

на правах рукописи



Орлов Денис Сергеевич

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

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические
средства и комплексы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2025

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Репин Сергей Васильевич

Официальные
оппоненты:

Прядкин Владимир Ильич
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный лесотехнический
университет им. Г.Ф. Морозова»,
кафедра «Автомобили и сервис»,
заведующий кафедрой;

Молев Юрий Игоревич
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «Нижегородский
государственный технический университет
им. Р.Е. Алексеева», кафедра
«Автомобильный транспорт», профессор;

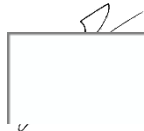
Ведущая организация: **ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский
политехнический университет Петра
Великого».**

Защита диссертации состоится «27» мая 2025 г. в 11:00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.380.05 при ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» по адресу: 190005, г. Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4, аудитория зал заседаний диссертационного совета (аудитория № 220). Тел./Факс: (812) 316-58-73; E-mail: rector@spbgasu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» и на официальном сайте <https://dis.spbgasu.ru/specialtys/personal/orlov-denis-sergeevich>

Автореферат разослан «14» апреля 2025 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



С.М. Грушецкий

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

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., Дербаремдикер А.Д., Добромиров В.Н., Домнышев Д.А., Новак В.В., Шефер Л.А. и других, в том числе известные иностранные ученые углубленно рассматривали вопрос в работах Alonso M., Comas A., Kruse A., Eickhoff M., Tischer A., Раймпель Й. и других. 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 и 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 тех-

нологического 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: 74-й НПК студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства», 2021 г., г. СПб; 79-ой МНМ и НИК с подсекцией «Сервиса и эффективной эксплуатации дорожных и строительных машин», 2021 г., г. Москва; МНПК «Автомобиле- и тракторостроение», 2021 г., г. Минск; XVI МНПК «Актуальные вопросы организации автомобильных перевозок, безопасности движения и эксплуатации транспортных средств», 2021 г., Саратов; XXXV ННТК «Улучшение эксплуатационных показателей и технический сервис автомобилей, тракторов и двигателей», 2022 г., г. СПб; II МНПК «Транспортная доступность Арктики: сети и системы», 2022 г., г. СПб; III ВНС «Техническое обеспечение доступности арктических регионов», 2022 г., г. СПб; X МНПК «Реконструкция и анализ ДТП», 2022 г., г. СПб; XV МНПК «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах», 2022 г., г. СПб; XXVI МНПК «Решетневские чтения», 2022 г., г. Красноярск; LXXVII ММНПК «Архитектура. Строительство. Транспорт. Экономика», 2023 г., г. СПб; XXXVI ННТК «Улучшение эксплуатационных показателей и технический сервис автомобилей, тракторов и двигателей», 2023 г., г. СПб; III МНПК «Транспортная доступность Арктики: сети и системы», 2024 г., г. СПб.

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 17 опубликованных работах, общим объемом 24,77 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; 4 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 страниц приложений. Библиографический список литературы включает 122 наименования, объем диссертации составляет 158 страниц.

Во введении изложена актуальность диссертационного исследования, представлена цель, задачи, объект, предмет и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проанализированы исследования в области условий эксплуатации ТТМ, особенности конструкций подвесок и их элементов обеспечения движения ТТМ на базовом колесном шасси, определены требования к ГПА, цели и задачи исследований.

Во второй главе проведено исследование степени вариации нагрузок на оси ТТМ, смонтированных на базе автомобильных шасси, разработана конструкция ГПА, отвечающая требованиям, разработанным в первой главе, описана его работа.

В третьей главе разработан алгоритм расчета конструктивных параметров нового амортизатора и его адаптации к различным нагрузкам на колесо и неровности дороги, выполнено математическое моделирование и численный эксперимент работы нового амортизатора. Получены характерные точки прогрессивной упругой и прогрессивно-регрессивной демпфирующей характеристик, давление закачки газа в амортизатор для конкретной ТТМ.

Выполнены экспериментальные исследования упругой характеристики амортизатора, получено значение показателя политропы.

В четвертой главе рассчитано технико-экономическое обоснование для оценки эффективности внедрения метода исследования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

Исследования проводились на базе литературных и других информационных источников, обрабатывались средствами статистического анализа Excel. Рассмотрены ТТМ, установленные на шасси с колесной формулой

4x2 и 4x4 в количестве 22 штуки и с колесной формулой 6x4 и 6x6 в количестве 23 штук. Расчет проводился на примере ТТМ в снаряженном состоянии и полном (нагруженном).

На базовом шасси одной марки КАМАЗ может быть установлено до 6 видов технологического оборудования ТТМ: бортовой КАМАЗ-4308 (4X2), мусоровоз HARVEST на шасси КАМАЗ 53605 (боковая загрузка), Автотопливозаправщик CHAMELEON-8,5 на КАМАЗ-43253, самосвал КАМАЗ-43255 (4X2), Автобетоносмеситель 58145 и автокран ИВАНОВЕЦ КС-35714К-3. Для одного базового шасси максимальная степень вариации нагрузок с учетом состояний снаряженного и полной загрузки составляет: на переднюю ось – 4, на заднюю ось – 7 (рис. 1). Такие же интервалы вариации нагрузок имеют место и для других марок шасси.

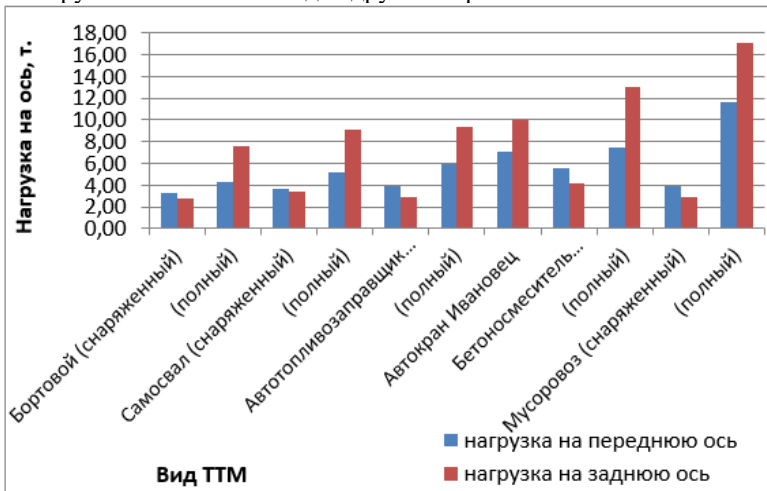


Рис. 1. Фрагмент сравнения степени вариации нагрузок на оси различных ТТМ на шасси одной марки КАМАЗ (4x2)

2. Математические модели, рабочих процессов ГПА при взаимодействии шасси ТТМ с опорной поверхностью, направленные на снижение амплитуды колебаний и динамической нагрузки шасси и адаптации амортизатора к различным нагрузкам на оси

Математическое моделирование выполнялось для специально разработанного двухтрубного ГПА (ДГПА), снабженного газовой камерой, выполняющей роль упругого элемента с прогрессивной упругой характеристикой (рис. 2), по следующему алгоритму:

1. Описание геометрии амортизатора
2. Моделирование упругой характеристики

3. Моделирование давления закачки газа в амортизатор
4. Моделирование демпфирующей характеристики
5. Моделирование процесса снижения амплитуды и динамических нагрузок при движении по неровной дороге с препятствием типа «волна» с перепадом по вертикали более 0,1 м
6. Моделирование влияние температуры на параметры упругой характеристики
7. Сравнение характеристик колебательного процесса, получаемых при параметрах подвески до внесения изменений в конструкцию подвески

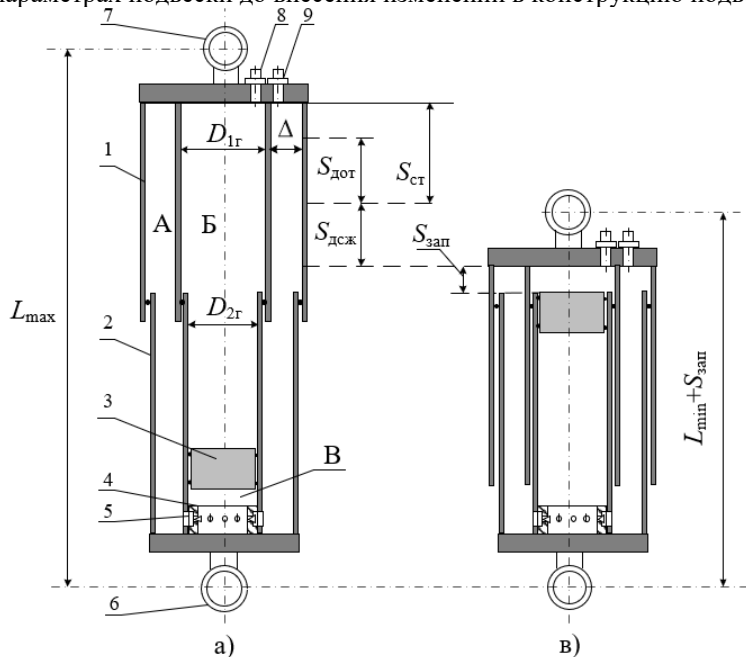


Рис. 2. Конструктивная схема и геометрические параметры нового амортизатора (патент на полезную модель № 194004): а, б – амортизатор на ходе динамического отбоя и сжатия; 1, 2 – верхний и нижний блоки цилиндров; 3 – пневматический поршень; 4 – дроссельно-клапанная втулка; 5 – окна; 6, 7 – проушины для крепления к шасси; 8, 9 – ниппели – гидравлический и газовый; геометрические параметры: L_{\max} , L_{\min} – максимальная и минимальная длина; S – деформации (хода), обозначение индексов: ст – статическое положение, сдж и сдот – динамическая сжатия и отбоя; диаметры: $D_{1г}$, $D_{2г}$ – внутренний газового верхнего и нижнего цилиндров; Δ – расстояние между внутренним и внешним гидравлическими цилиндрами; А, В – гидравлические полости; Б – газовая полость

Описание конструкции разработанного ГПА. Амортизатор содержит газовую полость Б, которая работает как пневматический упругий элемент при взаимном перемещении верхнего 1 и нижнего 2 блоков цилиндров, при этом амортизаторная жидкость (АЖ) перетекает через дроссельно-клапанную втулку 4 между полостями А и В. Процесс сжатия полости Б образует упругую прогрессивную характеристику. Втулка 4 содержит дросселирующие и клапанные каналы, клапаны сжатия и отбоя, обеспечивающие требуемые параметры и форму демпфирующей характеристики. Нишпели 8 и 9 предназначены для закачки газа и амортизаторной жидкости в ГПА.

Сочетание в одном устройстве упругого и демпфирующего элементов обеспечивает удобство монтажа подвески, а также более быстрый прогрев рабочей жидкости в условиях низких температур, что важно при эксплуатации машин в северных регионах.

Описание геометрии амортизатора. Выведены математические модели, связывающие рекомендуемые параметры: величины ходов и динамические усилия сжатия и отбоя – с конструктивными параметрами амортизатора: диаметрами цилиндров, объемами газовой и жидкостных полостей.

Моделирование упругой характеристики. Выведены математические формулы, связывающие значения перемещений амортизатора с величинами давлений, усилий и жесткости газовой пружины. Расчет давления в газовой полости Б (ВБ) выполнялся *в характерных пяти точках*, согласно рис. 3.

Расчет давления в полости Б начинается с положения статической деформации $S_{ст}$ (см. рис. 2), которой соответствует усилие $P_{ст}$ (именно это усилие и есть нагрузка на колесо, вариация которой исследовалась):

$$P_{ст} = \frac{P_{ст}}{F_B} = \frac{P_{ст}}{\frac{(D_{1г})^2}{4} \cdot \pi} \quad (1)$$

где $D_{1г}$ – внутренний диаметр верхней части газовой полости; F_B – площадь поперечного сечения газовой полости Б в верней ее части.

Давление в других i -ых характерных точках упругой характеристики рассчитывается при соответствующих им длинах амортизатора:

$$p_i = p_{ст} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{ст}} \right)^n = p_{ст} \cdot \left(\frac{F_B \cdot L_i}{F_B \cdot L_{ср}} \right)^n = p_{ст} \cdot \left(\frac{L_i}{L_{ср}} \right)^n \quad (2)$$

где n – показатель политропы.

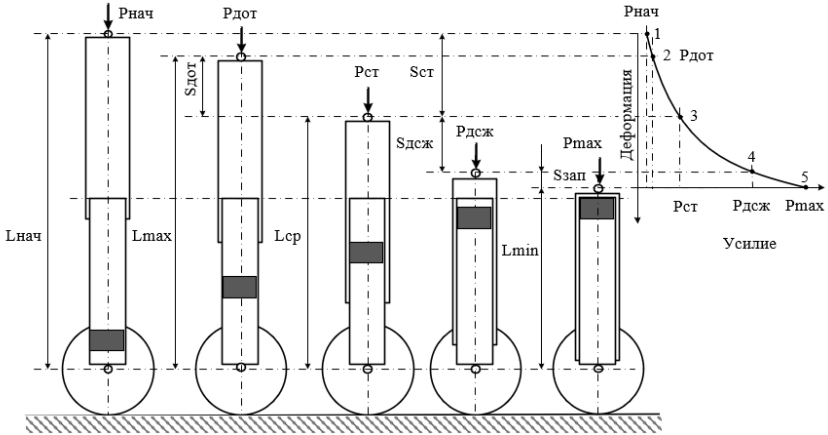


Рис. 3. Усилие P в характерных точках амортизатора: $L_{нач}$ – начальная длина, имеет место после сборки амортизатора; $P_{нач}$ – начальное усилие при длине $L_{нач}$, создается давлением закачки $r_{зак}$ газа в амортизатор; $L_{мах}$ – максимальная длина амортизатора, установленного на шасси, имеет 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; $S_{деж}$ – деформация динамического хода сжатия; $P_{деж}$ – усилие при деформации динамического хода сжатия; $L_{мин}$ – минимальная расчетная длина амортизатора, установленного на шасси, при суммарной деформации динамического хода сжатия $S_{деж}$ и запасного хода $S_{зап}$; $P_{мах}$ – максимальное усилие в амортизаторе при длине $L_{мин}$; 1...5 – характерные точки положений амортизатора

На рис. 4 и 5 показаны графики изменения давления и усилий в функции хода амортизатора, построенные в математической среде Mathcad. Моделирование выполнено для автокрана «Клинцы КС-35719-1-02 на шасси КамАЗ-43253» с параметрами: масса крана в транспортном положении – 15200 кг, нагрузка на переднюю ось – 7100 кг. Значения хода амортизатора соответствуют базовому шасси. Величины давлений отвечают требованиям на проектирование ГПА.

Представленная на рис. 5 упругая характеристика амортизатора имеет прогрессивный характер. На сопротивление $P_{мах}$ и форму упругой характеристики амортизатора в конце хода сжатия существенное значение оказывает запасной объем газовой камеры высотой $S_{зап}$, остающийся над газовым поршнем при максимальном ходе сжатия. Именно сопротивление $P_{мах}$ обуславливает отсутствие пробоя подвески на ходе сжатия.

Моделирование давления закачки газа в амортизатор. Давление закачки $p_{\text{зак}}$ газа в амортизатор обеспечивает требуемую величину статической деформации $S_{\text{ст}}$ подвески после монтажа амортизатора на машину. Давление закачки имеет место при начальной длине амортизатора $L_{\text{нач}}$ (при нулевой деформации $S = 0$) и рассчитывается по формуле (2) для точки $i = 1$. Установлено (см. рис. 3), что нагрузка $P_{\text{ст}}$ на колесо при различных видах ТТМ изменяется в пределах 13...90 кН (максимум в семь раз), во столько же раз должно меняться и давление закачки (см. ниже рис. 9).

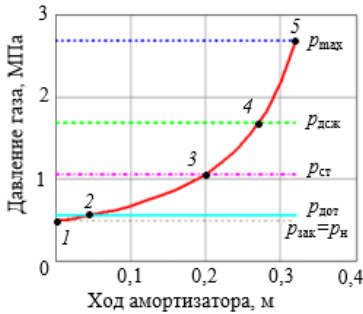


Рис. 4. Давление в газовой полости в функции деформации

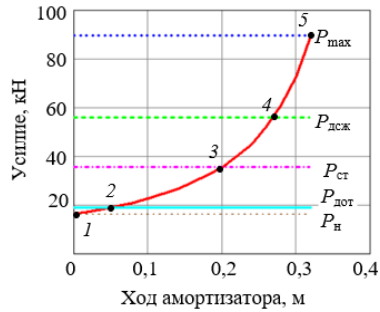


Рис. 5. Упругая характеристика амортизатора

Моделирование демпфирующей характеристики. Задача моделирования – математическое описание зависимости сопротивления амортизатора от скорости перемещения штока, пропускной способности клапанного блока на дроссельном и клапанном режимах, закона открытия клапанов.

Дроссельный режим. Дроссельный режим образует прогрессивный фрагмент демпфирующей характеристики. Проходные диаметры дроссельных отверстий втулки рассчитываются через поток, перетекающей через них жидкости, соразмерный произведению площади поперечного сечения полости A (FA) на скорость движения подвижного цилиндра до момента открытия разгрузочных клапанов сжатия $v_{\text{к1с}}$ и отбоя $v_{\text{к1о}}$, имеющих диапазон значений. Причем перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях втулки амортизатора определяется через формулу расхода жидкости через дроссель $Q = \mu \cdot F_{\text{др}} \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho_{\text{ж}})^{1/2}$ и площадь отверстий дросселей $F_{\text{др}} = n_{\text{др}} \cdot \pi \cdot d_{\text{др}}^2 / 4$:

а) при сжатии

$$\Delta p_{дрс} = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дрс}^2 \cdot \rho_{ж}}{2F_{др}^2} \quad (3)$$

б) при отбое

$$\Delta p_{дро} = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дрс}^2 \cdot \rho_{ж}}{2F_{др}^2} \quad (4)$$

где $d_{др}$ – диаметр дроссельных отверстий; $\rho_{ж}$ – плотность гидравлической жидкости; $n_{др}$ – количество дроссельных отверстий во втулке амортизатора; μ – коэффициент расхода дроссельных отверстий.

Закон открытия клапанов. Закон открытия клапанов определяет угол наклона и форму регрессивной части демпфирующей характеристики. Закон степени открытия клапанов в функции скорости перемещения подвижной части амортизатора выбран линейный ($i_{кл} = 1$ – показатель степени открытия клапанов). Клапаны открываются постепенно при изменении скорости движения подвижных цилиндров от $vk1c$ ($vk1o$) до $vk2c$ ($vk1o$): $valo$, $vk2o$ – скорости открытия и закрытия клапанов при отбое; $vk1c$, $vk2c$ – скорости открытия и закрытия клапанов при сжатии. Степень открытия клапанов описывается коэффициентом изменения степени открытия клапана: $k_{кс}(v)$ для сжатия и $k_{ко}(v)$ для отбоя (рис. 6).

$$k_{кс}(v) := \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq vk1c \\ \left(\frac{v - vk1c}{vk2c - vk1c} \right)^{i_{кл}} & \text{if } vk2c \geq v > vk1c \\ 1 & \text{if } v > vk2c \end{cases} \quad k_{ко}(v) := \begin{cases} 0 & \text{if } v \leq vk1o \\ \left(\frac{v - vk1o}{vk2o - vk1o} \right)^{i_{кл}} & \text{if } vk2o \geq v > vk1o \\ 1 & \text{if } v > vk2o \end{cases}$$

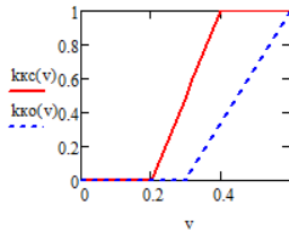


Рис. 6. Фрагмент программы и результат в Matcad моделирования коэффициента изменения степени открытия клапана

Клапанный режим. Величина пропускной способности клапанных отверстий определяет длину диапазона изменения скоростей на регрессивной части демпфирующей характеристики. В клапанном режиме пропускная способность клапанного блока увеличивается за счет открытия клапанных

отверстий диаметром $d_{кл}$ и количеством $n_{кл}$. Выведены зависимости гидравлического сопротивления движению подвижного элемента амортизатора:

$$P_{C_{зидр}} = \begin{cases} \Delta p_{дрс} \cdot FA_c & \text{if } v < v_{кл1c} \\ \Delta p_{дрс2} \cdot FA_c & \text{if } v \geq v_{кл1c} \end{cases} \quad (5)$$

$$P_{O_{гидр}} = \begin{cases} \Delta p_{дро} \cdot FA_o & \text{if } v < v_{кл1o} \\ \Delta p_{дро2} \cdot FA_o & \text{if } v \geq v_{кл1o} \end{cases} \quad (6)$$

где FA_c , FA_o – площадь сечения гидравлической полости A на сжатии и отбое; $\Delta p_{дрс2}$, $\Delta p_{дро2}$ – перепад давления на дроссельных и клапанных отверстиях сжатии и отбое; $\Delta p_{дрс}$, $\Delta p_{дро}$ – перепад давления на дроссельных отверстиях на сжатии и отбое.

Первая строка в формулах (5) и (6) соответствует дроссельному режиму, вторая – клапанному.

Выражение в итоговом варианте для расчета сил сопротивления амортизатора с учетом сил давления сжатого газа P_r в газовой полости, трения $P_{тр}$, тяжести P_T и сил инерции $P_{и}$ подвижных элементов амортизатора:

$$P_c = P_{C_{гидр}} + P_r + P_{тр} + P_T + P_{и} \quad (7)$$

$$P_o = P_{O_{гидр}} - P_r + P_{тр} - P_T + P_{и} \quad (8)$$

Демпфирующая характеристика моделировалась при рекомендованных разработчиками амортизаторов величинах сопротивления дросселей и клапанов (рис. 7).

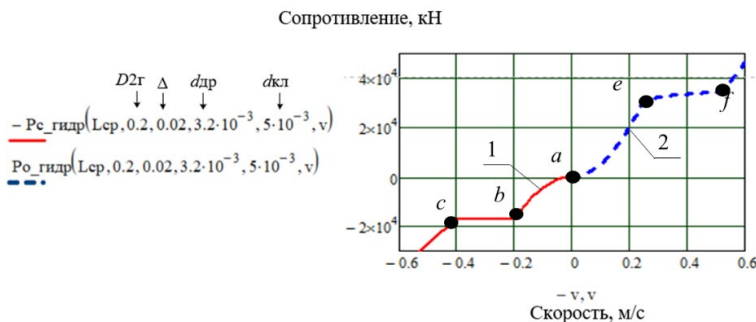


Рис. 7. Моделирование демпфирующих усилий в функции скорости подвижного элемента амортизатора: 1 – линия сжатия; 2 – линия отбоя; a-b, a-e – участки прогрессивной части характеристики; b-c, e-f – участки регрессивной части характеристики

3. Результаты численного эксперимента конструктивных параметров гидропневматического амортизатора

Численный эксперимент проводился в математической среде маткад по разработанным математическим моделям и данным конкретных ТТМ (рис. 8). Результаты численного эксперимента представлены в виде: расчета конструктивных параметров амортизатора; моделирования процесса снижения амплитуды и динамических нагрузок при движении по неровной дороге с препятствием типа «волна» с перепадом по вертикали более 0,1 м; моделирования влияние температуры на параметры упругой характеристики; сравнения характеристик колебательного процесса, получаемых при параметрах подвески до внесения изменений в конструкцию подвески.



Рис. 8. Алгоритм расчета параметров гидропневматического амортизатора на ЭВМ

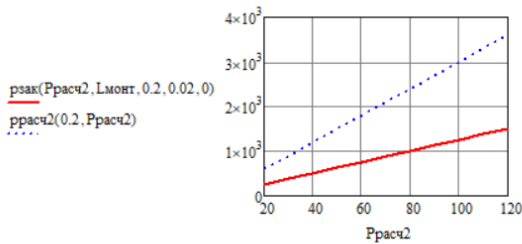
Расчет конструктивных параметров амортизатора. В качестве входных данных машины вводились: нагрузка на колесо в снаряженном состоянии; величины деформаций $S_{ст}$, $S_{деж}$, $S_{дот}$; конструктивные присоединительные размеры L_{max} , L_{min} . Таким образом, разрабатываемый амортизатор вписывается в конструкцию стандартной подвески и отвечает требованиям на проектирование.

Входные параметры амортизатора вводились в виде диапазона значений: конструктивные параметры, указанные на рис. 2, и другие, влияющие на рабочий процесс амортизатора (всего 18 параметров); параметры рабочих процессов взаимодействия подвески с неровной дорогой: скорости перемещения подвижного элемента амортизатора; величина неровностей дороги. Именно задание входных параметров в виде диапазона значений

позволяет установить рациональные конструктивные параметры для различных нагрузок на колеса и параметры дороги.

Результаты численного эксперимента некоторых параметров в графической форме частично представлены выше на рис. 4...7. Так, на рис. 7 показаны стрелками рациональные конструктивные параметры амортизатора, обеспечивающие получение характерных точек демпфирующей характеристики в рекомендуемых проектировщиками машин пределах. Представленный на рис. 9 фрагмент программы моделирования давления закачки газа в амортизатор (рабочий параметр) показывает, что в моделировании изменяемыми параметрами являются расчетная нагрузка на колесо $P_{\text{расч2}}$, монтажная длина амортизатора $L_{\text{монт}}$, диаметр газового поршня D2r, расстояние Δ между внутренним и внешним гидравлическими цилиндрами, деформация амортизатора S .

$$p_{\text{зак}}(P_{\text{расч2}}, L_{\text{монт}}, D2r, \Delta, S) := p_{\text{расч2}}(D2r, P_{\text{расч2}}) \cdot \left(\frac{VB(L_{\text{сп}}, D2r, \Delta)}{VB(L_{\text{монт}}, D2r, \Delta)} \right)^n$$



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

Рис. 9. Фрагмент программы моделирования давления закачки газа в амортизатор

Таким образом, рассчитываются все рациональные конструктивные и рабочие параметры, предающие возможность для снижения амплитуды колебаний и динамических нагрузок при движении ТТМ по неровной дороге. Количество листов Matcad-программы составило 62 шт., на программу зарегистрировано свидетельство авторского права № 2023683533.

Моделирование процесса снижения амплитуды и динамических нагрузок при движении по неровной дороге с препятствием типа «волна» с перепадом по вертикали более 0,1 м.

Рассматривается случай наезда на препятствие, вызывающий вертикальный удар снизу по колесу с силой F , равной динамическому усилию сжатия $P_{\text{дсж}} = 58$ кН (см. рис. 5), соответствующему динамической деформации сжатия $S_{\text{дсж}}$ газовой пружины. Расчетный случай описывается уравнением

$$\frac{d^2}{dt^2}y(t) + k \cdot \frac{d}{dt}y(t) + c \cdot y(t) - \frac{F}{m} = 0 \quad (9)$$

где m – подрессоренная масса шасси; c , k – коэффициенты упругости и демпфирования амортизатора соответственно, принятые в результате численного моделирования рабочих процессов демпфирующей и упругой частей амортизатора для конкретной марки ТТМ (автокран «Клины КС-35719-1-02 на шасси КамАЗ-43253»).

Решение уравнения (10) имеет вид

$$y(t) = -A_0 \cdot e^{(-q \cdot t)} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi) \quad (10)$$

где A_0 – амплитуда колебаний при наезде на препятствие.

Результаты моделирования показали вполне приемлемые параметры гашения динамических нагрузок ТТМ (рис. 10): уже на первом полупериоде колебаний амплитуда снизилась до 0,03 м, скорость колебаний до 0,2 м/с, а ускорение – до 6 м/с². Колебания почти угасли за один период колебаний.

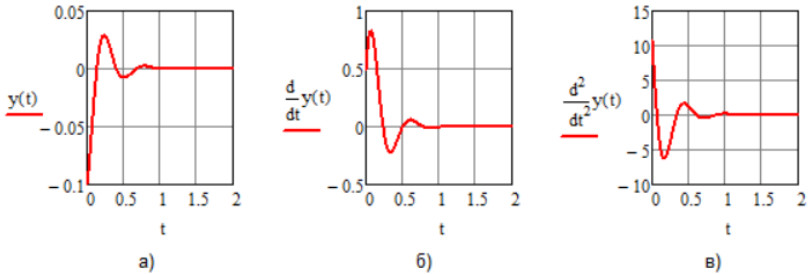


Рис. 10. Деформация амортизатора при наезде на препятствие при $C_{деж}$ находится в пределах конструктивных параметров (а – амплитуда, б – скорость, в – ускорение колебаний)

Моделирование влияние температуры на параметры упругой характеристики. При повышении температуры повышается давление газа, что влияет на величину жесткости C газовой пружины, и снижается вязкость амортизаторной жидкости (АЖ), что сказывается на коэффициенте демпфирования.

Влияние температуры на упругую характеристику. Согласно закону Шарля, давление газа при постоянном объеме (изохорный процесс) меняется линейно с температурой по формуле:

$$p_1 = p_0 \cdot (1 + \beta \cdot t_1) \text{ при } V = \text{const}, \quad (11)$$

где p_1 – давление газа при температуре t_1 , взятой по шкале Цельсия, p_0 – давление газа при 0°C, β – термический коэффициент, $\beta = 1/273,15$.

Тогда давление p_2 при температуре t_2 может вычислено по формуле (рис. 11):

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{1 + \beta \cdot t_2}{1 + \beta \cdot t_1}. \quad (12)$$

Моделирование показало, 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 $t = -50^\circ\text{C}$ (рис. 11). Средняя жесткость газовой пружины увеличится в 1,7 раза при изменении температуры от 20 до 80°C (рис. 12).

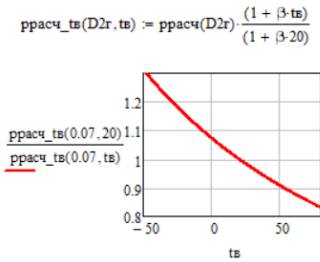


Рис. 11. Относительная зависимость расчетного давления в амортизаторе от температуры воздуха в газовой полости при диаметре газового поршня 0,07 м

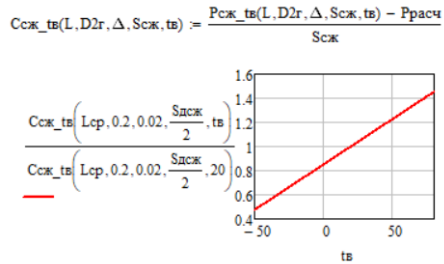


Рис. 12. Изменение средней жесткости газовой пружины в зависимости температуры воздуха $t_{\text{в}}$

Данное изменение можно считать несущественным, так как влияние на параметры процесса снижения амплитуды и динамических нагрузок не превышает 8%. Отсюда общий вывод – амортизатор стабильно обеспечивает снижение динамических нагрузок ТТМ в рассматриваемом диапазоне температур.

Влияние температуры на демпфирующую характеристику. Кинематическая вязкость при изменении температуры от 0 до 50°C изменяется в пределах 20...30%, что согласно исследованиям, приведенным в диссертации, незначительно влияет процесс гашения колебаний.

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

В конструкцию подвески были внесены следующие изменения:

- повышена жесткость на большой величине хода сжатия, значит, увеличилось среднее значение жесткости, подставляемое в дифференциальное уравнение;

– понижено среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора за счет придания демпфирующей прогрессивной характеристике дополнительной части – регрессивной.

Результаты моделирования колебательного процесса подрессоренной массы при наезде на препятствие типа волна с перепадом по вертикали от 0,1 м показали, что внесения изменений в конструкцию обеспечивает:

- 2-х кратное снижение амплитуды и скорости колебаний;
- 3-х кратное уменьшение ускорения колебательного процесса.

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

Анализ исследований работы пневмоподвески показал, что 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 определение более точного значения показателя политропы на опытном образце амортизатора.

Задача экспериментальных исследований – определение показателя политропы газовой пружины амортизатора с целью уточнения теоретических моделей расчета параметров упругой характеристики.

Для проведения экспериментов был разработан и изготовлен экспериментальный образец амортизатора (рис. 13) и испытан на специальном стенде (рис. 14) на Амортизаторном заводе «Плаза» г. Санкт-Петербург (<http://plaza.spb.ru>). Скорость перемещения поршня устанавливалась минимальной, чтобы исключить влияние гидравлической составляющей сопротивления.

Расчеты показателя политропы выполнялись на основе расчетной схемы экспериментального амортизатора в следующем порядке: расчет геометрических характеристик образца; объемов газовых полостей и давлений на различных ходах штока; вывод расчетной формулы для показателя политропы и вычисление.

Расчет показателя политропы. Выведено соотношения из формул.

$$\frac{P_{лдсж}}{P_{лдом}} = \left(\frac{V_{лдом}}{V_{лдсж}} \right)^{nl}, \quad (13)$$

где nl – экспериментальный показатель политропы; $V_{лдом}$, $V_{лдсж}$ – объемы газовой полости экспериментального амортизатора на динамических ходах сжатия и отбоя.

Таблица 2 – Результаты замеров усилий сжатия
и отбоя на экспериментальном образце

№ эксп.	Усилие отбоя $P_{\text{отб}}$, кгс	Усилие сжатия $P_{\text{сж}}$, 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

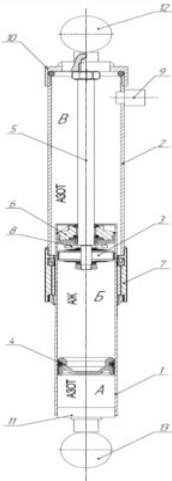


Рис. 13. Экспериментальный амортизатор: 1 – цилиндр, 2 – резервуар, 3 – гидравлический поршень, 4 – разделительный поршень, 5 – шток, 6 – направляющая втулка, 7 – уплотнительно-направляющая втулка, 8 – стопорное кольцо, 9 – ниппель, 10 – верхняя крышка, 11 – нижняя крышка, 12, 13 – проушина

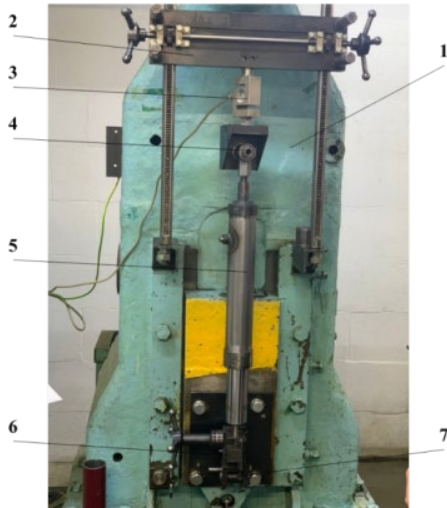


Рис. 14. Стенд для проведения экспериментальных исследований: 1 – станина; 2 – верхняя опора (регулируемая); 3 – тензодатчик; 4, 6 – верхнее и нижнее крепление; 5 – экспериментальный амортизатор; 7 – виброгенератор

Тогда показатель политропы экспериментального амортизатора

$$n_l = \log \left(\frac{P_{лдсж}, V_{лдом}}{P_{лдом}, V_{лдсж}} \right) = 1.258$$

Принимаем $n_l = 1,26$.

Таким образом, экспериментально полученный показатель политропы $n_l = 1,26$ совпадает с принятым в теоретических исследованиях.

ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Внедрение результатов исследования. Результаты диссертационной работы внедрены:

- в процесс освоение учащимися СПбГАСУ программы дисциплины «Машины для землеройных работ» и УМЦ «Ленавтотранс» в курс переподготовки: «Контролер технического состояния ТС АТ» и «Специалист ответственный за БДД»;

- в служебную деятельность производственного цеха АО «АЗ «Плаза», АО «Дорожное эксплуатационное предприятие № 7» при работе комплексных дорожных машин по содержанию и ремонту автомобильных дорог, а также в АО «Спутник АРБ» для расчетов заправки газом амортизаторов при техническом обслуживании и ремонте для каждого типа ТТМ.

Расчет экономической эффективности исследований. Согласно исследованиям Яценко Н.Н. применение нового амортизатора, двукратно снижающего амплитуду колебаний и динамические нагрузки на шасси ТТМ при движении по неровной дороге, дает следующие основные положительные эффекты:

- повышение скорости движения на 20...30 %;
- увеличение долговечности элементов подвески на 10...20 %;
- снижение вероятности отказов на 8...15 %.

В диссертации выполнен расчет экономического эффекта только за счет увеличения скорости движения автокрана «Клинцы КС-35719-1-02 на шасси КамАЗ-43253», работающего на территориально разнесенных объектах в условиях неровной дороги, состоящей из следующих элементов:

- Выбоина – местное разрушение дорожного покрытия, имеющее вид углубления с резко очерченными краями;
- Пролом – полное разрушение дорожного покрытия на всю толщину, имеющее вид углубления с резко очерченными краями;
- Гребенки – неровности в виде чередующихся правильных и четко выраженных поперечных выступов, и впадин на покрытиях переходного типа;

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

Эффект заключается сокращения времени перемещения между строительными объектами и в увеличении доли рабочего времени на работу на объекте.

Экономический эффект составил 15 тыс. руб. в месяц на одну машину. Срок окупаемости применения новых амортизаторов составит не более пяти месяцев.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан метод снижения амплитуды колебаний и динамических нагрузок ТТМ на автомобильном шасси при движении по неровной дороге, основанный на применении двухтрубного гидропневматического амортизатора, снабженного газовой камерой, выполняющей роль упругого элемента с прогрессивной упругой характеристикой, и дроссельно-клапанной втулкой, дающей прогрессивно-регрессивную демпфирующую характеристику, и обладающего возможностью адаптации под различную нагрузку на колесо.

2. На основе анализа нагрузок на оси сорока пяти ТТМ, смонтированных на автомобильные на шасси, выполнена оценка степени вариации нагрузок на оси с целью установления параметров адаптации разрабатываемого ГПА для использования в шасси ТТМ. Для одного базового шасси максимальная степень вариации нагрузок с учетом состояний снаряженного и полной загрузки составляет: на переднюю ось – 4, на заднюю ось – 7. Такие же интервалы вариации нагрузок имеют место и для других марок шасси.

3. В рамках развития положений теории рабочих процессов транспортно-технологических машин, взаимодействующих с опорной поверхностью в виде неровной дороги посредством опорных модулей, разработаны математические модели расчета параметров ГПА, обеспечивающие снижение амплитуды колебаний и динамических нагрузок на шасси ТТМ и адаптацию под различные нагрузки на оси.

4. Посредством численного эксперимента рабочих процессов амортизатора при взаимодействии шасси ТТМ с опорной поверхностью по специально разработанной программе, на которую получено свидетельство авторского права, рассчитаны:

– рациональные конструктивные параметры ГПА для конкретной ТТМ, обеспечивающие снижение амплитуды колебаний и динамических нагрузок на шасси ТТМ;

- давление закачки газа в амортизатор для адаптации к различным нагрузкам на оси;
- характеристики процесса снижения амплитуды и динамических нагрузок при движении по неровной дороге с препятствием типа «волна» с перепадом по вертикали более 0,1 м – амплитуду, скорость и ускорение колебаний, подтверждающие правильность выбора параметров;
- показатель влияния температуры на параметры упругой характеристики;
- показатели сравнения характеристик колебательного процесса, получаемых при параметрах подвески до внесения изменений в конструкцию подвески.

5. Экспериментально установлено значение показателя политропы газовой пружины.

СПИСОК РАБОТ ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Монографии:

1. **Орлов, Д.С.** Обеспечение плавности хода транспортно-технологических машин на автомобильном ходу : монография / С. В. Репин, В. Н. Добромиров, Д. С. Орлов, Р. Р. Букиров ; Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. – Санкт-Петербург : СПбГАСУ, 2024. – 165 с. – Текст : непосредственный ISBN 978-5-9227-1409-9

2. **Орлов, Д.С.** Методические основы преподавания дисциплин по изобретательскому творчеству в техническом вузе: монография / С. В. Репин, Д. С. Орлов, Р. Р. Букиров, А. М. Войтко; Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. – Санкт-Петербург: СПбГАСУ, 2024. – 156 с. – Текст: непосредственный. ISBN 978-5-9227-1354-2

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

3. **Орлов, Д.С.** Расчет осевых нагрузок наземных транспортно-технологических машин / Орлов Д.С. // Грузовик. – 2024. - № 2 – С. 39-42 DOI: 10.36652/1684-1298-2024-2-39-42

4. **Орлов, Д.С.** Исследование параметров упругой характеристики гидропневматического амортизатора шасси транспортно-технологических машин / С. В. Репин, А. Е. Пушкарев, Д. С. Орлов [и др.] // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 7. – С. 503-508. – DOI 10.24412/2071-6168-2024-7-503-504.

5. **Орлов, Д.С.** Адаптация гидропневматического амортизатора мобильных строительных машин для эксплуатации в условиях низких температур / С. В. Репин, А. Е. Пушкарев, Р. А. Литвин [и др.] // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 8. – С. 541-548. – DOI 10.24412/2071-6168-2024-8-541-542.

6. **Орлов, Д.С.** 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.

7. **Орлов, Д.С.** Исследование процессов обеспечения плавности хода транспортно-технологических 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.

8. **Орлов, Д.С.** Исследование применения беспробойного пневмогидравлического амортизатора для повышения плавности хода транспортно-технологической машины / С. В. Репин, Д. С. Орлов, С. Е. Максимов, О. А. Бардышев // Грузовик. – 2022. – № 1. – С. 10-14.

9. **Орлов, Д.С.** 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.

Публикация в издания SCOPUS:

10. **Orlov D.** Studying the operation of the pneumohydraulic shock absorber with zero bottoming in the suspension of a transport and handling machine / Sergey Repin, Ivan Vorontsov, Denis Orlov, Roman Litvin // Architecture and Engineering. – 2023. – Vol 8, No 1, – p.p.82-87 DOI: 10.23968/2500-0055-2023-8-1-82-87

Публикации в прочих изданиях:

11. **Орлов, Д.С.** Построение упругой характеристики беспробойного пневмогидравлического амортизатора в подвеске транспортно-технологической машины / С. В. Репин, Д. С. Орлов // Решетневские чтения : материалы XXVI Международной научно-практической конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева, Красноярск, 09–11 ноября 2022 года. Том Часть 1. – Красноярск: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева", 2022. – С. 589-591.

12. **Орлов, Д.С.** 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.

13. **Орлов, Д.С.** 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.

14. **Орлов, Д.С.** 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.

Патенты:

15. Патент на полезную модель № 226444 U1 Российская Федерация, МПК F16F 9/06. Гидропневматический амортизатор : № 2024105320 : заявл. 29.02.2024 : опубл. 04.06.2024 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, Д. С. Орлов [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет".

16. 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. Зыбкин, Д. С. Орлов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет».

17. 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».

Компьютерная верстка *В. С. Весниной*

Подписано к печати 21.03.2025. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 1,6. Тираж 120 экз. Заказ 24.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет.
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская, д. 4.

Отпечатано на МФУ. 198095, Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 32, лит. А