транспортного строительства в северных условиях РФ.

При оборудовании шасси новым амортизатором положительный экономический эффект получается за счет увеличения скорости движения и, следовательно, сокращения времени перемещения между строительными объектами. Эффект заключается в увеличении доли рабочего времени на работу на объекте.

Цена амортизатора для КАМАЗ-433253 составляет 3500-5700 руб. [77].

Цена автокрана «Клинцы КС-35719-1-02 на шасси КамАЗ-43253» в фирме «УралСпецТранс» составляет 16157500 руб. [77].

Согласно расчету, выполненному Санкт-Петербургским Амортизаторным Заводом «ПЛАЗА» [78], себестоимость изготовления опытных образцов разработанных амортизаторов составит 28...34 тыс. руб. При двух амортизаторах на одно шасси увеличение цены крана «Клинцы КС-35719-1-02» составит менее 70 тыс. руб., что примерно 0,5 % от цены крана.

Согласно сведениям от АО «Ленгазспецстрой» [79], занимающимся транспортным строительством в условиях неровных дорог, среднее расстояние между строительными объектами, расположенными по одной транспортной магистрали, составляет около 70 км. Себестоимость машино-часа крана «Клинцы КС-35719-1-02» примерно 2500 руб.

Таблица 4.3 – Показатель стоимости приобретения базового и модернизированного варианта автокрана

	Базовый вариант	Модернизированный вариант
Автокрана «Клинцы КС-35719-1-02	16 157 500 р.	+ 70 000р.
	Итого:	16 227 500 р.

Суммарно пройденное расстояние в месяц:

$$S_{\text{общ}} = S \cdot n^e \quad (4.8)$$

$$S_{\text{общ}} = 70 \cdot 11 = 770$$

При двадцати двух рабочих днях в месяц кран проедет «22 дня: 2 смены на одном объекте = 11 переездов x 70 км = 770 км».

$$t_{\text{дм}} = S_{\text{общ}} \cdot V_{\text{т.дм}} \quad (4.9)$$

При скорости перемещения с типовым амортизатором 32,4 км/час общее время пути составит около 24 час.

$$t_{\text{нм}} = S_{\text{общ}} \cdot V_{\text{т.нм}} \quad (4.10)$$

При скорости перемещения с экспериментальным амортизатором 43,2 км/час общее время пути составит около 18 час.

$$t_{\text{э}} = t_{\text{дм}} - t_{\text{нм}} \quad (4.11)$$

При использовании экспериментального амортизатора уменьшение времени на путь составило 6 час.

$$\text{Э}_c = C_{\text{мч}} \cdot t_{\text{э}} \quad (4.12)$$

При себестоимости машино-часа крана «Клинцы КС-35719-1-02» 2 500 руб / час и сокращенного времени на перемещение, экономия средств 15 000 рублей в месяц:

$$t_u = \frac{X_n}{t_{\text{э}}} \quad (4.13)$$

Таким образом, срок окупаемости применения новых амортизаторов 70 тыс. руб. / 15 тыс. руб. = 4,6 мес.

Таблица 4.4 – Расчетные данные экономической эффективности применения модернизированного амортизатора на ТТМ

Наименование	Коэф.	Численный показатель
Расстояние между строительными объектами	S	70 км
Количество переездов между объектами в 1 месяц	n^e	11

Суммарно пройденное расстояние в месяц	$S_{\text{общ.}}$	770 км
Средняя техническая скорость передвижения (до модернизации)	$V_{\text{т.дм}}$	32,4 км / ч
Время затрачиваемое на перемещение с типовым амортизатором	$t_{\text{дм}}$	24 ч
Средняя техническая скорость передвижения (после модернизации)	$V_{\text{т.пм}}$	43,2 км / ч
Время затрачиваемое на перемещение с экспериментальным амортизатором	$t_{\text{пм}}$	18 ч
Экономия времени	t_3	6 ч.
Себестоимость машино-часа крана «Клинцы КС-35719-1-02»	$C_{\text{мч}}$	2500 р.
Экономия средств	\mathcal{E}_c	15 000 руб. / мес.
Стоимость амортизатора	x_n	70 000 руб.
Срок окупаемости	t_n	4,6 мес.

Выводы по главе

1. Результаты моделирования колебательного процесса подрессоренной массы при наезде на единичное препятствие с параметрами до и после внесения изменений в конструкцию подвески, показывают, что новые параметры обеспечивают улучшение показателей ГДН, выраженное в:

- 2-х кратном снижении амплитуды и скорости колебаний;
- 3-х кратном уменьшении ускорения колебательного процесса.

2. Экспериментально полученный показатель политропы $n_3 = 1,26$. Данное значение находится в пределах, рекомендованных другими авторами [40, 43]. Таким образом, показатель политропы $n = 1,26$ может использоваться расчета упругой характеристики газовой пружины амортизатора.

3. Эксплуатация нового амортизатора, СДН ТТМ на шасси грузового автомобиля, наделяет ТС эффектами, улучшающими его способности:

- повышение скорости движения по дорогам с грунтовым покрытием на 20...30%;
- долговечность элементов подвески увеличивается на 10...20%;
- снижение вероятности отказов на 8...15%;
- улучшение условий труда водителя.

4. При оборудовании шасси новым амортизатором получается положительный экономический эффект за счет увеличения скорости движения и, следовательно, сокращения времени перемещения между строительными объектами [107-113]. Эффект заключается в увеличении доли рабочего времени на работу на объекте.

5. Экономия только на скорости движения крана «Клинцы КС-35719-1-02» составит 15 тыс. руб. в месяц в условиях работы на разнесенных строительных объектах. А срок окупаемости применения новых амортизаторов составит менее пяти месяцев [114-122].

Таким образом, двухтрубный гидропневматический амортизатор является эффективным и экономически целесообразным решением для использования в ТТМ на шасси грузовых автомобилей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложен способ уменьшения амплитуды динамических нагрузок и колебаний при движении транспортно-технологических машин на автомобильном шасси по неровным покрытиям. Этот метод основывается на использовании двухтрубного гидропневматического амортизатора, который имеет дополнительную газовую камеру. Эта камера выполняет функцию упругого элемента с прогрессивными характеристиками и содержит демпфирующий элемент с прогрессивно-регрессивной характеристикой. Данный механизм способен адаптироваться к различным нагрузкам на оси транспортно-технологических машин благодаря предварительной установке давления в газовой камере. Это позволяет добиться необходимого уровня статической деформации подвески после установки амортизатора на машину, что существенно улучшает ее эксплуатационные характеристики.

2. На основании анализа КВН для базовых шасси ТТМ, включающих двадцать одну машину на двухосном шасси и двадцать три машины на трехосном шасси в снаряженном и полном состоянии нагрузки, установлена степень вариации нагрузок на оси, достигающая величины 6,93.

3. Разработаны математические модели рабочих процессов гидропневматических амортизаторов при взаимодействии шасси транспортно-технологических машин с опорной поверхностью с учетом экспериментально установленного значения показателя политропы газовой пружины, направленные на снижение амплитуды колебаний и динамической нагрузки шасси и адаптации амортизатора к различным нагрузкам на оси.

4. Экспериментально установлено и подтверждено значение показателя политропы газовой пружины, равное 1,26.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АЖ – амортизаторная жидкость

АЗ РФ - арктическая зона Российской Федерации

АШ – автомобильные шасси

ГДН – гашение динамической нагрузки

ГОСТ – государственный стандарт

ГП – газовая пружина

ГПА – гидропневматический амортизатор

ДГГА – двухтрубный гидравлический газонаполненный амортизатор

ДКС – дроссельно-клапанная система

ДУ – демпфирующее устройство

ДЭ – демпфирующий элемент

КВН – коэффициента вариации нагрузки

КМ – комбинированные машины

КМУ – краноманипуляторная установка

ОГГА – однострубный гидравлический газонаполненный амортизатор

ПГР – пневмогидравлическая рессора

ПДД – правила дорожного движения

ПРМ – передвижная ремонтная мастерская

ПУЭ – пневматические упругие элементы

СДН – снижение динамических нагрузок

ТС – транспортное средство

ТТМ – транспортно-технологические машины

УЭ – упругий элемент

ХУ – ходовое устройство

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Указ Президента РФ от 26 октября 2020 г. № 645 «О Стратегии развития Арктической зоны Российской Федерации и обеспечения национальной безопасности на период до 2035 года».
- 2 Вибрационная безопасность / Ю.Ф. Благодарный // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 7. – С.38-39.
- 3 Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: «Машиностроение», 1969. – 236 с.
- 4 Добромиров В.Н. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания / В.Н. Добромиров, Е.Н. Гусев, М.А. Карунин, В.П. Хавханов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 184 с.
- 5 Исследование упругой характеристики нового гидропневматического амортизатора / С. В. Репин, В. Н. Добромиров, Д. С. Орлов, А. А. Капустин // Вестник гражданских инженеров. – 2019. – № 5(76). – С. 260-269. – DOI 10.23968/1999-5571-2019-16-5-260-269.
- 6 Исследование демпфирующей характеристики нового гидропневматического амортизатора / С. В. Репин, В. Н. Добромиров, Д. С. Орлов, А. В. Андронов // Вестник гражданских инженеров. – 2020. – № 2(79). – С. 187-194. – DOI 10.23968/1999-5571-2020-17-2-187-194.
- 7 Safety of transporting granular road construction materials in urban environment / V. Dobromirov, U. Meike, S. Evtiukov, O. Bardyshev // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 86-95. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.011.
- 8 Домнышев, Д. А. Обеспечение эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей, используемых в сельском хозяйстве при низких температурах : специальность 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Домнышев Дмитрий Александрович, 2021. – 119 с.
- 9 Новак, В.В. Улучшение виброзащитных свойств легкового автомобиля на основе экспериментально-расчетного моделирования его колебаний / В.В. Новак. – М.: 1988. – 256 с.
- 10 Исследование динамики и нагруженности несущей системы двухосных автомобилей «КАМАЗ»: отчет по НИР / Шефер Л. А. - Челябинск: ФГБОУ ВПО Южно-Уральский государственный университет (НИУ), 2008.- 130 с.

- 11 Разработка методов исследования и расчета нагруженности и ресурса несущих систем, а также показателей плавности хода автомобилей семейства "КАМАЗ - 6520": отчет по НИР / Шефер Л. А. - Челябинск: ФГОБУ ВПО ЮжноУральский государственный университет (НИУ), 2006. - 106 с.
- 12 Chernyaev, I. Methods for continuous monitoring of compliance of vehicles' technical condition with safety requirements during operation / I. Chernyaev, E. Oleshchenko, I. Danilov // *Transportation Research Procedia* : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 77-85. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.010.
- 13 Damping Models for Multibody Dynamic Simulation / W. S. Yoo [and oth.] // *Proceedings of the EUROMECH Colloquium 495 «Advances in simulation of multibody system dynamics»*. – Bryansk: Bryansk State Technical University, 2008.
- 14 Malshakov, A. Method to determine required amount of spare parts for air suspension in large-size buses / A. Malshakov, A. Akzholov // *Transportation Research Procedia* : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 414-421. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.049.
- 15 Mikhailov, A. Estimation of traffic flow parameters of U-turns / A. Mikhailov, E. Shesterov // *Transportation Research Procedia* : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 458-465. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.054.
- 16 Rakov, V. Study of braking energy recovery impact on cost-efficiency and environmental safety of vehicle / V. Rakov, A. Kapustin, I. Danilov // *Transportation Research Procedia* : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 559-565.
- 17 Repin, S. Study on effects of damping characteristics of base chassis suspension on operational safety of transport and handling machinery / S. Repin, R. Bukirov, P. Vasilieva // *Transportation Research Procedia* : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 574-581. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.069.
- 18 Improving the movement smoothness of a mobile repair shop for machinery servicing in the Arctic / S. Repin, R. Bukirov, I. Vorontsov [et al.] // *Transportation Research Procedia*, St. Petersburg, 02–04 июня 2021 года. – St. Petersburg, 2021. – P. 553-561. – DOI 10.1016/j.trpro.2021.09.084.
- 19 Automotive shock absorbers' applicability for damping resonant oscillations in construction machines / S. Repin, R. Litvin, V. Kuzmichev, I. Vorontsov // *Architecture and Engineering*. – 2021. – Vol. 6, No. 1. – P. 81-87. – DOI 10.23968/2500-0055-2021-6-1-81-87.
- 20 Studying the operation of the pneumohydraulic shock absorber with zero bottoming in the suspension of a transport and handling machine / S.

- Repin, I. Vorontsov, D. Orlov, R. Litvin // Architecture and Engineering. – 2023. – Vol. 8, No. 1. – P. 82-87. – DOI 10.23968/2500-0055-2023-8-1-82-87.
- 21 Repin, S. Improving operational safety of transport and handling machinery based on automobile chassis by forming fleets of machinery with specific level of reliability / S. Repin, A. Zazykin, S. Maksimov // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 582-590. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.070.
- 22 Saplinova, V. Design and specifications of racing car chassis as passive safety feature / V. Saplinova, I. Novikov, S. Glagolev // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 591-607. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.071.
- 23 Efficiency ratio assessment model for buses / K. Taysayev, A. Terentyev, I. Arifullin, S. Evtukov // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 674-680. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.079.
- 24 Trofimenko, Y. Forecast of energy consumption and greenhouse gas emissions by road transport in Russia up to 2050 / Y. Trofimenko, V. Komkov, K. Trofimenko // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 698-707. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.082.
- 25 Improving safety of using ambulance vehicles in large cities / A. Voitko, V. Dobromirov, N. Podoprighora, A. Marusin // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 716-726. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.084.
- 26 Alonso M., Comas A. Modeling a Twin Tube Cavitating Shock Absorber // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2006. – Vol. 220. – № 6. – Pp.1031-1040. – DOI 10.1243/09544070D23104
- 27 Kruse A., Eickhoff M., Tischer A. Analysis of Dynamic Behavior of Twin-Tube Vehicle Shock Absorbers // Proceedings of the SAE World Congress & Exhibition Session: Steering and Suspension Technology Symposium, Detroit, MI, USA, 2009. – DOI 10.4271/2009-01-0223
- 28 Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
- 29 Andrzejewski R., Awrejcewicz J. Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle. – New York: Springer, 2005. – P.328. – DOI 10.1007/b105240
- 30 Bauer W. Hydropneumatic suspension systems. – New York: Springer, 2011. – 237 p. – DOI 10.1007/978-3-642-15147-7
- 31 Bobobekov, O. Development of method to form age structure of Rogun Dam construction machinery fleet / O. Bobobekov // Transportation

- Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 59-67. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.008.
- 32 Dixon J.C. The Shock Absorber Handbook // Society of Automotive Engineers. – New York: John Wiley and Sons, 2007. – 2-d ed. – P.432. – DOI 10.1002/9780470516430
- 33 Митрюкова, К. А. Транспортный каркас Арктической зоны Российской Федерации / К. А. Митрюкова // Экономика, предпринимательство и право. – 2023. – Т. 13, № 5. – С. 1371-1388. – DOI 10.18334/epp.13.5.117587.
- 34 Россия Крайний Север. – URL: https://www.cnews.ru/book/%D0%A0%D0%BE%D1%81%D1%81%D0%B8%D1%8F_%D0%9A%D1%80%D0%B0%D0%B9%D0%BD%D0%B8%D0%B9_%D0%A1%D0%B5%D0%B2%D0%B5%D1%80 (дата обращения 20-09-2023).
- 35 Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
- 36 ГОСТ Р 50597-2017 Дороги автомобильные и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения. Методы контроля.
- 37 ОСТ 37.001.084-84. Амортизаторы гидравлические телескопические автомобильные. Методы стендовых испытаний.
- 38 Острцов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В., Павлова Л.А. Автомобильные подвески: Учебное пособие по дисциплине «Конструкция автомобиля и трактора» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 (150100) «Автомобиле – и тракторостроение». Часть I. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 162 с.
- 39 Дубровский А.Ф. Выбор параметров подвески грузовых автомобилей «Урал» для повышения скорости движения по изношенным грунтовыми дорогам / Дубровский А.Ф., Абрамов М.И., Сакулин Ю.А. // Вестник ОГУ. 2014. №10 (171) – С. 66-75.
- 40 Жилейкин, М. М. 77-30569/346660 Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин / М. М. Жилейкин, Г. О. Котиев, Е. Б. Сарач // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2012. – № 1. – С. 45.
- 41 Новиков, В. В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Новиков Вячеслав Владимирович. – Волгоград, 2005. – 448 с.
- 42 Рябов, И. М. Оценка экономической эффективности модернизации бесподвесочных машин применением шин с внутренней пневматической демпфирующей системой / И. М. Рябов, А. В.

- Поздеев, А. Ю. Соколов // Вестник евразийской науки. – 2019. – Т. 11, № 5. – С. 67.
- 43 Акопян, Рубен Абгарович. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств / Р. А. Акопян. - Львов : Вища школа, изд-во при Львов. гос. ун-те, 1979 - . Ч. 3. - 1984. - 240 с.
- 44 Пильгунов, В. Н. Истечение вязкой жидкости через круглые отверстия при малых числах Рейнольдса / В. Н. Пильгунов, К. Д. Ефремова // Аэрокосмический научный журнал. – 2015. – № 1. – С. 31-57. – DOI 10.7463/aersp.0115.0775178.
- 45 Новиков, В. В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Новиков Вячеслав Владиимирович. – Волгоград, 2005. – 32 с.
- 46 Разработка конструкции амортизатора с регулируемой демпфирующей характеристикой для ходовой части транспортно-технологической машины / С. В. Репин, Т. В. Виноградова, Д. С. Орлов, А. А. Абросимова // Русский инженер. – 2023. – № 4(81). – С. 30-33.
- 47 Герасимов, И. М. Повышение плавности хода автомобилей путем использования подвески с релаксационным гидроамортизатором : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Герасимов Иван Михайлович. – Санкт-Петербург, 2002. – 142 с.
- 48 Новиков, В. В. Саморегулируемый газонаполненный гидроамортизатор / В. В. Новиков, А. В. Подзоров, К. В. Чернышов // Грузовик. – 2011. – № 9. – С. 2-6.
- 49 Пневмогидравлическая рессора с адаптивным саморегулируемым демпфером для подвески быстроходной гусеничной машины и методика ее расчета / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2020. – № 2. – С. 13-20. – DOI 10.31992/0321-4443-2020-2-13-20.
- 50 Новиков, В. В. Экспериментальное исследование влияния дополнительного объема и демпфирующего устройства на свободные затухающие колебания диафрагменных пневматических рессор / В. В. Новиков, А. В. Поздеев, Д. А. Чумаков // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2018. – Т. 22, № 10(141). – С. 212-226. – DOI 10.21285/1814-3520-2018-10-212-226.
- 51 Патент № 2075183 С1 Российская Федерация, МПК В60G 13/06. Пневмогидравлическая подвеска транспортного средства : №

- 94015709/11 : заявл. 28.04.1994 : опубл. 10.03.1997 / И. М. Рябов, В. В. Новиков, К. В. Чернышов ; заявитель Волгоградский государственный технический университет.
- 52 Патент № 2226155 С2 Российская Федерация, МПК В60G 11/26, В60G 13/06. Пневмогидравлическая подвеска транспортного средства : № 2002111278/11 : заявл. 25.04.2002 : опубл. 27.03.2004 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, Г. П. Веселов ; заявитель Волгоградский государственный технический университет.
- 53 Рыков, С. П. Автомобильный амортизатор, адаптированный к низким температурам. Конструкция и характеристики / С. П. Рыков, А. П. Куприянов // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки - развитию регионов Сибири. – 2010. – Т. 2. – С. 183-191.
- 54 Антонов, И. В. Гидравлический амортизатор, адаптированный к низким температурам: конструкция, оценка параметров / И. В. Антонов, С. П. Рыков // Системы. Методы. Технологии. – 2019. – № 3(43). – С. 29-34. – DOI 10.18324/2077-5415-2019-3-29-34.
- 55 Патент № 2490529 С1 Российская Федерация, МПК F16F 9/52. Гидравлический амортизатор, адаптированный к низким температурам : № 2011149926/11 : заявл. 07.12.2011 : опубл. 20.08.2013 / С. П. Рыков, А. П. Куприянов, И. А. Хозяшев ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Братский государственный университет".
- 56 Антонов, И. В. Оценка демпфирующей способности гидравлического амортизатора: модель, оборудование, эксперимент / И. В. Антонов, В. С. Коваль, С. П. Рыков // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. – 2019. – Т. 1. – С. 165-175.
- 57 Рыков, С. П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Рыков Сергей Петрович. – Москва, 2000. – 28 с.
- 58 Рябов, И. М. Повышение эксплуатационных качеств АТС на основе синтеза амортизаторов, пневмогидравлических рессор и колес с улучшенными эксплуатационными свойствами : специальность 05.22.10 "Эксплуатация автомобильного транспорта" : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Рябов Игорь Михайлович. – Волгоград, 1999. – 401 с.

- 59 Способ повышения надежности пневматической подвески подвижного состава в зимних условиях эксплуатации / И. М. Рябов, А. В. Поздеев, Г. М. Сурхаев, М. Е. Федоров // Совершенствование автотранспортных систем и сервисных технологий : Сборник научных трудов по материалам XIV Международной научно-технической конференции, посвященной 95-летию юбилею доктора технических наук, профессора, заслуженного деятеля науки и техники РФ Авдонькина Фёдора Николаевича (1923-1996), Саратов, 01–03 ноября 2018 года. – Саратов: Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., 2018. – С. 410-416.
- 60 Чернышов, К. В. Виброзащитные свойства подвески автомобиля при оптимальном мгновенном регулировании демпфирования в цикле колебаний / К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, И. М. Рябов // Пром-Инжиниринг : труды V Всероссийской научно-технической конференции, Москва-Челябинск-Новочеркасск-Волгоград-Сочи, 25–29 марта 2019 года. – Москва-Челябинск-Новочеркасск-Волгоград-Сочи: Издательский центр ЮУрГУ, 2019. – С. 57-62.
- 61 Динамика движения. Регулируемые подвески / К. В. Чернышов, И. М. Рябов, В. В. Новиков [и др.] ; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград : Волгоградский государственный технический университет, 2020. – 160 с. – ISBN 978-5-9948-3886-0.
- 62 Dygalo, V. Formation of basic performance properties of wheeled vehicles in braking mode / V. Dygalo, M. Lyashenko, V. Shekhovtsov // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 130-135. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.016.
- 63 Fallah M.S., Bhat R., Xie W.F. New model and simulation of Macpherson suspension system for ride control applications. *Vehicle System Dynamics*, 2009, vol. 47, no. 2, pp. 195–220.
- 64 Korochkin, A. Specifics of calculating required strength of highway pavements / A. Korochkin // Transportation Research Procedia : 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 290-301. – DOI 10.1016/j.trpro.2020.10.035.
- 65 Арктика. Большая российская энциклопедия. 2021. Электронная версия. Режим доступа: <https://bigenc.ru/geography/text/3452274>. (дата обращения 20-09-2023).
- 66 Бакуревич Ю.Л. Эксплуатация автомобилей на Севере / Под ред. канд. техн. наук Ф.Н. Шевелева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1973. – 180 с.

- 67 Гидравлические гасители колебаний пассажирских вагонов : учеб. справочник / Н. С. Бачурин, А. А. Красниченко, М. В. Переяслов. – Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2013. – 38 с.
- 68 Орлов, Д. С. Расчет осевых нагрузок наземных транспортно-технологических машин / Д. С. Орлов // Грузовик. – 2024. – № 2. – С. 39-42. – DOI 10.36652/1684-1298-2024-2-39-42.
- 69 Патент на полезную модель № 204317 U1 Российская Федерация, МПК F16F 9/06. Однотрубный гидропневматический амортизатор : № 2021107523 : заявл. 22.03.2021 : опубл. 19.05.2021 / С. В. Репин ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет".
- 70 Патент на полезную модель № 142785 U1 Российская Федерация, МПК B60G 13/14, F16F 9/44. Гидравлический амортизатор с теплоаккумулятором : № 2014106686/11 : заявл. 21.02.2014 : опубл. 10.07.2014 / Ю. А. Гуськов, М. Л. Вертей, А. А. Долгушин, Д. А. Домнышев ; заявитель ООО "Консультационно-экспертное бюро НГАУ".
- 71 Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023683533 Российская Федерация. Исследование демпфирующей характеристики амортизатора для шасси транспортно-технологических машин строительства : № 2023682548 : заявл. 25.10.2023 : опубл. 08.11.2023 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, Д. С. Орлов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет».
- 72 Партко, С. А. Исследование влияния колебательных процессов в мобильной машине на характеристики плавности хода / С. А. Партко, Л. М. Грошев, А. Н. Сиротенко // Тракторы и сельхозмашины. – 2020. – № 2. – С. 50-55. – DOI 10.31992/0321-4443-2020-2-50-55.
- 73 Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике для инженеров и студентов. – М.: Наука. 1971. – 939 с.
- 74 Рукшетель О.С. Плавность хода автомобиля: учебное пособие. – Минск: БГТУ. 2021. – 61 с.
- 75 Пригожаев, С. С. Анализ влияния характеристик гидравлического гасителя колебаний на напряженно-деформированное состояние тележки пассажирского вагона / С. С. Пригожаев, А. А. Пыхалов, Н. О. Бурмакин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 2(74). – С. 130-141. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.2(74).130-141.

- 76 Инструкция по определению экономической эффективности использования в строительстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. СН 509-78.
- 77 Каталог запчастей КАМАЗ-43502. URL: <https://www.konsulavto.ru/acat/trucks/kamaz/kamaz-43502-evro-4> (дата обращения 20-09-2023).
- 78 Амортизаторный Завод «ПЛАЗА» – URL: <http://www.plaza.spb.ru/> (дата обращения 20-09-2023).
- 79 АО «Ленгазспецстрой» – URL: <https://lgss-spb.ru/objects> (дата обращения 20-09-2023).
- 80 Патент на полезную модель № 194004 U1 Российская Федерация, МПК F16F 9/06. Двухтрубный гидропневматический амортизатор : № 2019124449 : заявл. 30.07.2019 : опубл. 22.11.2019 / С. В. Репин, С. С. Евтюков, Д. С. Орлов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет".
- 81 Гидравлический амортизатор с переменным сопротивлением / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов [и др.] // Прогресс транспортных средств и систем - 2018 : Материалы международной научно-практической конференции, Волгоград, 09–11 октября 2018 года / Под редакцией И.А. Каляева, Ф.Л. Черноусько, В.М. Приходько. – Волгоград: Волгоградский государственный технический университет, 2018. – С. 63-65.
- 82 Термостат системы охлаждения двигателя <https://www.drive2.ru/b/1767918/> (дата обращения 20-09-2023).
- 83 Термостаты, типы, работа. https://elemag-tpk.ru/pages/termostaty_i_chno_takoe_termostat_i_kak_on_rabotaet/ (дата обращения 20-09-2023).
- 84 Анализ оптимальных параметров электромагнитного амортизатора для строительных машин в условиях Севера / Р. А. Литвин, С. В. Репин, С. Е. Максимов [и др.] // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 7. – С. 8-11.
- 85 Андросов, П. В. Специфика эксплуатации в условиях Крайнего Севера технологических машин и оборудования / П. В. Андросов // Теория и практика современной науки. – 2022. – № 8(86). – С. 28-36.
- 86 Васильева Л.С. Автомобильные эксплуатационные материалы: Учеб. для вузов. – М.: Наука-Пресс, 2003. – 421 с.
- 87 Волков Ю.П. Повышение приспособляемости автомобильного гидроамортизатора к дорожным условиям за счёт сжатия жидкости / Волков Ю. П., Герасимов И. М., Марецкий П. К. // URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/povyshenie-prisposoblyaemosti->

- avtomobilnogo-gidroamortizatora-k-dorozhnym-usloviyam-za-schyot-szhatiya-zhidkosti. (дата обращения 20-09-2023).
- 88 ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды.
- 89 ГОСТ Р 50597-93 Автомобильные дороги и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения.
- 90 ГОСТ 25866-83 Эксплуатация техники. Термины и определения.
- 91 ГОСТ Р 51898-2002 Аспекты безопасности. Правила включения в стандарты.
- 92 ГОСТ Р 59483-2021 Колесные транспортные средства Термины и определения.
- 93 Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель // Под общ. ред. А.А.Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 534 с.
- 94 Исследование применения беспробойного пневмогидравлического амортизатора для повышения плавности хода транспортнотехнологической машины / С. В. Репин, Д. С. Орлов, С. Е. Максимов, О. А. Бардышев // Грузовик. – 2022. – № 1. – С. 10-14.
- 95 Государственная Программа Российской Федерации «Социально-экономическое развитие Арктической зоны Российской Федерации» (с изменениями на 31 марта 2020 года). Электронная версия. Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/499091750>. (дата обращения 20-09-2023).
- 96 Исследование процессов обеспечения плавности хода транспортнотехнологических машин на базе шасси грузовых автомобилей в сложных дорожных условиях / С. В. Репин, Н. А. Масленников, Д. С. Орлов, Д. С. Лутов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2023. – № 23. – С. 76-84. – DOI 10.26160/2658-3305-2023-23-76-84.
- 97 Ишков А.М. Математическая ритмология в работоспособности техники на Севере: монография. - Якутск: Издательство ЯНЦ СО РАН. 2000. – 319 с.
- 98 Квагинидзе, В. С. Эксплуатация карьерного горного и транспортного оборудования в условиях Севера: монография / В. С. Квагинидзе. — Москва: Горная книга, 2002. - 243 с.
- 99 Килина, М. С. Динамика клапанных гидравлических амортизаторов / М. С. Килина, В. А. Чернавский // Вестник Донского государственного технического университета. – 2009. – № S2. – С. 90-100.

- 100 Руденский, А. В. Классификатор повреждений дорожных покрытий / А. В. Руденский, С. А. Тараканов // Дорожники. – 2015. – № 4(4). – С. 52-55.
- 101 Ковалев, А. М. Повышение плавности хода АТС путем выявления потенциальных виброзащитных свойств подвесок различной структуры : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ковалев Александр Михайлович. – Волгоград, 2011. – 130 с.
- 102 Лукинский В.С., Котиков Г.Ю., Зайцев Е.И. и др. Долговечность деталей шасси автомобиля. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1984. – 231 с.
- 103 Манфановский, С. Б. Повышение плавности хода транспортных и транспортно-технологических машин внутренним подрессориванием колес : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Манфановский Степан Борисович, 2019. – 180 с.
- 104 Репин, С. В. Моделирование процессов управления колебаниями в вибрационных строительных машинах с помощью гидравлических амортизаторов / С. В. Репин, Р. А. Литвин // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – № 5(58). – С. 142-149.
- 105 О стратегии развития Арктической зоны Российской Федерации и обеспечения национальной безопасности на период до 2035 года / Указ президента РФ от 26.10.2020.
- 106 Озорнин С.П., Тарасов И.А. Методики и результаты оценки эффективности эксплуатации грузовых автотранспортных средств в условиях холодного климата // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018. Т. 22. № 3. С. 234–243. DOI: 10.21285/1814-3520-2018-3-234-243
- 107 Описание гидропневматической подвески. Гидростар (<http://xn--80afdp5alcgj.xn--plai/suspension>). (дата обращения 20-09-2023).
- 108 Патент на полезную модель № 200121 U1 Российская Федерация, МПК F16F 9/46. устройство обеспечения работоспособности гидравлических амортизаторов военных гусеничных и колесных машин в условиях низких температур : № 2020119248 : заявл. 03.06.2020 : опубл. 07.10.2020 / Д. В. Шабалин, П. С. Казорин, Н. Е. Рахимжанов [и др.].
- 109 Молев, Ю. И. Оценка динамических свойств автомобиля на основе частотных характеристик / Ю. И. Молев, М. Г. Черевастов // Организация и безопасность дорожного движения : материалы XIII Национальной научно-практической конференции с

- международным участием, Тюмень, 19 марта 2020 года. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2020. – С. 189-194.
- 110 Петровский Д.В., Гончарук Ю.К. Эксплуатация автомобилей на Крайнем Севере. – М.: Авторансиздат. 1960. – 60 с.
- 111 Патент на полезную модель № 223142 U1 Российская Федерация, МПК F16F 9/18. Регулируемый гидропневматический амортизатор : № 2023125171 : заявл. 29.09.2023 : опубл. 02.02.2024 / С. В. Репин, С. М. Грушецкий, А. В. Зазыкин, Д. С. Орлов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет".
- 112 Иванников, С. М. Повышение плавности хода легкового автомобиля путем установки пневматической подвески / С. М. Иванников, А. В. Артемов, В. И. Прядкин // Повышение эксплуатационных качеств мобильных транспортно-технологических средств : материалы Всероссийской научной конференции, Воронеж, 15 ноября 2023 года. – Воронеж: Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, 2023. – С. 37-47. – DOI 10.58168/IPMTTM2023_37-47.
- 113 Подвеска грузовых автомобилей // Автотрак, 12.02.204 (<http://www.autotruck-press.ru/articles/3228/>).
- 114 Репин, С. В. Построение имитационной модели упругой характеристики беспробойного пневмогидравлического амортизатора при работе в условиях Крайнего Севера / С. В. Репин, Д. С. Орлов // Техническое обеспечение доступности арктических регионов : Материалы III Всероссийского научного семинара, Санкт-Петербург, 27 октября 2022 года. – Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, 2022. – С. 19-24.
- 115 Радин, С. Ю. Влияние изменения сопротивления дросселей на демпфирующие свойства гидромеханических амортизаторов транспортных средств : специальность 01.02.06 "Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры", 05.02.02 "Машиноведение, системы приводов и детали машин" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Радин Сергей Юрьевич. – Орел, 2009. – 17 с.
- 116 Подзоров, А. В. Плавность хода автомобиля повышенной проходимости с комбинированным управлением упругодемпфирующими элементами системы поддрессоривания : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Подзоров Алексей Валерьевич. – Томск, 2015. – 178 с.

- 117 Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 232 с.
- 118 Цена ПАРМ на базе семейства автомобилей КАМАЗ – URL: <https://www.avto-master.com/catalog/1> (дата обращения 20-09-2023).
- 119 Тышкевич, Л. Н. Повышение эффективности эксплуатации транспортных машин в условиях низких отрицательных температур / Л. Н. Тышкевич, Б. В. Журавский // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2016. – № 3(49). – С. 36-41.
- 120 Хусаинов, А.Ш. Теория автомобиля. Конспект лекций / А.Ш. Хусаинов, В.В. Селифонов - Ульяновск: УлГТУ, 2008. - 121 с.
- 121 Широухов А.В. Пути совершенствования конструкций подвесок автомобильных базовых шасси пожарно-спасательных автомобилей // Евразийский Союз Ученых, 30.04.2015_04(13).
- 122 Яценко Н.Н., Пругчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1968. – 217 с.

Приложения А.
Приложение А.1 – Патент на полезную модель № 194004



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 223142

Регулируемый гидропневматический амортизатор

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет" (RU)*

Авторы: *Репин Сергей Васильевич (RU), Грушецкий Станислав Михайлович (RU), Зазыкин Андрей Вячеславович (RU), Орлов Денис Сергеевич (RU)*

Заявка № 2023125171
Приоритет полезной модели 29 сентября 2023 г.
Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 02 февраля 2024 г.
Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 29 сентября 2033 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

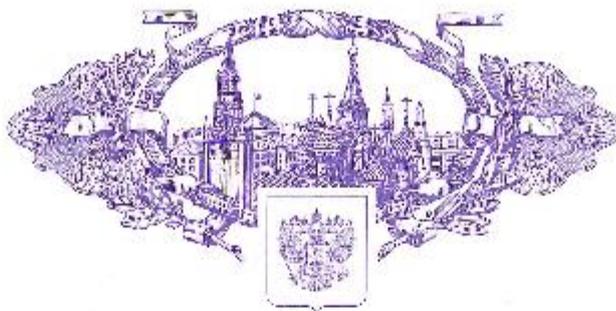
Федеральная служба по интеллектуальной собственности
включая патенты, товарные знаки и др.
Патент Ю.С. Зубов, Ю.В. Зарубин
Адрес: 125080, Москва, ул. Мясницкая, 26

Ю.С. Зубов



Приложение А.3 – Свидетельство о государственной регистрации
программы для ЭВМ № 2023683533

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023683533

**Исследование демпфирующей характеристики
амортизатора для шасси транспортно-технологических
машин строительства**

Привлечатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный архитектурно-
строительный университет» (RU)*

Авторы: *Репин Сергей Васильевич (RU), Евтюков Сергей
Аркадьевич (RU), Орлов Денис Сергеевич (RU)*

Заявка № **2023682548**

Дата поступления **25 октября 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **08 ноября 2023 г.**



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Улюсов

Приложения Б.

Приложение Б.1 – Акт внедрения в учебный процесс



МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»
(СПбГАСУ)
ул. 2-я Красноармейская, д. 4, Санкт-Петербург, 190005

20.08.2024 № 08.33/24/14

[Акт внедрения материалов диссертации
в учебный процесс]



АКТ

внедрения материалов, содержащихся в диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук «Метод расчета параметров гидродневматических амортизаторов транспортно-технологических машин» Орлова Дениса Сергеевича, в учебный процесс Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета.

Учебно-методическая комиссия автомобильно-дорожного факультета:

Председатель:

кандидат технических наук, доцент Зызыкин А.В. – декан автомобильно-дорожного факультета.

Секретарь:

кандидат технических наук, доцент Виноградова Т.В.

Настоящим подтверждает внедрение материалов, содержащихся в диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук «Метод расчета параметров гидродневматических амортизаторов транспортно-технологических машин» аспиранта кафедры наземных транспортно-технологических машин Орлова Дениса Сергеевича (научный руководитель: доктор технических наук, профессор Репин Сергей Васильевич), в учебный процесс выпускающей кафедры наземных транспортно-технологических машин автомобильно-дорожного факультета в рабочую программу дисциплины «Машины для землеройных работ» по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, специализация «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

Внедрение результатов диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук обсуждено на заседании учебно-методической комиссии автомобильно-дорожного факультета Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета 30 мая 2024 года (протокол № 6).

Научная повязка диссертации заключается в следующем:

1. Установлены показатели вариации нагрузок на оси ГТМ, смоделированных на базе автомобильных шасси.
2. Разработаны математические модели, описывающие процессы гашения колебаний в амортизаторе подвески ГТМ на автомобильном шасси и обеспечивающие улучшение показателей СДН;
3. Разработан алгоритм расчета конструктивных параметров полого

амортизатора и его адаптации к различным нагрузкам на колесо и неровности дороги;

4. Экспериментально установлено значение одного из главных параметров, влияющих на процессы обеспечения ГДН – показателя полнотропы газовой пружины.

Основные положения диссертационного исследования изложены в следующих печатных трудах:

1. Орлов Д.С. Расчет осевых нагрузок наземных транспортно-технологических машин / Орлов Д.С. // «Трудовики» №2, 2024, с. 39-42, DOI: 10.36652/1684-1298-2024-2-39-42

2. Орлов Д.С. Исследование демпфирующей характеристики нового гидропневматического амортизатора / Ренин С.В., Добромыров В.Н., Андронов В.А. // Вестник гражданских инженеров. 2020. № 2 (79). С. 187-194, DOI 10.23968/1999-5571-2020-17-2-187-194

3. Орлов Д.С. Исследование упругой характеристики нового гидропневматического амортизатора / Ренин С.В., Добромыров В.Н., Капустин А.А. // Вестник гражданских инженеров. 2019. № 5 (76). С. 260-269 DOI 10.23968/1999-5571-2019-16-5-260-269

Председатель УМК АДФ:
Декал АДФ, к.т.н., доцент



Зайкин А.В.

Секретарь УМК АДФ:
к.т.н., доцент кафедры НТМ



Виноградова Т.В.



ЛЕНАВТОТРАНС
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ ЦЕНТР
ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ

197101, Санкт-Петербург, Каменноостровский пр. 14 «Б»
Телефакс 8 (800) 350-42-01 e-mail: umc_bdd@mail.ru
www.lenautotrans.com Лицензия Комитета по образованию
Санкт-Петербурга №3180 от 30.10.2017г.
Весь спектр образовательных услуг для юридических лиц

УТВЕРЖДАЮ

Директор
ЧОУ ДПО «УМЦ «Ленавтотранс»

О.В. Моргунова

«19» 2024 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

в учебный процесс результатов диссертационной работы «Метод расчета параметров гидропневматических амортизаторов транспортно-технологических машин на автомобильном шасси»

ФГБОУ ВО СПбГАСУ аспиранта Орлова Дениса Сергеевича

Комиссия в составе: О.В. Моргуновой, директора ЧОУ ДПО «УМЦ «Ленавтотранс»; А.А. Горлович, заведующей бюро производственной безопасности ЧОУ ДПО «УМЦ «Ленавтотранс»; А.В. Григорьев, преподаватель ЧОУ ДПО «УМЦ «Ленавтотранс», настоящим актом подтверждает внедрение результатов диссертационной работы «Метод расчета параметров гидропневматических амортизаторов транспортно-технологических машин на автомобильном шасси» Орлова Дениса Сергеевича (научный руководитель: доктор технических наук, профессор Репин Сергей Васильевич), в учебный процесс ЧОУ ДПО «УМЦ «Ленавтотранс» по программам профессиональной переподготовки: «Специалист ответственный за безопасность дорожного движения» и «Контролер технического состояния транспортных средств автомобильного транспорта».

Применение результатов диссертационного исследования позволяет повысить эффективность подготовки специалистов эксплуатационных баз, парк которых состоит из транспортно-технологических машин для строительства и ремонта автомобильных дорог. Разработанный метод позволяет повысить эффективность мероприятий, проводимых при подготовке транспортного средства к эксплуатации в сложных дорожных условиях и в условиях низких температур.

Председатель комиссии:

О.В. Моргунова

Члены комиссии:

А.А. Горлович

А.В. Григорьев

Приложение Б.2 – Акты внедрения в производственный процесс

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО

«Спутник АРБ»

ОГРН 1187746633810 от 28 октября 2019г., ИНН 7743320204

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

АО «Спутник АРБ»

С.С. Вербцкий

«29» августа 2024 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящий акт составлен о том, что полученные результаты научных исследований аспиранта ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» Орлова Дениса Сергеевича по теме «Метод расчета параметров гидронейматических амортизаторов транспортно-технологических машин» используются для повышения эффективности производственной эксплуатации машин, задействованных при перевозке материалов и оборудования в Ленинградской области.

В результате применения расчетов для заправки газом амортизаторов при техническом обслуживании и ремонте для каждого типа техники, эксплуатационная производительность машин была увеличена, что привело к улучшению показателя плавности хода. Это позволило сэкономить временные ресурсы на 30% и обеспечить рентабельность работы техники не менее 20% в течение длительного периода времени. Данный метод доказал свою эффективность, способность быстро предлагать решения для обеспечения необходимой производительности машин по различным комплексным параметрам (производственным, экономическим и надежности). В частности, использование расчетов необходимого объема газа в амортизаторах привело к сокращению времени и стоимости планирования, затрат времени и стоимости на обеспечение работ, связанных с обслуживанием техники.

Генеральный директор
АО «Спутник АРБ»



С.С. Вербцкий

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ДОРОЖНОЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЕ
ПРЕДПРИЯТИЕ № 7»

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель генерального директора
А.А. Хаснаев
«*25*» *августа* 2024 г.

Акт внедрения

результатов диссертационной работы на тему «**Метод расчета параметров гидропневматических амортизаторов транспортно-технологических машин**»

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» аспиранта **Орлова Дениса Сергеевича**

Научные результаты диссертационной работы аспиранта ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» Орлова Д.С. используются при содержании и ремонте автомобильных дорог в Владимирской области при работе комплексных дорожных машин по содержанию и ремонту автомобильных дорог (наземных транспортно-технологических машин) на объектах при обеспечении выполнения производственного плана следующих баз: производственная база «М7 Волга 114 км»; производственная база «М7 Волга 158 км» и производственная база «М7 Волга 295 км».

В результате расчетов объема газа, необходимого для заправки амортизаторов комплексных дорожных машин и их применение, удалось повысить плавность хода и среднюю техническую скорость движения машин при выполнении технологических работ, что привело к снижению времени выполнения производственного плана на 10-15%. Кроме того, снизить расход производственных ресурсов на 15-20%, что значительно, особенно, при отрицательных температурах окружающей среды, повысило эффективность работы комплексных дорожных машин на объектах автомобильной дороги федерального значения М7 «Волга».

Председатель комиссии:
Заместитель генерального директора

А.А. Хаснаев

Члены комиссии:
Начальник производственного участка № 1

С.Н. Борисов

Мастер производственного участка № 1

Д.В. Копылов

Акционерное Общество

«ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ РЕМОНТА, ОБСЛУЖИВАНИЯ,
СОДЕРЖАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ДОРОГ»

175400. Новгородская область, г.Валдай, Васильева пр., д.16 ОГРН 1097847050718

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор
АО «ПО РосДорСтрой»

В.И. Кулаков
«30» апреля 2024 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы на тему «Метод расчета параметров гидропневматических амортизаторов транспортно-технологических машин»

ФГБОУ ВО СПбГАСУ Орлова Дениса Сергеевича

Полученные результаты научных исследований аспиранта ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» Орлова Д.С. используются при обеспечении эффективности производственной эксплуатации машин, связанных с содержанием и ремонтом автомобильной дороги А-118 в городе Санкт-Петербурге и Ленинградской области.

В результате внедрения на производстве расчетов для закачки газа в амортизатор, под каждый вид ТТМ, удалось увеличить эксплуатационную производительность машин для содержания и ремонта федеральной автомобильной дороги А-118, в следствие снижения вибрации и колебаний машин при движении.

на конкретных объектах:

1. Участок "Горская" А-118 (0-24км)
2. Участок "Мурино" А-118 (24-45км)
3. Участок "Вантовый мост" А-118 (45-66км)

что привело к повышению экономической эффективности применения машин на 15-20%, уменьшению времени рабочего цикла машин на 20-30%. Необходимо отметить, что метод легким и не требует больших внешних капитальных вложений, наибольшая эффективность проявлялась в зимний период эксплуатации техники. После расчетов и закачки необходимого количества газа в амортизатор наблюдалось снижение производственных ресурсов (временных и финансовых) по всем видам основных работ техники, а также с работами, связанными с техническим обслуживанием и ремонтом машин. При этом был отмечен рост эффективности применения ТТМ (объем выполнения плана работ) на 15% при выполнении работ по содержанию участков дороги А-118.

Руководитель службы содержания А-118 (КАД)  А.В. Серебряков

Приложения В.

Приложение В. – Исходный текст программы для ЭВМ «Свидетельство № 2023683533, 25.10.2023. Исследование демпфирующей характеристики амортизатора для шасси транспортно-технологических машин строительства / Репин С.В., Евтюков С.А., Орлов Д.С.»

Описание использованных модулей и форм Mathcad

Исследование демпфирующей характеристики амортизатора для шасси транспортно-технологических машин строительства

Модуль 1. Входные данные

$n_{др12} := 4$ количество дроссельных отверстий 12 в одном ряду
 $n_{ряд12} := 2$ количество рядов дроссельных отверстий 12
 $n_{др_п} := 4$ количество дроссельных отверстий в поршне
 $n_{др_кл_с} := 6$ количество дроссельных отверстий клапанов на сжатии в поршне
 $n_{др_кл_о} := 3$ количество дроссельных отверстий клапанов на отбое в поршне
 $\mu := 0.6$ коэффициент расхода жидкости через дроссельные отверстия
 $\rho_{ж} := 910 \text{ кг/м}^3$ плотность жидкости
 $v := 0, 0.05.. 1 \text{ м/с}$ скорость движения поршня 2
 $D_{п} := 0.1 \text{ м}$ диаметр поршня 2
 $d_6 := 0.07$
 $d_7 := 0.05$

Модуль 2. Расчет усилия от перепада давления Δp на шайбу 17 для сжатия пружины 16 (рис. 1)

Расход жидкости при движении поршня 2 вниз (сжатие) со скоростью v

$$Q_d(v) := v \cdot \pi \cdot \frac{D_{п}^2}{4}$$

Расход жидкости при движении поршня 2 вверх (отбой) со скоростью v

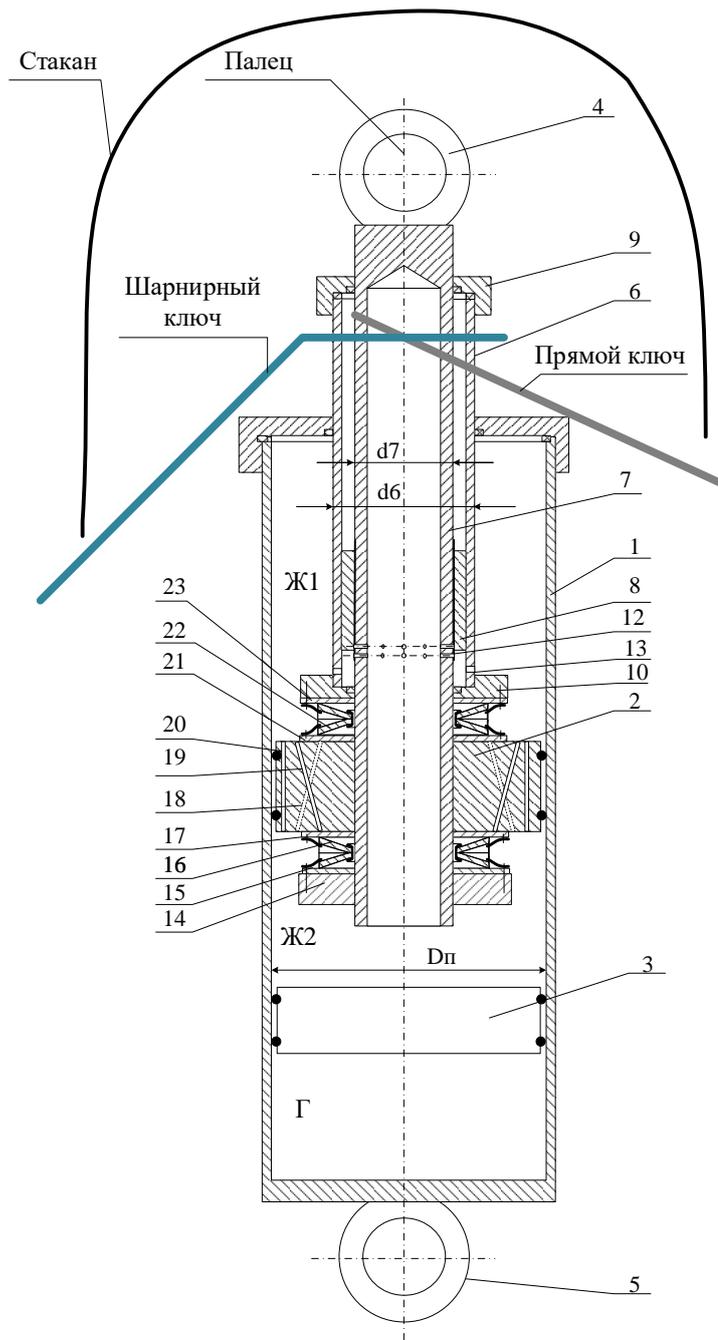
$$Q_o(v) := v \cdot \pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_6^2)}{4}$$

Положение 1.1. Дроссельный режим

Перепад давления жидкости на дроссельных отверстиях

Перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях амортизатора определяется через формулу расхода жидкости через дроссель

$$Q = \mu \cdot F_{др} \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho_{ж})^{1/2}$$



Конструкция амортизатора

и площадь отверстий дросселей

$$F_{др} = n_{др} \cdot \pi \cdot d_{др}^2 / 4$$

$n_{др} := n_{др12} \cdot \text{ряд12} + n_{др_п} - 12$ общее количество открытых дроссельных отверстий

$$d_{др} := 0.001, 0.0011 \dots 0.003 \text{ м}$$

$$F_{др}(d_{др}) := n_{др} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \text{ м}^2$$

Перепад давления и усилие на поршень на сжатии

$$\Delta p_{дрс}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_d(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др}(d_{др})^2} \text{ Па}$$

$$P_c(d_{др}, v) := \Delta p_{дрс}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right]$$

Перепад давления и усилие на поршень на отбое

$$\Delta p_{дро}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_o(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др}(d_{др})^2} \text{ Па}$$

$$P_o(d_{др}, v) := \Delta p_{дро}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right]$$

Модуль 3. Расчет тарельчатой пружины

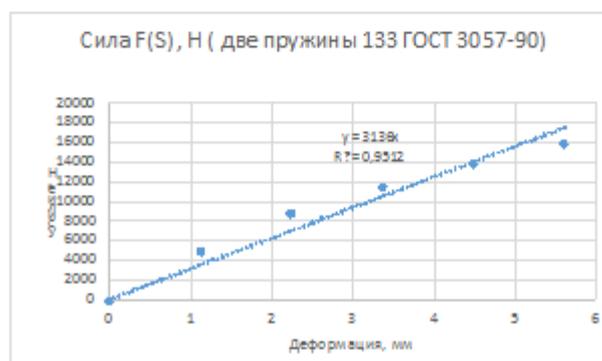
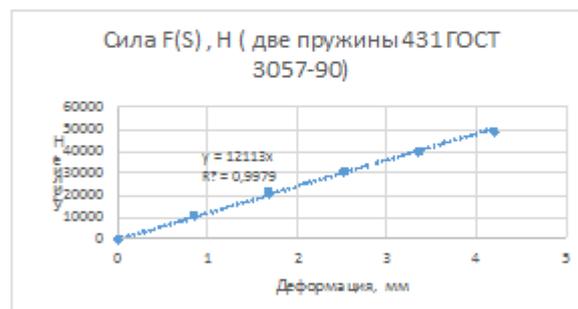
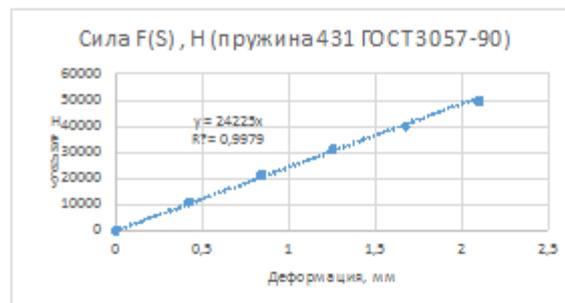
С. 12 ГОСТ 3057-90

Размеры, мм

Продолжение табл. 3

Номер пружины	Сила F*3, Н	Наружный диаметр пружины Z _н	Внутренний диаметр пружины D ₂	Толщина пружины t	Максимальная деформация S ₃	Высота пружины k	Ширина опорной плоскости b _{оп}	Eз t	Сила F, Н, при деформации				Масса, кг	
									0,2 *s	0,4*3	0,6*s	0,8*s		
430	50000	80	45	5,0	1,6	6,6	0,7	0,3	10370	20270	29810	39110	0,135	
431		90	50	5,0	2,1	7,1	0,8	0,4	11170	21490	31190	40470	0,173	
432		100	40	5,6	2,1	7,7	0,8	0,4	10270	19900	29070	37910	0,290	
433		112	45	5,6	2,7	8,3	0,8	0,5	11110	21170	30420	39150	0,363	
434		125	71	5,3	3,3	8,6	0,8	0,6	12250	22720	31850	40100	0,346	
435		140	58	6,0	3,4	9,4	1,0	0,6	11800	21750	30820	39150	0,609	
436		220	100	6,0	6,0	8,0	14,0	1,2	1,3	21220	34500	41830	45180	1,420

Открытие клапанов при усилии на поршень с учетом усилия предварительного сжатия пружин



Положение 1.1. Клапанный режим

Вариант 1.1.1. Обойма из 2-х пружин снизу и 2-х сверху поршня

$S_{np} := 0, 0.2.. 4$ -предварительная деформация обоймы из пружин

Начальное сжатие обоймы из двух пружин $S_{np} = 2$ мм, из 4-х пружин = 3 мм

Формулы ниже получены построением линий тренда по данным ГОСТ 3057-90 для пружины № 431 (см. расчет Excel)

Полная деформация для открытия $S_{общ} = S_{np} + S_x$, где S_x - ход пружины = S_{np} , при котором начинается открытие клапана

Усилие в обойме из 2-х пружин при

S_{np}

$$P_{431_2}(S_{np}) := 12113 \cdot S_{np}$$

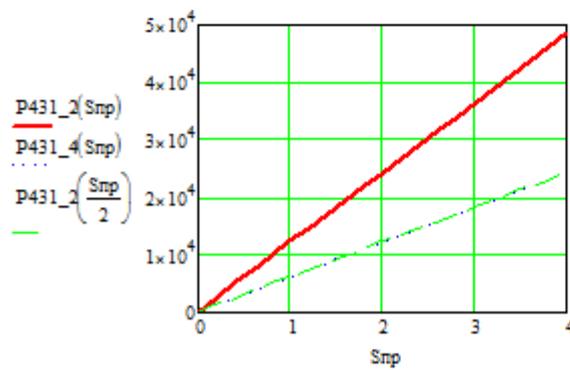
Усилие в обойме из 2-х пружин при $S_{np} = 2$

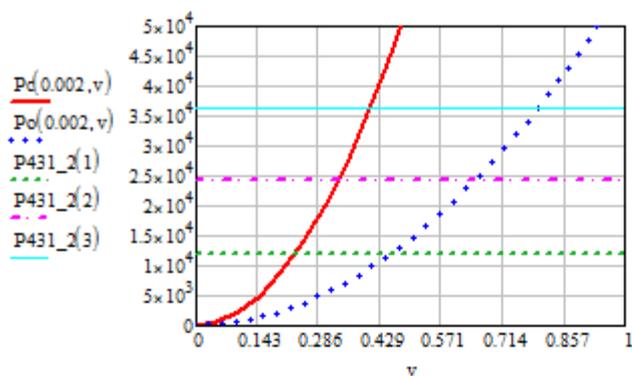
мм

$$P_{431_2}(2) = 2.423 \times 10^4$$

Обойма их 4-х пружин при $S_{np}=3$ мм (рассмотрено ниже в положении 2)

$$P_{431_4}(S_{np}) := 6056.3 \cdot S_{np} \quad P_{431_4}(3) = 1.817 \times 10^4$$





Расчет скорости в точке пересечения $P_c(0.002, v)$ и $P_{431_2}(2)$

$$f(v_1) := P_c(0.002, v_1) - P_{431_2}(2)$$

Начальное приближение: $v_1 := 0.4$ $y_1 := \text{root}(f(v_1), v_1)$

Результат: $v_1 = 0.332$

Расчет скорости в точке пересечения $P_o(0.002, v)$ и $P_{431_2}(2)$

$$f(v_2) := P_o(0.002, v_2) - P_{431_2}(2)$$

Начальное приближение: $v_2 := 0.4$ $y_2 := \text{root}(f(v_2), v_2)$

Результат: $v_2 = 0.651$

Сжатие: дроссельный режим по линии P_c до пересечения с $P_{431_2}(2)$, далее клапанный режим

В клапанном режиме добавляются еще дроссельные отверстия клапанов в поршне

$n_{др_кл_с} = 6$ количество дроссельных отверстий клапанов на сжатии в поршне

$n_{др_кл_о} = 3$ количество дроссельных отверстий клапанов на отбое в поршне

$d_{др} := 0.002$ считаем, что все дроссели одинакового диаметра

$n_{др111c} := n_{др12} \cdot \text{ряд12} + n_{др_п} + n_{др_кл_с} = 18$ общее количество открытых дроссельных отверстий на сжатии

Пояснение: пдр111с означает: 111 - вариант расчета, с - сжатие, о - отбой

$n_{др111о} := n_{др12} \cdot n_{ряд12} + n_{др_л} + n_{др_кп_о} = 15$ общее количество открытых дроссельных отверстий на отбое

Площадь отверстий дросселей

$$F_{др111с}(d_{др}) := n_{др111с} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \quad \text{м}^2$$

Перепад давления и усилие на поршень на сжатии

$$\Delta p_{дрс111}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_c(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др111с}(d_{др})^2} \quad \text{Па}$$

Усилие

$$P_{с111}(d_{др}, v) := \Delta p_{дрс111}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right] \quad \text{Н}$$

Отбой: дроссельный режим по линии P_о до пересечения с P431_2(2), далее клапанный режим

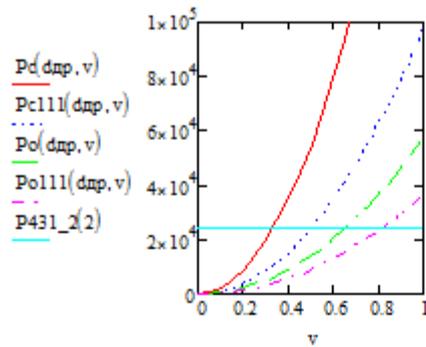
$$F_{др111о}(d_{др}) := n_{др111о} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \quad \text{м}^2$$

Перепад давления и усилие на поршень на отбое

$$\Delta p_{дро111}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_o(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др111о}(d_{др})^2} \quad \text{Па}$$

Усилие

$$P_{о111}(d_{др}, v) := \Delta p_{дро111}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right] \quad \text{Н}$$



Расчет скорости в точке пересечения $Pc111(0.002, v)$ и $P431_2(2)$ ("431" - номер пружины по ГОСТ, первая цифра "2" показывает, что 2 пружины в обойме, вторая цифра "2" - деформация обоймы 2 мм)

$$f_1(v_1) := Pc111(0.002, v_1) - P431_2(2)$$

Начальное приближение: $y_1 := 0.4$ $y_1 := \text{root}(f_1(v_1), v_1)$

Результат: $v_1 = 0.498$

Расчет скорости в точке пересечения $Po111(0.002, v)$ и $P431_2(2)$

$$f_2(v_2) := Po111(0.002, v_2) - P431_2(2)$$

Начальное приближение: $y_2 := 0.4$ $y_2 := \text{root}(f_2(v_2), v_2)$

Результат: $v_2 = 0.814$

модуль 4. Построение характеристик амортизатора по влиянию гидравлического сопротивления дросселей и клапанов

Усилия на ходе сжатия,

Н:

$$Pc_гидр111(dmp, v) := \begin{cases} Pc(dmp, v) & \text{if } v \leq 0.332 \\ Pc111(dmp, v) & \text{if } v > 0.332 \end{cases}$$

Усилия на ходе отбоя,

Н:

$$Po_гидр111(dmp, v) := \begin{cases} Po(dmp, v) & \text{if } v \leq 0.651 \\ Po111(dmp, v) & \text{if } v > 0.651 \end{cases}$$

Положение 2 - один ряд дроссельных отверстий 12 закрыт, по 4 тарельчатые пружины клапанов поршня сжаты на 3 мм ($S_{пр}$), чтобы перекрыть один ряд дроссельных отверстий 12 диаметром 2 и 3 мм

2.1. Дроссельный режим

$n_{др2} := n_{др12} + n_{др_п} = 8$ общее количество открытых дроссельных отверстий

$$F_{др2}(d_{др}) := n_{др2} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \text{ м}^2$$

Перепад давления и усилие на поршень на сжатии

$$\Delta p_{дрс2}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_c(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др2}(d_{др})^2} \text{ Па}$$

$$P_{с2}(d_{др}, v) := \Delta p_{дрс2}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right] \text{ Н}$$

Перепад давления и усилие на поршень на отбое

$$\Delta p_{дро2}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_o(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др2}(d_{др})^2} \text{ Па}$$

$$P_{о2}(d_{др}, v) := \Delta p_{дро2}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right] \text{ Н}$$

2.2. Клапанный режим

Тарельчатая пружина

Начальное сжатие обоймы из 4 пружин $S_{пр} = 3$ мм

$$P_{431_4}(S_{пр}) := 6056.3 \cdot S_{пр}$$

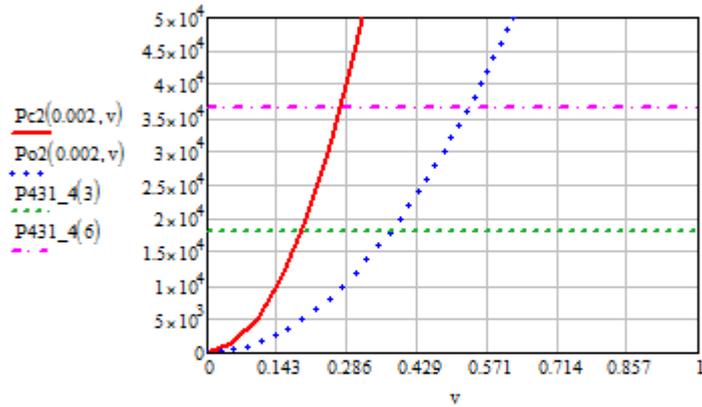
Предварительное сжатие $S_{пр} = 3$ мм

$$P_{431_4}(3) = 1.817 \times 10^4 \text{ Н}$$

Полная деформация для открытия $S_{общ} = S_{пр} + S_x$, где S_x - ход пружины = $S_{пр}$, при котором начинается открытие клапана

Усилие в обойме из 4-х пружин при полной деформации 6 мм

$$P431_4(6) = 3.634 \times 10^4 \text{ Н}$$



Расчет скорости в точке пересечения $P_{c2}(0.002, v)$ и $P_{431_4}(3)$

$$f(v_3) := P_{c2}(0.002, v_3) - P_{431_4}(3)$$

Начальное приближение: $v_3 := 0.4$ $v_{3,2} := \text{root}(f(v_3), v_3)$

Результат: $v_3 = 0.192$ м/с

Расчет скорости в точке пересечения $P_{o2}(0.002, v)$ и $P_{431_4}(6)$

$$f(v_4) := P_{o2}(0.002, v_4) - P_{431_4}(6)$$

Начальное приближение: $v_4 := 0.4$ $v_{4,2} := \text{root}(f(v_4), v_4)$

Результат: $v_4 = 0.4$ м/с

Сжатие: дроссельный режим по линии P_c до пересечения с $P_{431_4}(6)$, далее клапанный

режим

В клапанном режиме добавляются еще дроссельные отверстия клапанов в поршне

$n_{др_кл_с} = 6$ количество дроссельных отверстий клапанов на сжатии в поршне

$n_{др_кл_о} = 3$ количество дроссельных отверстий клапанов на отбое в поршне

$d_{др} := 0.002$ мм

$n_{др222с} := n_{др12} + n_{др_л} + n_{др_кл_с} = 14$ общее количество открытых дроссельных отверстий на сжатии

$n_{др222о} := n_{др12} + n_{др_л} + n_{др_кл_о} = 11$ общее количество открытых дроссельных отверстий на отбое

$$F_{др222с}(d_{др}) := n_{др222с} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \quad \text{м}^2$$

Перепад давления и усилие на поршень на сжа

$$\Delta p_{дрс222}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_d(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др222с}(d_{др})^2} \quad \text{Па}$$

$$P_{с222}(d_{др}, v) := \Delta p_{дрс222}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right] \quad \text{Н}$$

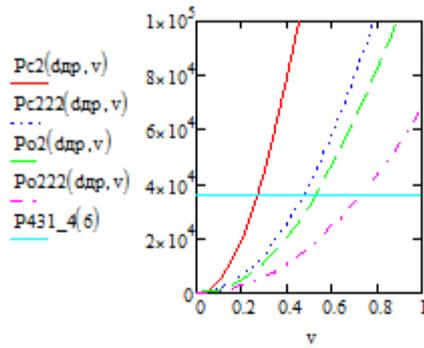
Отбой: дроссельный режим по линии P_о до пересечения с P431_2(2), далее клапанный режим

$$F_{др222о}(d_{др}) := n_{др222о} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \quad \text{м}^2$$

Перепад давления и усилие на поршень на отбое

$$\Delta p_{дро222}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_o(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др222о}(d_{др})^2} \quad \text{Па}$$

$$P_{о222}(d_{др}, v) := \Delta p_{дро222}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{\delta}^2)}{4} \right] \quad \text{Н}$$



+

Расчет скоростей поршня в точках пересечения $Pc222(0.002, v)$ и $P431_4(\delta)$ (точки пересечения используются для установления точек начала и окончания открытия клапанов)

Расчет скорости в точке пересечения $Pc222(0.002, v)$ и $P431_4(\delta)$

$$f(v5) := Pc222(0.002, v5) - P431_4(\delta)$$

Начальное приближение: $v5 := 0.4$ $v5 := \text{root}(f(v5), v5)$

Результат: $v5 = 0.474$ $\frac{m}{c}$

Расчет скорости в точке пересечения $Po222(0.002, v)$ и $P431_4(\delta)$

$$f(v6) := Po222(0.002, v6) - P431_4(\delta)$$

Начальное приближение: $v6 := 0.4$ $v6 := \text{root}(f(v6), v6)$

Результат: $v6 = 0.731$ $\frac{m}{c}$

Построение характеристики амортизатора по влиянию гидравлического сопротивления дросселей и клапанов

Усилия на ходе сжатия,

H:

$$Pc_гидр222(dпр, v) := \begin{cases} Pc2(dпр, v) & \text{if } v \leq 0.474 \\ Pc222(dпр, v) & \text{if } v > 0.474 \end{cases}$$

Усилия на ходе отбоя,

H:

$$Po_гидр222(dпр, v) := \begin{cases} Po2(dпр, v) & \text{if } v \leq 0.731 \\ Po222(dпр, v) & \text{if } v > 0.731 \end{cases}$$

В дроссельном режиме площадь дроссельных отверстий $F_{др}(d_{др}) = 3.77 \times 10^{-5} \text{ м}^2$

Сжатие: дроссельный режим по линии Pс до пересечения с P431_2(2), далее клапанный

В клапанном режиме добавляются еще дроссельные отверстия клапанов в поршне

$n_{др_кл_с} = 6$ количество дроссельных отверстий клапанов на сжатии в поршне

$n_{др_кл_о} = 3$ количество дроссельных отверстий клапанов на отбое в поршне

$d_{др} := 0.003 \text{ мм}$

Перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях и клапанах втулки амортизатора определяется через формулу расхода жидкости через дроссель

$$Q = \mu \sqrt{F_{др} \Delta p} = \mu \sqrt{F_{др} \rho \Delta p / \rho} = \mu \sqrt{F_{др} \rho \Delta p} / \rho^{1/2}$$

Площадь отверстий полностью открытых клапанов

Примем, что клапаны открываются постепенно при изменении скорости движения поршня 2 от $vk1c$ до $vk2c$ на сжатии и от $vk1o$ до $vk2o$ на отбое. Степень открытия клапанов описывается коэффициентом $k_{кс}(v)$ на сжатии и $k_{к}(v)$ на отбое

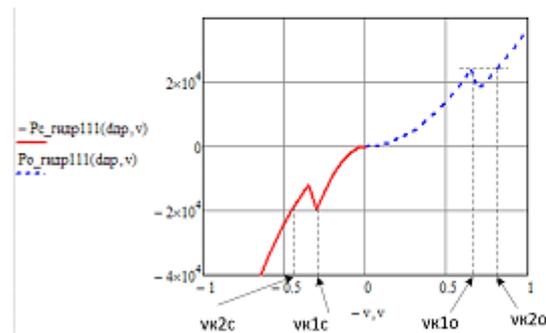


Рис к расчету степени открытия клапана в функции скорости поршня

$i_{кл} := 1$ - показатель закона изменения степени открытия клапана

В первом варианте расчета для обойм из 2-х пружин над и под поршнем скорости поршня при открытии клапана на ходах сжати и отбоя равны (см рис выше):

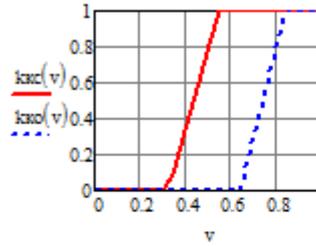
$vk1c := 0.332$ $vk1o := 0.651$

$vk2c := 0.54$ $vk2o := 0.85$ примечание - угол наклона линий перехода между дроссельной и клапанной частями диаграммы зависит от вторых чисел

Использован логический оператор "если = if". Читается так: $k_{кс}(v)=0$, если v

меньше-равно $vk1c$ (на графике прямая линия при $v=0...0.3$), выражению в скобках (вторая строка), описывающему наклонную линию при $v=0.65...0.5$, если v находится между $vk2c$ и $vk1c$, $kkc(v)=1$ если v больше равен $vk2c$

$$kkc(v) := \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq vk1c \\ \left(\frac{v - vk1c}{vk2c - vk1c} \right)^{i\pi} & \text{if } vk2c \geq v > vk1c \\ 1 & \text{if } v > vk2c \end{cases} \quad kko(v) := \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq vk1o \\ \left(\frac{v - vk1o}{vk2o - vk1o} \right)^{i\pi} & \text{if } vk2o \geq v > vk1o \\ 1 & \text{if } v > vk2o \end{cases}$$



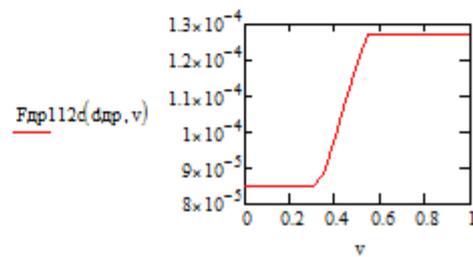
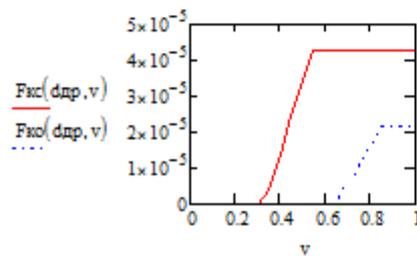
Площадь пропускных отверстий клананов в функции скорости поршня v

$$Fkc(dpr, v) := npr_кл_c \cdot \frac{\pi \cdot dpr^2}{4} \cdot kkc(v) \quad m^2$$

$$Fko(dpr, v) := npr_кл_o \cdot \frac{\pi \cdot dpr^2}{4} \cdot kko(v) \quad m^2 \quad Fpr(dpr) = 8.482 \times 10^{-5}$$

$$Fpr112d(dpr, v) := Fpr(dpr) + Fkc(dpr, v) \quad m^2$$

$$Fpr112o(dpr, v) := Fpr(dpr) + Fko(dpr, v) \quad m^2$$



Перепад давления и усилие на поршень на сжатии

+

$$\Delta p_{дрс112}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_0(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др112}(d_{др}, v)^2} \quad \text{Па}$$

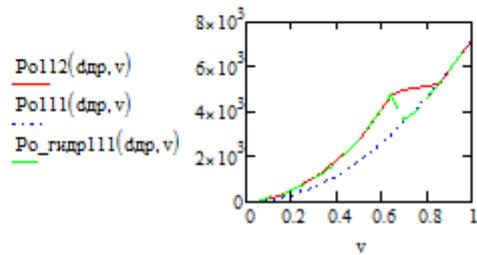
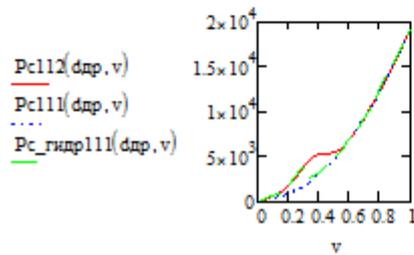
$$P_{с112}(d_{др}, v) := \Delta p_{дрс112}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_6^2)}{4} \right] \quad \text{Н}$$

Отбой: дроссельный режим по линии P₀ до пересечения с P431_2(2), далее клапанный режим

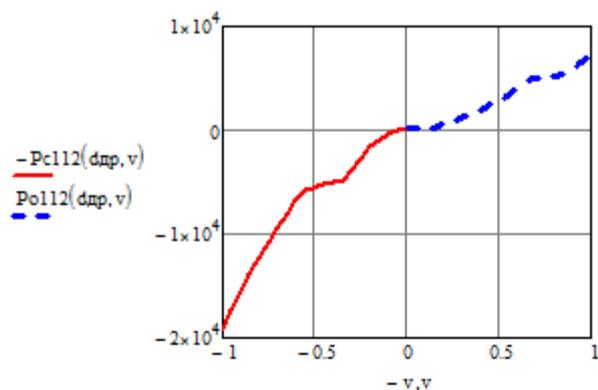
Перепад давления и усилие на поршень на отбое

$$\Delta p_{дрол112}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_0(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др112o}(d_{др}, v)^2} \quad \text{Па}$$

$$P_{ол112}(d_{др}, v) := \Delta p_{дрол112}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_6^2)}{4} \right] \quad \text{Н}$$



Пояснения к рис.: получен плавный переход между линиями



Положение 2 - один ряд дроссельных отверстий 12 закрыт, по 4 тарельчатые пружины клапанов поршня сжаты на 3 мм (Spr), чтобы перекрыть один ряд дроссельных отверстий 12 диаметром 2 или 3 мм

Скорость поршня: $v := 0, 0,05.. 1,4 \frac{м}{с}$

2.1. Дроссельный режим

$n_{др2} := n_{др12} + n_{др_п} = 8$ общее количество открытых дроссельных отверстий

$$F_{др2}(d_{др}) := n_{др2} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \text{ м}^2$$

Перепад давления и усилие на поршень на сжатии

$$\Delta p_{дрс2}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_0(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др2}(d_{др})^2} \text{ Па}$$

$$P_{с2}(d_{др}, v) := \Delta p_{дрс2}(d_{др}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_{б}^2)}{4} \right] \text{ Н}$$

Перепад давления и усилие на поршень на отбросе

$$\Delta p_{дро2}(d_{др}, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_0(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{др2}(d_{др})^2} \text{ Па}$$

$$P_{o2}(d_{np}, v) := \Delta p_{дрo2}(d_{np}, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_6^2)}{4} \right] \quad \text{Н}$$

2.2. Клапанный режим

Тарельчатая пружина

Предварительное сжатие обоймы из 4 пружин $S_{пр} = 3$ мм,

Усилие в обойме из 4-х пружин

$$P_{431_4}(S_{пр}) := 6056.3 \cdot S_{пр} \quad P_{431_4}(3) = 1.817 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

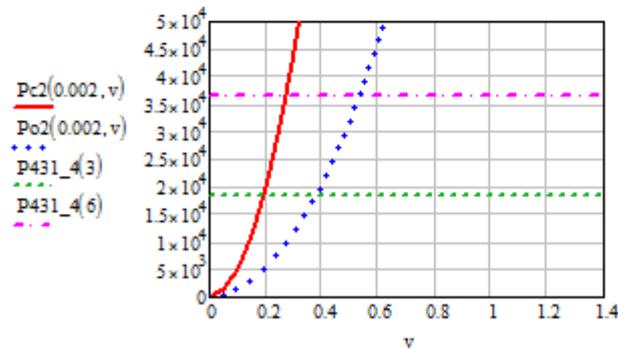
Полная деформация для открытия $S_{общ} = S_{пр} + S_x$, где S_x - ход пружины = $S_{пр}$, при котором начинается открытие клапана

Усилие в обойме из 4-х пружин при полной деформации 6 мм

$$P_{431_4}(6) = 3.634 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

$S_{пр} =$

0
0.2
0.4
0.6
0.8
...



Расчет скоростей поршня в точках пересечения $P_{c2}(0.002, v)$ и $P_{431_4}(3)$ (точки пересечения используются для установления точек начала и окончания открытия клапанов)

$$f_1(v_3) := Pc2(0.002, v_3) - P431_4(3)$$

Начальное приближение: $y_3 := 0.4$ $y_3 := \text{root}(f(v_3), v_3)$

Результат: $v_3 = 0.192$

Расчет скорости в точке пересечения $Pc(0.002, v)$ и $P431_4(6)$

$$f_1(v_4) := Pc2(0.002, v_4) - P431_4(6)$$

Начальное приближение: $y_4 := 0.4$ $y_4 := \text{root}(f(v_4), v_4)$

Результат: $v_4 = 0.4$

Сжатие: дроссельный режим по линии Pc до пересечения с $P431_4(6)$, далее клапанный режим

В клапанном режиме добавляются еще дроссельные отверстия клапанов в поршне

$n_{др_кл_с} = 6$ количество дроссельных отверстий клапанов на сжатии в поршне

$n_{др_кл_о} = 3$ количество дроссельных отверстий клапанов на отбое в поршне

$n_{др223с} := n_{др12} + n_{др_п} = 8$ общее количество открытых дроссельных отверстий в дроссельном режиме

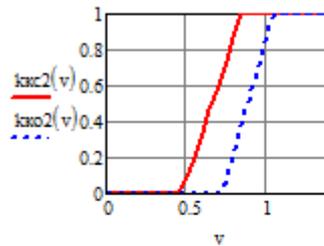
В первом варианте расчета для обойм из 2-х пружин над и под поршнем скорости поршня при открытии клапана на ходах сжати и отбоя равны (см рис выше):

$$vk1c2 := 0.474 \quad vk2c2 := 0.85 \quad vk1o2 := 0.731 \quad vk2o2 := 1.05$$

Использован логический оператор "если = if". Читается так: $k_{кс}(v)=0$, если v меньше-равно $vk1c$ (на графике прямая линия при $v=0...0.2$), выражению в скобках (вторая строка), описывающему наклонную линию при $v=0.2...0.3$, если v находится между $vk2c$ и $vk1c$, $k_{кс}(v)=1$ если v больше равен $vk2c$

$$k_{кс2}(v) := \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq vk1c2 \\ \left(\frac{v - vk1c2}{vk2c2 - vk1c2} \right)^{i_{кп}} & \text{if } vk2c2 \geq v > vk1c2 \\ 1 & \text{if } v > vk2c2 \end{cases}$$

$$k_{ko2}(v) := \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq v_{k1o2} \\ \left(\frac{v - v_{k1o2}}{v_{k2o2} - v_{k1o2}} \right)^{ik_{\pi}} & \text{if } v_{k2o2} \geq v > v_{k1o2} \\ 1 & \text{if } v > v_{k2o2} \end{cases}$$



$$F_{др3}(d_{др}) := n_{др223c} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}$$

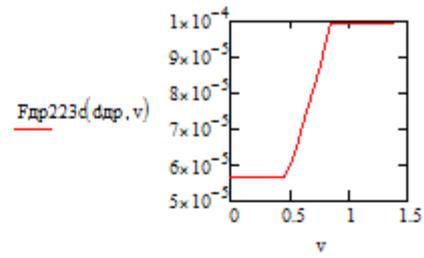
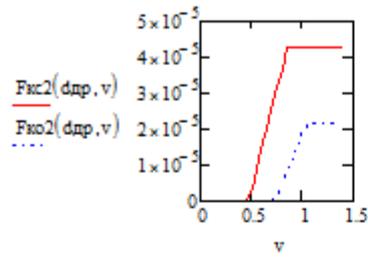
Площадь пропускных отверстий
клананов

$$F_{kc2}(d_{др}, v) := n_{др_кл_c} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \cdot k_{kc2}(v)$$

$$F_{ko2}(d_{др}, v) := n_{др_кл_o} \cdot \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \cdot k_{ko2}(v)$$

$$F_{др223c}(d_{др}, v) := F_{др3}(d_{др}) + F_{kc2}(d_{др}, v) M^2$$

$$F_{др223o}(d_{др}, v) := F_{др3}(d_{др}) + F_{ko2}(d_{др}, v) M^2$$



Перепад давления и усилие на поршень на сжатии

$$\Delta p_{дрс223}(dpr, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_c(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{дp223d}(dpr, v)^2} \quad \text{Па}$$

$$P_{с223}(dpr, v) := \Delta p_{дрс223}(dpr, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_6^2)}{4} \right]$$

Отбой: дроссельный режим по линии P_о до пересечения с P431_4(6), далее клапанный режим

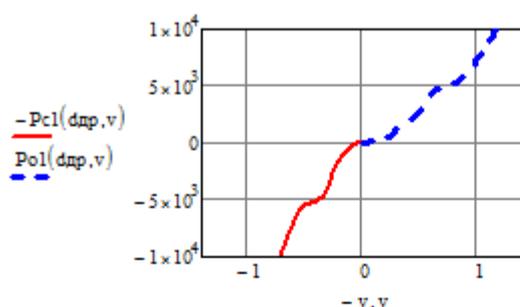
Перепад давления и усилие на поршень на отбое

$$\Delta p_{дро223}(dpr, v) := \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_o(v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2 F_{дp223o}(dpr, v)^2} \quad \text{Па}$$

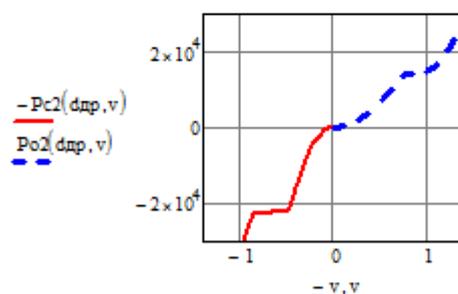
$$P_{о223}(dpr, v) := \Delta p_{дро223}(dpr, v) \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_{п}^2 - d_6^2)}{4} \right]$$

$$dpr := 0.002 \quad v := 0, 0.05.. 1.4$$

Блок 5. Результирующие расчеты и характеристики



Демпфирующая характеристика амортизатора, вариант 1: открыты два ряда дросселей 12 (по 4 дросселя в одном ряду) и 4 дросселя (поз. 19) в поршне 2, обоймы из двух пружин 16 и 22 с начальной деформацией по 2 мм (пружины № 431, ГОСТ 3057-90), клапанные дроссельные каналы - на сжатие (поз.21) 6 шт., на отбой (поз. 22) 3 шт., диаметр дросселей и каналов 3 мм: $Pc1$ - усилие для 1 варианта расчета на штоке на ходе сжатия, Н; $Po1$ - усилие для 1 варианта расчета на штоке на ходе отбоя, Н; v - скорость движения штока (поршня 2), м/с; $dдр$ - диаметр дроссельных отверстий и каналов, равен 3 мм для данного варианта расчета



Демпфирующая характеристика амортизатора, вариант 2: открыт один ряд дросселей 12 (4 дросселя) и 4 дросселя (поз. 19) в поршне 2, обоймы из четырех пружин 16 и 22 с начальной деформацией по 3 мм (пружины № 431, ГОСТ 3057-90), клапанные дроссельные каналы - на сжатие (поз.21) 6 шт., на отбой (поз. 22) 3 шт., диаметр дросселей и каналов 3 мм $Pc2$ - усилие для 2 варианта расчета на штоке на ходе сжатия, Н; $Po2$ - усилие для 2 варианта расчета на штоке на ходе отбоя, Н; v - скорость движения штока (поршня 2), м/с; $dдр$ - диаметр дроссельных отверстий и каналов, равен 3 мм для данного варианта расчета