

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Новосибирский государственный аграрный университет»

На правах рукописи

ДОМНЫШЕВ ДМИТРИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**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

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент Долгушин А.А.

Новосибирск 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА, ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	10
1.1 Характеристика транспортного процесса в сельском хозяйстве Сибири	10
1.2 Влияние низких температур на эксплуатацию подвески грузовых автомобилей.....	16
1.3 Параметры функционирования гидравлических амортизаторов. Методы обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в сельском хозяйстве в условиях низких температур.	22
1.7 Выводы по главе, цель и задачи исследования.....	27
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗНАЧЕНИЙ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ	30
2.1 Расчет значений сил сопротивления на отбой и сжатии в зависимости от температуры окружающей среды.....	30
2.2 Расчет теплового баланса гидравлического амортизатора грузового автомобиля.....	37
2.4 Выводы по главе.....	45
3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР	47
3.1 Общая программа экспериментальных исследований.....	47
3.3 Методика стендовых и эксплуатационных испытаний.	53
3.3.1 <i>Исследование теплообразования гидравлического амортизатора грузового автомобиля при низких температурах эксплуатации</i>	53

3.3.2 Исследования влияния выбранных факторов на параметры функционирования амортизаторов грузового автомобиля при низких температурах эксплуатации	54
3.3.3 Исследование выбранного способа обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов за счет модифицированного состава амортизаторной жидкости.	56
3.4. Методика планирования экспериментов.....	57
Выбор отклика, числа факторов и уровней варьирования	57
3.5 Погрешность измерений и обработка экспериментальных данных.....	62
4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	73
4.1 Исследование равновесной температуры гидравлического амортизатора....	73
4.2 Результаты стендовых испытаний гидравлических амортизаторов в условиях низких температур	75
4.3 Экспериментальная проверка способа обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов	85
4.4 Технология обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов в условиях низких температур.....	89
4.5. Оценка технико-экономической эффективности выполненных исследований.	92
4.6. Выводы по главе.....	95
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	98
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	100
ПРИЛОЖЕНИЯ	114

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Для перевозок различных грузов, в том числе сельскохозяйственного назначения, на территории России используется преимущественно автомобильный транспорт [3,4]. Как показывает практика, выполнение более чем 70% объема работ приходится на период с низкой температурой от -7 до -34 °С продолжительностью практически в 7 месяцев [9]. Эта проблема является актуальной для грузовых автомобилей различных марок, используемых для перевозок, соответствующих особым критериям [39]. Однако в силу высоких требований по усовершенствованию транспортного процесса, по мнению А. Ю. Измайлова и Н. Е. Евтюшенкова, а также других ученых [25,37], одним из наиболее многочисленных (около 21% от всех грузовых автомобилей) и перспективным транспортным средством для транспортировки грузов в сельском хозяйстве являются грузовые автомобили семейства КамАЗ.

Эксплуатация неподготовленных автомобилей в условиях низких температур [31,32,34] влечет за собой увеличение нагрузок [35,36], что приводит к возрастанию количества отказов систем и агрегатов. По исследованиям А. А. Наумова и Ю. Н. Храпова [60,99], происходит рост количества отказов агрегатов и систем до 40% от общего их числа, в том числе до 9% приходится на подвеску. По результатам Е. В. Агеева и С. В. Щербакова, количество отказов подвески автомобилей в зимние месяцы увеличивается почти в 2,5 раза, большую долю которых составляют гидравлические амортизаторы (до 40%). Анализ неисправностей показал, что наиболее значимой является вытекание рабочей жидкости из амортизатора – до 55%.

Низкие температуры эксплуатации влияют не только на увеличение количества неисправностей элементов подвески, но и на ухудшение эксплуатационных характеристик автомобилей, таких как снижение средней эффективной скорости, увеличение тормозного пути, ухудшение условий труда, снижение производительности и увеличение эксплуатационных затрат [45,48,49,78]. Одним из основных элементов подвески, влияющих на активную

безопасность и наиболее подверженным влиянию низких температур и, как следствие, износу, является гидравлический амортизатор [26].

В соответствии с требованиями нормативного документа ГОСТ 34339-2017, одним из показателей, определяющих условия функционирования гидравлических амортизаторов подвески являются силы сопротивления. Значения сил сопротивления на отбой и сжатие должны соответствовать конструкторской документацией при максимальных скоростях поршня до 0,52 м/с, и не превышать допустимых пределов. В качестве рабочей в гидравлических амортизаторах используются специальные жидкости на нефтяной основе, увеличение вязкости при низких температурах которых приводит к существенно ухудшению функционирования амортизаторов. трансмиссии в комплексе. Таким образом, для функционирования гидравлических амортизаторов при низких температурах с параметрами, обусловленными конструкторской документацией, необходимо обеспечить свойства рабочей жидкости. Существующие способы решения данной проблемы не нашли широкого применения в силу низкой эффективности и значительных затрат для массового применения, а также малой изученности данного направления. Предполагается, что обеспечение эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов, работающих условиях низких температур возможно путем адаптации состава рабочей жидкости к условиям нагружения и температурам окружающей среды.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с планом НИР ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ в рамках государственной темы № 01201177760 «Энергосберегающее использование транспортных машин в суровых климатических условиях».

Цель исследования – повышение эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей, работающих в условиях низких температур, за счет применения модифицированной рабочей жидкости.

Объект исследования – процесс изменения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей в условиях низких температур.

Предмет исследования – зависимости изменения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей в условиях низких температур от изменения свойств рабочей жидкости.

Задачи исследования:

1. Установить зависимости изменения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей, работающих в условиях низких температур.

2. Разработать математическую модель процесса функционирования гидравлических амортизаторов автомобилей в условиях низких температур окружающей среды.

3. Обосновать и разработать состав рабочей жидкости для амортизаторов автомобилей, используемых в сельском хозяйстве при низких температурах.

4. Провести производственную проверку и оценить экономическую эффективность полученных результатов исследования.

Научная новизна работы:

– установлены зависимости изменения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей работающих в условиях низких температур;

– разработана математическая модель процесса функционирования гидравлических амортизаторов автомобилей в условиях низких температур окружающей среды;

– обоснован модифицированный состав рабочей жидкости для амортизаторов автомобилей, используемых в сельском хозяйстве при низких температурах.

Новизна технических решений, используемых при проведении исследований, подтверждена патентами РФ № 142785 и №.167373.

Теоретическая и практическая значимость.

1. Зависимости сил сопротивления на отбой и сжатие от температуры окружающей среды и состава амортизаторной жидкости.

2. Рекомендации по составу и условиям применения модифицированной жидкости для автомобилей, используемых при низких температурах.

3. Технология и техническое средство (патент № 167373 РФ) для сезонного технического обслуживания подвески.

4. Повышение средней технической скорости перевозки грузов на 21% и повышение производительности на 18%.

Методология и методы исследования: Основой для проведения теоретических и экспериментальных являлся системный подход, обеспечивающий анализ взаимодействия элементов подвески автомобилей, используемых при низких температурах для перевозок грузов, в том числе сельскохозяйственного назначения с учетом изменения режимов функционирования. В процессе исследований использованы положения гидростатики и гидродинамики, термодинамики, численные методы математического анализа и методы математического моделирования, современные программные комплексы систем автоматизированного проектирования и анализа. Экспериментальные и стендовые исследования были выполнены на лабораторных установках с использованием современных приборов и аппаратуры. Методы проведения и обработки полученных результатов экспериментальных данных соответствовали государственным методикам и стандартам.

Положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель описывающая процесс функционирования гидравлических амортизаторов автомобилей с учетом температуры окружающей среды, состава и свойств рабочей жидкости.

2. Зависимости изменения силового нагружения гидравлических амортизаторов при изменении температуры окружающей среды, скорости и величине перемещения штока амортизатора.

3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию состав и условий применения рабочей жидкости гидравлических амортизаторов автомобилей, работающих при низких температурах окружающей среды.

Степень достоверности и апробация работы. Достоверность подтверждается высоким объемом теоретических и экспериментальных исследований; использованием современных нормативных документов, ГОСТов, приборов и оборудования; сопоставлением результатов, полученных теоретическими и экспериментальными исследованиями; совпадением полученных результатов исследований с данными других ученых по соответствующей тематике; внедрением полученных результатов в производственные сферы; выступлениями с докладами на международных конференциях и семинарах с результатами исследований; публикацией и одобрением полученных материалов в ведущих журналах.

Результаты диссертационной работы обсуждались и докладывались на заседаниях кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка и на ученом совете Инженерного института Новосибирского ГАУ (2013 - 2020 гг.); на региональных научно-практических конференциях «Состояние и инновации технического сервиса машин и оборудования» в Новосибирском ГАУ (Новосибирск, 2011 и 2016 гг.); на II этапе Всероссийского конкурса на лучшую научную работу среди студентов, аспирантов и молодых ученых Минсельхоза России в Красноярском ГАУ (Красноярск, 2016 г.); на III этапе Всероссийского конкурса на лучшую научную работу среди студентов, аспирантов и молодых ученых Минсельхоза России в РГАУ МСХА им. К.А. Тимирязева (Москва, 2016 г.).

Реализация работы. Внедрение результатов исследований осуществлялась в период с 2018 по 2019 г. в ООО «Сибирская Нива» Маслянинского района НСО, в ООО «Соколово» Кольванского района НСО и ЗАО «Крутишинское» Черепановского района НСО. Обоснован и внедрен разработанный технологический процесс обеспечения сил сопротивления гидравлических амортизаторов. Результаты исследования используются в учебном и научно-исследовательском процессах ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 13 печатных работ, в том числе 4 публикаций в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 1 статья в зарубежном журнале, получено 2 патента РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, общих выводов, рекомендаций, библиографического списка, включающего 111 наименований, из них 6 на иностранных языках и 6 приложений. Общий объем составляет 119 страниц машинописного текста, который включает 8 таблиц, 34 рисунка.

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА, ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Характеристика транспортного процесса в сельском хозяйстве Сибири

Одним из наиболее важных эксплуатационных качеств автомобильных подвесок является сохранение заданных параметров поглощения вибрационных нагрузок при различных условиях эксплуатации [50]. Основными факторами, влияющими на ухудшение качества их работы, являются условия эксплуатации: транспортные, дорожные и климатические. При транспортировке грузов учитываются как объемы, виды и расстояния перевозок, так и условия при погрузке и разгрузке, а также условия ремонта и технического обслуживания транспортных средств [29,39].

На практике встречаются различные виды перевозок: специализированные, промышленные, общего назначения, сельскохозяйственные, строительные, а также транспортировка специализированных грузов, при обеспечении которых дополнительно уточняются условия транспортировки и возможные перегрузки. В зависимости от дорожных условий при использовании автомобилей принимаются во внимание тип дорожных покрытий, расчетная скорость движения, допустимые нагрузки на ось, элементы профиля дорожного полотна с учетом рельефа местности [1,5,78]. В качестве дополнительных условий также учитываются климатические особенности для прогнозирования и определения функционирования элементов. Все эти условия в итоге и определяют режим работы транспортного средства: нагрузочный и скоростной.

Большая часть территории Российской Федерации расположена в умеренном и холодном климатических районах [86]. Климат страны изменяется от морского на северо-западе до резкоконтинентального в Сибири и муссонного на Дальнем Востоке. Средние температуры в январе на территории Российской Федерации варьируют от 0 до -50°C , июля - от 1 до 25°C . Климатические факторы учитываются при установлении норм и технических требований, выборе режимов

испытаний, планировании, нормировании и организации технической эксплуатации, хранения и транспортирования автомобильного транспорта, приборов и технических изделий, предназначенных для эксплуатации. В качестве основных климатических факторов при районировании территории для технических целей принимаются температура и относительная влажность воздуха. Все климатические районы, кроме умеренного, создают особые условия для подвижного состава, характеризующиеся сочетанием неблагоприятных факторов. Так, для холодного климатического района на севере и востоке страны характерны не только низкая температура окружающего воздуха и ветры, но и более тяжелые дорожные условия (снежные заносы зимой, работа на дорогах с переходными покрытиями и прочее) [43,51]. Для жаркого, сухого, и очень жаркого сухого климатических районов, кроме высокой температуры, негативными факторами являются солнечная радиация и большая запыленность воздуха. Для повышения эффективности транспортного процесса и технической эксплуатации автомобилей в особых условиях используют автомобили специального исполнения (северного, горного и др.); производится корректирование нормативов технической эксплуатации автомобиля; применяются средства и способы, облегчающие пуск двигателя и послепусковой прогрев, а также работу других агрегатов в процессе дальнейшей эксплуатации.

Ухудшения условий работы агрегатов и систем автомобилей при низких температурах окружающего воздуха сказываются на распределении отказов в течение года и соответствующем изменении трудоемкости их устранения. На рисунке 1.1 представлено распределение потока отказов подвески автомобилей по месяцам года.

На графике четко прослеживается зависимость увеличения частоты отказов агрегатов подвеска при понижении среднесуточной температуры эксплуатации в период с ноября по март. При этом количество отказов подвески автомобилей в зимние месяцы возрастает почти в 2,5 раза [31].

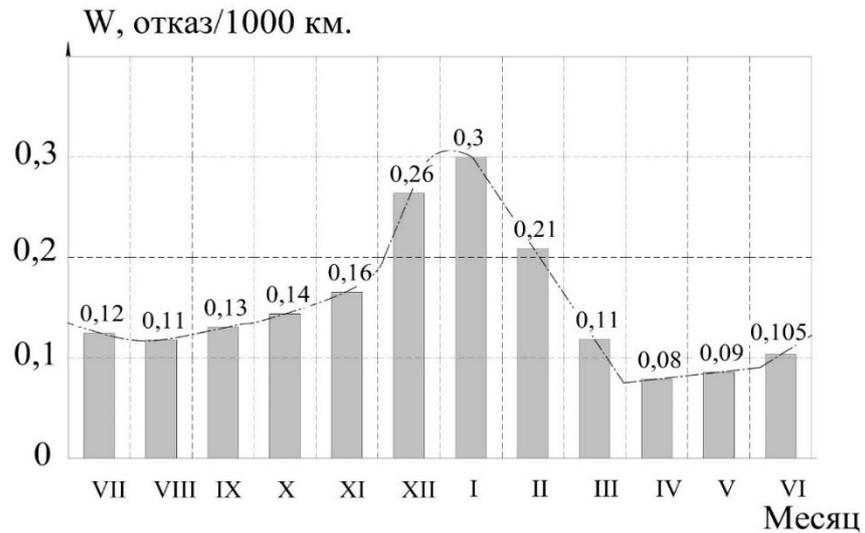


Рисунок 1.1 – Распределение отказов агрегатов подвески автомобилей по месяцам года

Эксплуатация неподготовленных автомобилей в условиях низких температур сопряжена с повышением сопротивления в агрегатах подвески из-за увеличения вязкости технической жидкости [100]. Это оказывает значительное влияние на увеличение расхода энергии для преодоления возникающих сил сопротивления шинами и подвеской, особенно после длительных стоянок на открытых площадках при низких температурах воздуха [10].

При перевозке грузов сельскохозяйственного назначения наиболее востребованным является автомобильный транспорт (рисунок 1.2) [9].

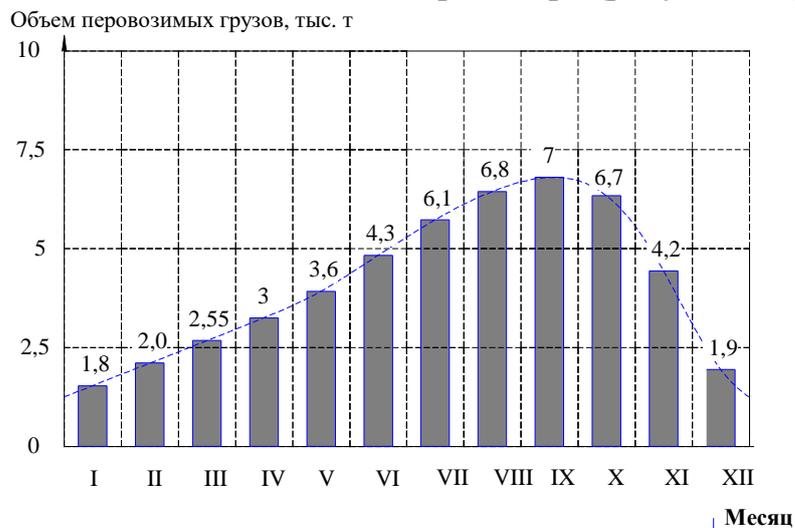


Рисунок 1.2 – Распределение объема перевозимых автомобильным транспортом грузов сельскохозяйственного назначения по месяцам

Как показывает практика, выполнение более чем 70% объема работ осуществляется грузовыми автомобилями [9] приходится на период с низкой температурой продолжительностью практически в 7 месяцев.

Согласно климатическим показателям, Новосибирская область относится к умеренной климатической зоне с континентальным климатом, умеренно-суровой продолжительной и малоснежной зимой, кратковременным жарким летом и малооблачной осенью с ранними заморозками. Распределение средних минимальных температур в Новосибирской области в течение года представлено на рисунке 1.3.

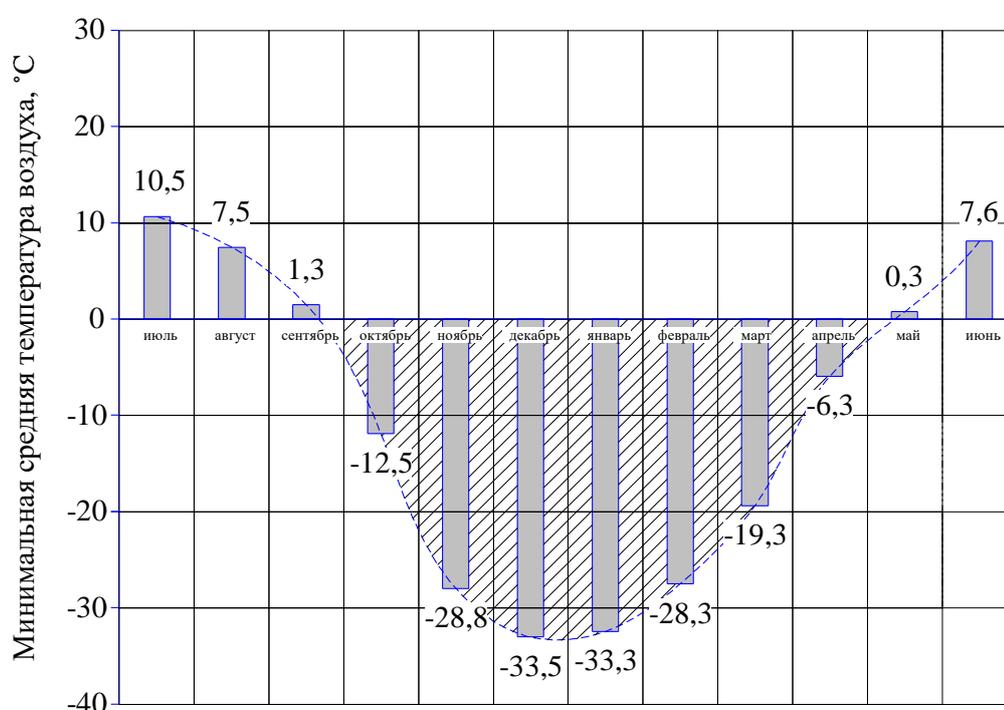


Рисунок 1.3 – Среднесуточная температура окружающей среды за 2016-2019 гг. в Новосибирской области

Анализ рисунка 1.3 показывает, что выполнение наибольшего объема работ приходится на период с низкой температурой от -7 до -34 °C при значительной его продолжительности.

В сельском хозяйстве наблюдается постоянный дефицит транспортных средств при сезонных работах при перевозке таких видов грузов как зерно, овощи, фрукты, различные корма, органические и минеральные удобрения, жидкости,

строительные материалы, техника и др. [8,9]. При этом к постоянно используемой технике предъявляются высокие требования: прежде всего, надежность, позволяющая обеспечить безотказную работу в течение всего сезона; значительная маневренность, удобство в использовании и малая трудоемкость подготовки агрегата к работе; экономичность и простота при эксплуатации; низкая трудоемкость технического обслуживания [103]. Вид груза также является одним из основных факторов, определяющих выбор типа подвижного состава по грузоподъемности и количеству сторон опрокидывания кузова [7,36,71]. Необходимо отметить, что в аграрном секторе эксплуатация транспорта имеет определенную специфику, к которой следует отнести физикомеханические и агробιологические свойства перевозимых грузов, расстояние перевозок, дорожные условия, объемы перевозок и их сезонные колебания, степень механизации погрузочно-разгрузочных работ и т.д. Отличительной особенностью транспортировки в сельском хозяйстве можно отнести перевозку легковесных грузов при неполном использовании грузоподъемности транспортных средств. Например, при использовании грузового автомобиля типа ГАЗ на 50% и транспортировании груза до 5 км, производительность перевозок снижается на 30%, а затраты на перевозку 1 тонны увеличиваются на 67% [36].

Перевозка сельскохозяйственной продукции с использованием автотранспорта отвечает определенными особенностями – сезонностью и расстоянием грузоперевозок. Наиболее значимыми в холодные месяцы эксплуатации являются внутрихозяйственные перевозки, составляют около 50% всего грузооборота. Такие грузы, как зерно (9,5%), корне-клубнеплоды (12,7%), молоко (4,3%), корма (34,5%), семена и удобрения (35%) и т.д. перемещают по территории хозяйства на расстояние от 1 до 20 км. Следовательно, для перевозки грузов в сельскохозяйственных предприятиях, в соответствии с рекомендациями [36] требуется использовать высокопроизводительную технику, отвечающую ряду конкретных условий и требований при ее использовании на протяжении всего календарного срока эксплуатации.

На 1 января 2020 г. в России числилось 3,78 млн грузовых автомобилей. Самой популярной маркой грузовиков в России является КамАЗ (927,3 тыс. шт.), далее идут автомобили ГАЗ (730 тыс. шт.) и ЗИЛ (495,6 тыс. шт.). Эти три марки занимают почти 57% отечественного парка грузовых машин. Такие марки, как МАЗ и «Урал» составляют по 290 и 173,6 тыс. шт. соответственно. Остальные марки грузовых автомобилей, в том числе иностранного производства, не превышают 110 тыс. шт.

Транспортировка грузов сельскохозяйственного назначения, осуществляется грузовыми автомобилями различных марок.

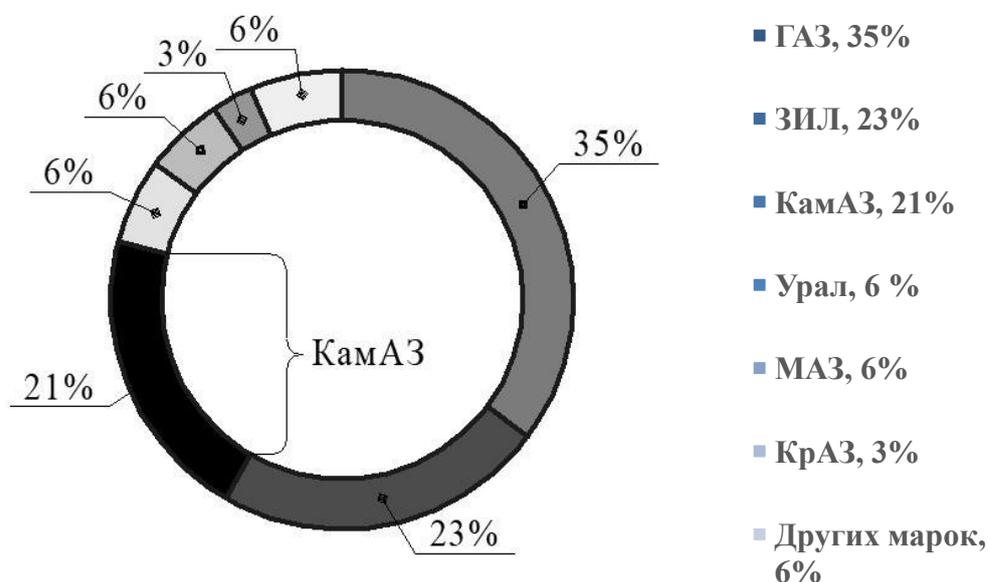


Рисунок 1.4 – Структура парка грузовых автомобилей в АПК Сибири, %

По исследованиям ученых, в АПК Сибири одним из наиболее многочисленных (рисунок 1.4) и перспективным транспортным средством являются грузовые автомобили семейства КамАЗ. В соответствии с исследованиями ученых Т.Д. Дзоценидзе, А.Г. Левшина, А.Ю. Измайлова и др. Анализ объемов и структуры перевозок грузов в сельском хозяйстве показал, что внутрихозяйственные перевозки составляют 67,3% от общего объема, внешние – 32,7%, из них 26,6% по завозу и 6,1% по вывозу грузов. Для обеспечения такого высокого объёма внутрихозяйственных перевозок наиболее предпочтительными

являются такие грузовые автомобили, как автомобили семейства КамАЗ, а так же их базовые шасси, используемые в качестве специализированного транспорта сельскохозяйственного назначения.

1.2 Влияние низких температур на эксплуатацию подвески грузовых автомобилей

На грузовых автомобилях, используемых для различных видов перевозок, в том числе и в сельском хозяйстве, например, в автомобилях семейства КамАЗ, одним из наиболее важных устройств, влияющих на безотказность работы всех узлов и механизмов, является подвеска [17,46,75,99]. При работе автомобилей при низких температурах эксплуатации происходит ухудшение функционирования большинства его агрегатов, вследствие чего увеличивается динамическая нагруженность, ухудшаются показатели плавности хода и падает средняя эффективная скорость движения, а также возрастает количество неисправностей (рисунок 1.5).

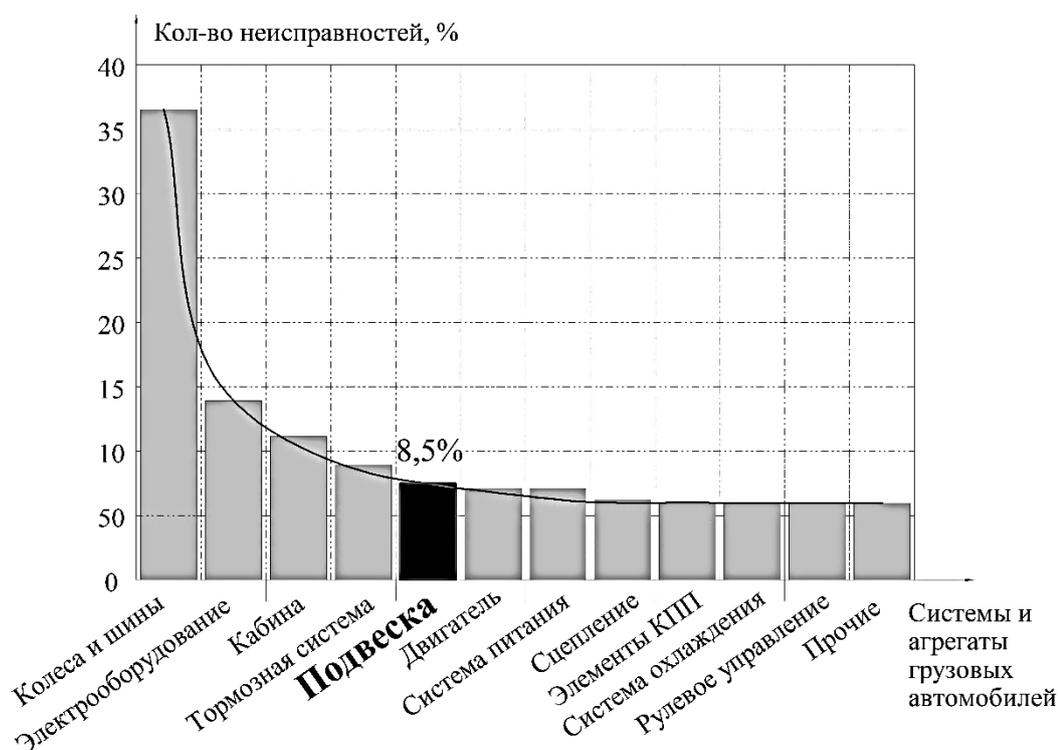


Рисунок 1.5 – Количество отказов систем и агрегатов автомобилей при эксплуатации в условиях низких температур

Анализ трудов ученых в области эксплуатации автомобильного транспорта показал, что работа элементов подвески с нарушением функционирования состояния снижает долговечность узлов и агрегатов всего автомобиля более чем в 1,5 раза [34,91] и ухудшает сохранность перевозимых грузов при их транспортировке [2,3,55,87]. Один из важнейших недостатков, связанных с эксплуатацией автомобилей в условиях низких температур - ухудшение управляемости, устойчивости и безопасности движения, и в конечном счете, снижение показателей надежности [4,18,72]. На рисунке 1.5 показано, что практически на 40% увеличивается количество отказов агрегатов и систем в условиях низких температур эксплуатации, причем на подвеску приходится до 9% от общего их числа. Усугубляется это и тем, что при транспортировке грузов при внутрихозяйственных перевозках из-за небольших расстояний транспортирования грузов (от 1 до 20 км) происходит незначительный нагрев элементов подвески, а при погрузочно-разгрузочных работах и их остывание (рисунок 1.6) за промежуток от 3 до 17 минут, тем самым нарушается их тепловой режим функционирования.

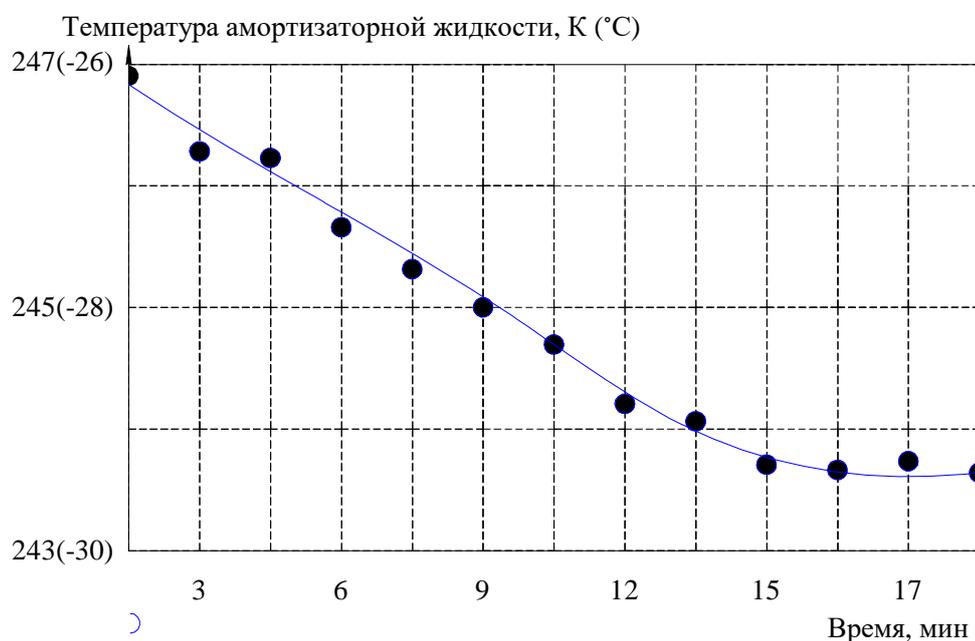


Рисунок 1.6 – Динамика охлаждения гидравлических амортизаторов.

М. М. Разяпов отметил, что при эксплуатации сельскохозяйственной техники и в том числе автомобильного транспорта в условиях низких температур

наблюдается значительное увеличение числа их отказов, особенно при отсутствии отапливаемых мест хранения. Как отмечено автором, наибольшее количество отказов происходит в зимние месяцы в зонах с холодным климатом [76]. Л. С. Приходько отметил, что дорожные условия влияют на изменение режимов работы агрегатов автомобиля, а также на долговечность агрегатов подвески и возникают неисправности, обусловленные выходом размеров деталей при износе их за пределы допуска, возможные вследствие продолжительной эксплуатации при низких температурах [3].

Неисправная подвеска увеличивает также продолжительность и частоту воздействий колебаний на водителя, возникающих при движении транспортного средства, частотой около 80 Гц. [77,83,108]. Наиболее важным показателем, определяющим высокий уровень технической готовности и безопасности автотранспортного средства и перевозимого груза, является функционирование агрегатов подвески в процессе движения в различных климатических условиях [92]. Этот показатель в значительной степени определяет комфорт и безопасность движения транспортных средств, сохранность перевозимых грузов, среднюю техническую скорость и др. [12,77]. Проблема нарушения теплового режима элементов подвески связана с повышением вязкости рабочих жидкостей, изменением давления и недостаточным функционированием основных подвижных узлов, изменением свойств резинотехнических изделий и металлов [66,67,68]. Практика показывает, что даже разовая эксплуатация неподготовленной техники при низких температурах приводит к отказам различных элементов и узлов (рисунок 1.7). Как указано на графике, увеличение нагрузок на элементы подвески влечет за собой возникновение таких поломок, как неисправности пружинных элементов (3%), износ и поломка рулевых шарниров (13%) и опорных элементов (21%), износ и разрыв резино-металлических шарниров [88,89,90,74,105].

Однако наибольшее количество неисправностей связано с неисправностями гидравлических амортизаторов [19,20,62,63,64,65], часть которых возникает при вытекании рабочей жидкости.

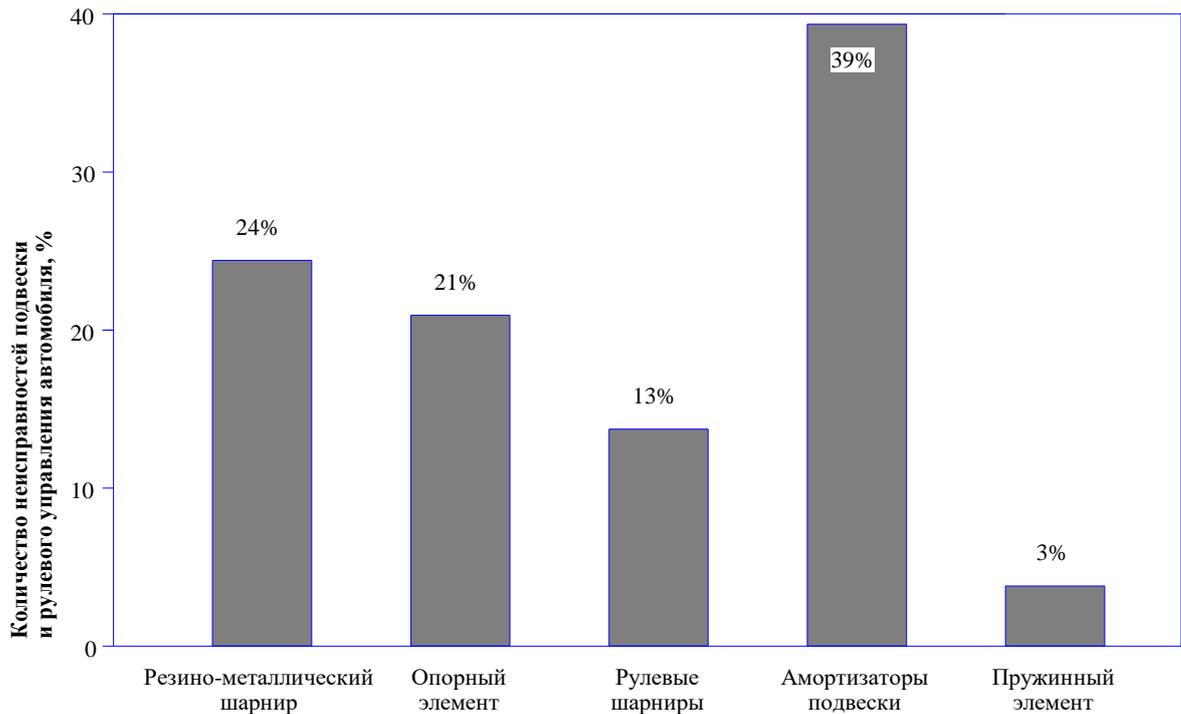


Рисунок 1.7 – Распределение неисправностей подвески автомобилей

На диаграмме на рисунке 1.8 представлена статистика неисправностей амортизаторов, большая часть которых связана с вытеканием рабочей жидкости и нарушением работы клапанной системы [60,79].

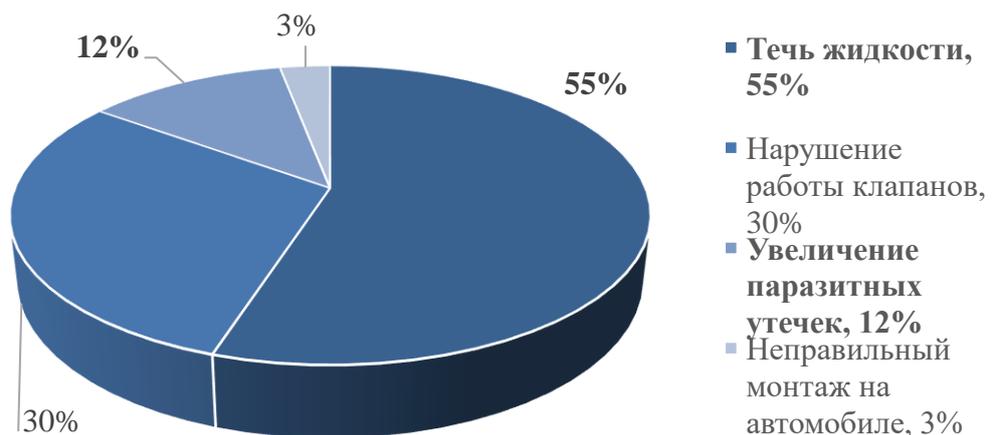


Рисунок 1.8 – Статистика причин утраты работоспособности гидравлических амортизаторов

Нарушение герметичности и утечка рабочей жидкости возникают из-за потери эластичности и повреждения сальникового уплотнения при перепадах

температур [21,22,107]. Возможно так же старение резины, обусловленное окислением каучука под действием кислорода в воздухе окружающей среды, разрушающим влиянием холода, механического утомления [111]. Это приводит к снижению устойчивости и эластичности рабочей поверхности сальника при механическом воздействии, а при повышении вязкости рабочая поверхность сальника становится менее эластичной, что увеличивает утечки амортизаторной жидкости и снижает ее уровень в основном резервуаре. Так, при величине утечек амортизаторной жидкости объемом до 15 % происходит снижение демпфирующей способности и уменьшение сил сопротивления до 50 % от номинального значения. При снижении эластичности рабочей поверхности сальника происходит попадание абразива и воды в основной резервуар с амортизаторной жидкостью, что приводит к ее вспениванию и эмульсированию, а это значительно ускоряет изнашивание клапанов внутренних элементов амортизатора. Происходит так же поломка либо износ уплотнительного кольца поршня при ухудшения смазывающих свойств амортизаторной жидкости вследствие разбавления ее водой и абразивными частицами.

Большая часть неисправностей, описанных ранее, проявляется в результате нарушения герметичности амортизаторов. По данным А. А. Наумова и др. [60], наблюдается увеличенный износ подвижных соединений и ослабление крепежных элементов цилиндра, а также нарушение взаимной эксцентричности направляющей втулки штока, сальников, обоймы, внутреннего цилиндра, поршня из-за низкого уровня амортизаторной жидкости. Вследствие вытекания рабочей жидкости возникает вероятность деформаций дисков клапанного механизма и неравномерного износа их седел. Из-за увеличенных зазоров возможно появление свободного перемещения штока без сил сопротивления в начале хода отдачи и сжатия.

Следовательно, одним из наиболее подверженного влияния низких температур и, как следствие, износу, является гидравлический амортизатор [4]. Большинство неисправностей амортизаторов, возникающих в том числе при низких температурах эксплуатации, связаны со значительным увеличением

вязкости рабочей жидкости [102] (рисунок 1.89). Основные амортизаторные жидкости – дистиллятные нефтяные масла, преимущественно веретенные, турбинные, трансформаторные, а также синтетические масла, изменение вязкости которых происходит по близким закономерностям с остальными топливно-смазочными материалами.

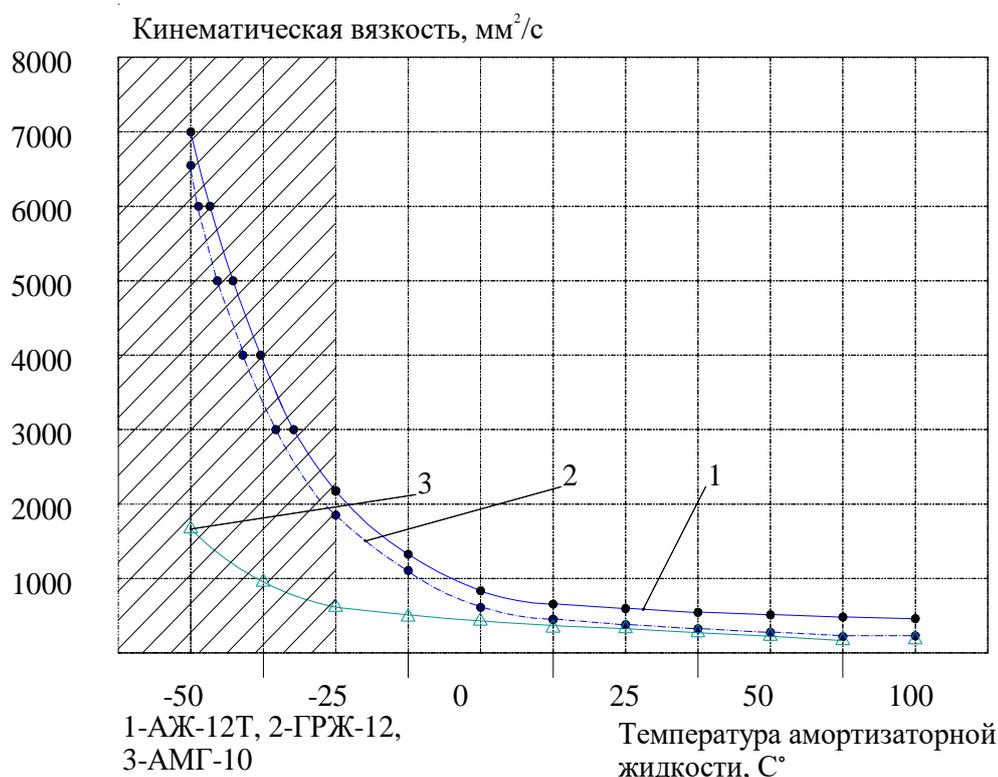


Рисунок 1.9 – Зависимость изменения кинематической вязкости амортизаторной жидкости марок 1 – АЖ-12Т, 2 – ГРЖ-12, 3 – АМГ-10 от ее температуры

На основе анализа используемых в амортизаторах рабочих жидкостей построен график изменения кинематической вязкости от их температуры (рисунок 1.9). Согласно графику, в интервале от нуля до -30°C значения растут почти в 4 раза. Наименьшее изменение вязкости в диапазоне от 300 до $1800\text{ мм}^2/\text{с}$ происходит у жидкости марки АМГ-10, однако она практически не используется в амортизаторах заводского исполнения. Значительно увеличивается кинематическая вязкость при температуре от нуля до минус 50°C у жидкостей АЖ-12Т и ГРЖ-12 – со значений 700 и $800\text{ мм}^2/\text{с}$ до 6700 и $7000\text{ мм}^2/\text{с}$ соответственно, что приводит к нарушению функционирования амортизатора в целом [102].

Так как происходит частичная блокировка движущихся элементов амортизатора, колебания, вызываемые неровным профилем поверхности, по которой перемещается автомобиль, не затухают в полном объеме, а частично передаются на кузов транспортного средства [93]. Снижение эффективности работы амортизаторов при низких температурах эксплуатации сказывается на увеличении интенсивности износа его деталей. Следовательно, для обеспечения функционирования амортизаторов при низких температурах эксплуатации требуется обеспечить вязкость рабочей жидкости в диапазоне, при котором возможно сохранение параметров функционирования и надежности.

1.3 Параметры функционирования гидравлических амортизаторов. Методы обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в сельском хозяйстве в условиях низких температур.

В соответствии с нормативным документом ГОСТ 34339-2017. Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний установлены технические требования к амортизаторам, определяющие условия функционирования, при которых силы, необходимые для перемещения и сдвига подвижных деталей, должны соответствовать требованиям конструкторской документации на амортизатор конкретной марки и конструкции [13]. При этом отклонения значений сил сопротивления амортизаторов при максимальных скоростях поршня до 0,52 м/с должны находиться в допустимых пределах. Построения рабочих диаграмм проводят в результате испытаний, в процессе которых подвижные детали амортизаторов должны перемещаться плавно, без заеданий, а значения сил сопротивлений не должны превышать предельных значений, указанных в конструкторской документации. На основании приведенного нормативного документа определено, что одним из наиболее важных

параметров, определяющих функционирование амортизаторов, является сила сопротивления в режиме работы амортизатора на отбой и сжатие.

Существуют различные способы обеспечения функционирования амортизаторов при низких температурах эксплуатации. В соответствии с описанными ранее проблемами разработана схема способов обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов (рисунок 1.10).



Рисунок 1.10 – Способы обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов автомобиля

Конструктивные способы обеспечения функционирования амортизаторов изложены в работах С. П. Рыкова и С. Н. Калинина и др. [27,28,38,80,81]. Особенностью этих способов является установка дополнительных обходных клапанов либо модернизация буфера отбоя для уменьшения сопротивления движению амортизаторной жидкости за счет дополнительных отверстий [6]. Одной из технических задач данного метода можно считать улучшение демпфирующих характеристик амортизатора за счет более свободного перетекания амортизаторной жидкости, а также возможности регулировать силы сопротивления в зависимости от вязкости рабочей жидкости [110]. К недостаткам данного способа можно отнести низкокэффе́ктивное гашение колебаний с малой амплитудой при нагреве

жидкости а также увеличение массы амортизаторов, а также внесение изменений в конструкцию заводского исполнения.

Так как большая часть амортизаторов имеют регрессивную характеристику демпфирования, в работах К. В. Чернышова, В. В. Новикова, А. С. Дьякова, И. М. Рябова, и др. [42,84,85] предлагается повышать уровень виброзащитных свойств и снижать уровень вибраций транспортных средств до норм [73], соответствующих требованиям, за счет применения прогрессивной характеристики амортизаторов. Учеными было доказано, что существуют зоны неэффективной работы амортизатора, при которых происходят значительные изменения сил сопротивления. Использование прогрессивных характеристик позволяет установить эффективность работы гидравлических амортизаторов и регулировать их в зависимости от условий эксплуатации, в том числе при низких температурах. Однако, как и в ранее описанном способе, требуется изменять конструкцию штатного узла дросселирования, что в большинстве случаев усложнит конструкцию, приведет к снятию с гарантии при ее изменении и увеличит стоимость амортизатора в целом.

В качестве эксплуатационных способов обеспечить функционирования амортизаторов возможно за счет управления тепловым режимом амортизатора либо управления вязкостно-температурными характеристиками амортизаторной жидкости. По мнению Ф. Н. Хламцова и др. управление тепловым режимом агрегатов возможно за счет сохранения внутреннего тепла теплоизоляционными материалами либо использования дополнительных источников тепла (различных нагревательных устройств [37,98]). Исследования влияния низких температур эксплуатации на работу агрегатов транспорта проводились в НАМИ, МАДИ, СиБАДИ, НИИАТ, ТюмГНГУ, СВФУ, СПбГАУ НГАУ, БашГАУ, а также в других организациях и учреждениях.

Анализ методов и средств обеспечения теплового режима позволил установить следующее: использование теплоизоляционных материалов для сохранения внутреннего тепла возможно [41,98], однако имеет низкую эффективность. Использование, например, чехлов из специального материала

является эффективным лишь в том случае, когда транспортное средство хранится в теплых помещениях, и позволяет лишь сохранять на короткий промежуток времени (до 3 ч) положительную температуру. При безгаражном хранении саморазогрев амортизаторной жидкости происходит в большей степени за счет дросселирования, для обеспечения которого требуется интенсивное функционирование амортизаторов, что зачастую невозможно. Для снижения теплообмена с окружающей средой возможно применение ряд специальных составов пенополиуретанов, термолакокрасок и жидких изоляционных покрытий. После нанесения покрытия на подготовленные поверхности агрегата образуется термоизолирующий слой, который препятствует потере теплоты в окружающую среду. Теплоотдача такого покрытия составляет в среднем $2,4 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$. Так же их применение малоэффективно, так как требуется качественная подготовка окрашиваемых поверхностей, и полное снятие покрытия при эксплуатации автомобилей в летний период года.

При использовании нагревательных элементов различного типа и исполнения возможно обеспечить тепловой режим амортизаторов, однако требуются значительные затраты на их приобретение, установку и обслуживание при эксплуатации, что в некоторых случаях может повлиять на увеличение расхода ресурсов. М. Л. Вертеем и Ю. А. Гуськовым разработаны подобные устройства для обогрева автомобильных амортизаторов за счет нагрева амортизаторной жидкости либо сохранения ее теплоты (патент № 142785).

Одним из перспективных способов обеспечения функционирования амортизаторов является управление вязкостно-температурными характеристиками применяемой жидкости.

Авторами Н. П. Мустафаевым, Б. И. Мусаевым, и др. был разработан состав амортизаторной жидкости, являющейся аналогом АЖ-12Т, применяемой в амортизаторах автомобилей, в том числе грузовых и специальной техники в качестве основной рабочей жидкости. Базовой основой предложенной амортизаторной жидкости являлась смесь трансформаторного и турбинного масла с добавкой специальных присадок: 0,2% Viscoplex-2670 и 0,5% Viscoplex 5-309,

0,5% ИХП-14М, 0,6% ДФ-11, 0,5% ионола, 0,003% ПМС-200А. Модификаторами в данном случае выступают специальные присадки, обеспечивающие улучшенные характеристики базовой жидкости. В качестве недостатка можно отметить отсутствие результатов исследований предложенной жидкости в реальных условиях, а также ресурсных испытаний [58].

Ю. Г. Морошкиным, В. С. Евсеевым, Р. Д. Балашовым и др. разработана композиция для изготовления гидравлической амортизаторной жидкости на основе смеси очищенной нефтяной основы с узкой дизельной фракцией и дополнительного набора загущающих, диспергирующих и противопенных присадок [56]. Технический результат достигался за счет увеличения индекса вязкости, уменьшения значений кинематической вязкости при -30°C , снижения температуры застывания, уменьшения склонности к вспениванию. В работах представлены данные авторов результаты испытаний представленной жидкости, однако результатов применения в реальных условиях не описано.

Существует способ улучшения вязкостно-температурных свойств технических жидкостей за счет разжижения маловязкими жидкостями или дизельным топливом, являющийся наиболее доступным в условиях предприятий. Исследования представленного способа показали, что при разжижении вязкого масла маловязким компонентом происходит не только уменьшение вязкости, но и снижение концентрации поверхностно-активных веществ, входящих в состав базового масла. Однако при увеличенном содержании поверхностно-активных веществ в базовом масле допустимо разжижение маловязким компонентом до определенных пределов. Опыт использования показал, что при разжижении базового масла происходит улучшение поступления смазывающего материала в зону зацепления зубчатых колес, а также вынос из этой зоны продуктов износа. Как показывает практика, использование разжиженного масла действует благоприятно и на тепловое состояние узла трения, и, как следствие, на его долговечность. В качестве примера исследован состав разжиженного трансмиссионного масла за счет добавления 10 % дизельного зимнего топлива или 20 % веретенного масла, что значительно улучшает вязкостно-температурные свойства базового масла [11].

Однако смазывающие свойства и способность разжиженного масла выдерживать высокие удельные давления значительно снижаются. При проведении ресурсных испытаний Н.В. Брусянцевым, Г.И. Клинковштейном и Г.П. Покровским выявлено, что износ механизмов силовой передачи происходит интенсивнее при использовании нигрола зимнего с добавлением от 10 до 20% зимнего топлива в условиях особо низких температур.

В соответствии с требованиями по технической эксплуатации транспортных средств большая часть приведенных способов приводит к изменению конструкции элементов штатных амортизаторов. Представленные способы по сохранению вырабатываемого тепла амортизаторов являются низкоэффективными при отсутствии гаражного способа хранения автомобилей. Устройства для подогрева амортизаторной жидкости различными способами являются более эффективными, чем применение теплоизоляционных материалов, однако требуется приобретение, установка и обслуживание дополнительных элементов, а также сравнительно большие эксплуатационные затраты. На основании приведенных исследований существующих способов обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов определено, что наиболее перспективным и технологичным, на наш взгляд, является способ управления вязкостно-температурными характеристиками при добавлении маловязких жидкостей. Однако использование этих составов требует дополнительных исследований как в реальных условиях, так и при стендовых ресурсных испытаниях.

1.7 Выводы по главе, цель и задачи исследования

Проведенный анализ выполненных исследований показал, что:

1. Для перевозок различных грузов, в том числе сельскохозяйственного назначения, на территории России используется преимущественно автомобильный транспорт. Выполнение более чем 70% объема работ приходится на период с низкой температурой. Для осуществления заявленного грузооборота применяются грузовые автомобили различных марок, однако в силу высоких требований по

обеспечению транспортного процесса наиболее массовым и подходящим для перевозки грузов, в том числе сельскохозяйственного назначения, являются грузовые автомобили семейства КамАЗ.

2. Эксплуатация неподготовленных автомобилей в условиях низких температур влечет за собой увеличение нагрузок на основные элементы и узлы, такие как элементы подвески, что приводит к возрастанию количества неисправностей. Как установлено ранее, происходит увеличение количества отказов агрегатов и систем до 40% от общего числа, в том числе до 9% приходится на подвеску, при этом частота их возникновения в зимние месяцы увеличивается почти в 2,5 раза. Из всех неисправностей большая часть приходится на гидравлические амортизаторы, а самой значимой является вытекание рабочей жидкости из амортизатора. Следовательно, одним из наиболее подверженного влияния низких температур, и, как следствие износу, является именно гидравлический амортизатор.

3. Одним из основных параметров функционирования, в соответствии с ГОСТ 34339-2017, являются значения сил сопротивления на отбой и сжатие, установленные конструкторской документацией в допустимых пределах. Для обеспечения функционирования амортизаторов при низких температурах эксплуатации выбран наиболее перспективный способ, исключаящий изменение штатных элементов амортизаторов. Одним из таких способов является управления вязкостно-температурными характеристиками за счет добавления маловязких жидкостей. На основании вышеизложенного целью работы является обеспечение функционирования гидравлических амортизаторов автомобилей, используемых в сельском хозяйстве при низких температурах, за счет обоснования эксплуатационно-технологических требований к амортизаторной жидкости.

В соответствии с поставленной целью исследования и состоянием изученности вопроса необходимо решить следующие задачи:

1. Установить зависимости изменения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей, работающих в условиях низких температур.

2. Разработать математическую модель процесса функционирования гидравлических амортизаторов автомобилей в условиях низких температур окружающей среды.

3. Обосновать и разработать состав рабочей жидкости для амортизаторов автомобилей, используемых в сельском хозяйстве при низких температурах.

4. Провести производственную проверку и оценить экономическую эффективность полученных результатов исследования.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗНАЧЕНИЙ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.

2.1 Расчет значений сил сопротивления на отбой и сжатии в зависимости от температуры окружающей среды.

Эксплуатация грузовых автомобилей на различных типах дорог при транспортировке грузов, в том числе сельскохозяйственного назначения, характеризуются тяжелыми условиями, зачастую связанными с преодолением бездорожья, различных препятствий и повышенным износом элементов подвески [78]. Движения грузового автотранспорта в таких условиях увеличивает воздействие знакопеременных нагрузок на детали подвески (рисунок 2.1), в частности на упругие элементы 2 и амортизаторы 4 [15,16,92]. Все это приводит к увеличению интенсивности колебаний системы подвески [24,48,106], колебания которых передаются через направляющие элементы 3 на опорные части кузова 1.

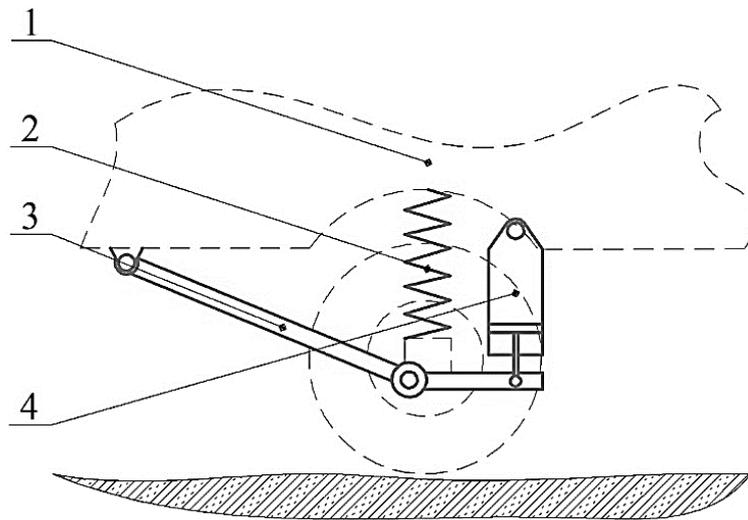


Рисунок 2.1 – Схема взаимодействия элементов подвески автомобилей

1 – опорная часть кузова; 2 – упругий элемент; 3 – направляющее
устройство; 4 – амортизатор

Возникновение увеличенной амплитуды перемещений неподрессоренных частей и частоты вынужденных колебаний ухудшает функционирование и долговечность элементов подвески [11,40,49]. Для определения влияния внешних условий эксплуатации подвески автомобильной техники в условиях низких температур наиболее актуальным является исследование механического взаимодействия в системе «автомобиль – дорога».

При движении транспортных средств по неровностям дорог возникают колебания, большая часть которых передаются на кузов. Через колесо возмущающие силы, возникающие в результате перемещения направляющих элементов 3, переходят в узлы 4 и 2, в которых создается противодействующая сила. В зависимости от направленности сил узлы перемещаются в вертикальной плоскости, что снижает вертикальное движение кузова автомобиля [45,104].

Ввиду аналитических предпосылок [32,97,101] для решения поставленных задач в рамках диссертационной работы для моделирования процесса функционирования амортизатора разработана кинематическая схема действующих сил в результате наезда колеса на единичное препятствие (рисунок 2.2).

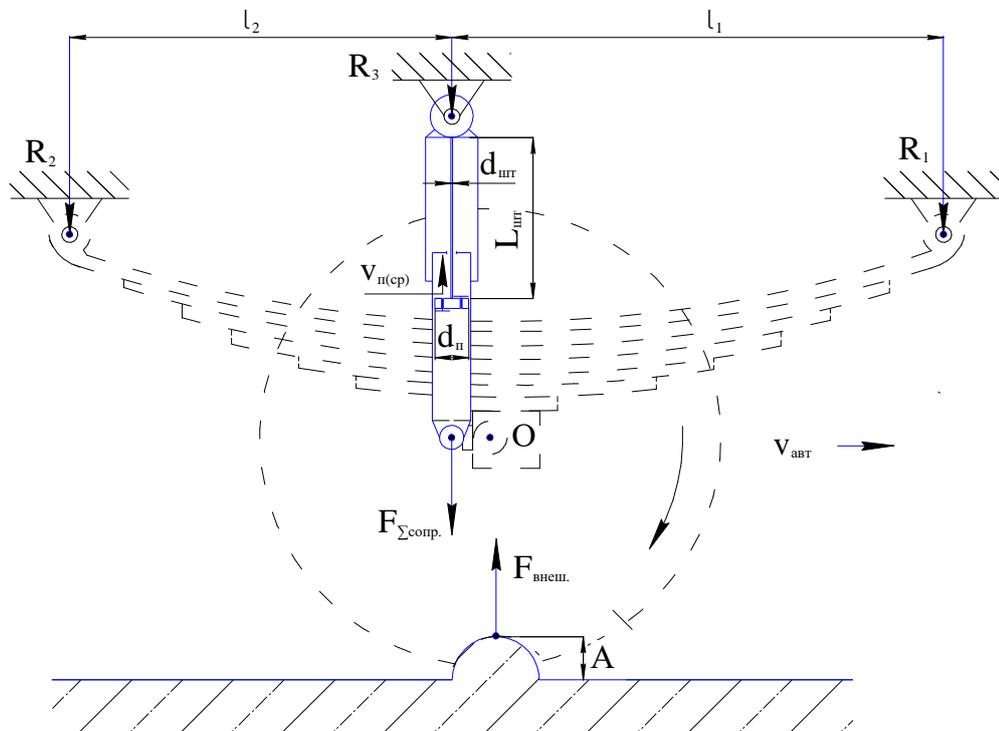


Рисунок 2.2 – Схема действующих сил в результате наезда колеса на препятствие

Действующая на колеса автомобиля вертикальная нагрузка $F_{\text{внеш.}}$, возникает в результате наезда колесом на единичное препятствие с амплитудой A , воздействует на точку приложения сил O . В данном случае система подвески при столкновении с неровностью обеспечивает движение колеса с ограничением перемещения узла в вертикальной плоскости. Заданный ход подвески обеспечивается за счет суммарных противодействующих сил $F_{\Sigma\text{сопр}}$, возникающих в упругом элементе и гидравлическом амортизаторе со скоростью перемещения поршня $v_{\text{п(ср)}}$.

Конструктивно гидравлический амортизатор спроектирован таким образом, чтобы большая часть энергии колебаний не передавалась на вертикальные реакции опор R_1 , R_2 и R_3 , а преобразовывалась из механической энергии в тепловую [85,109].

В результате перемещения поршня гидравлического амортизатора создается давление в надпоршневом и подпоршневом пространствах при вытеснении и перетекании амортизаторной жидкости через дроссельную систему из одной полости в другую. Образование сил сопротивления дросселирующих элементов с последующим вытеснением жидкости происходит в закрытом цилиндре через гидравлическое соединение и клапанный блок за счет преобразования кинетической энергии струи жидкости в тепловую энергию.

За основу взята стандартная методика расчета гидравлического дроссельного механизма с несимметричной нагрузкой открытия клапанного узла [82]. При расчете гидравлического амортизатора с клапанным механизмом принята модель сжимаемой жидкости с сосредоточенными параметрами, т.е. в расчетах принимаем, что изменение давления внутри замкнутых объемов гидравлических амортизаторов происходит во всех точках одновременно.

В работе [69,70] используется математическая модель гидравлической структуры амортизатора, которая позволяет получить формулы функционирования гидравлического амортизатора. На основе представленной схемы разработана математическая модель расхода жидкости гидравлического амортизатора с несимметричной нагрузкой работы клапанного механизма, представленная формулами (2.2) и (2.3):

$$Q_i = Q_{1i} + Q_{2i} + Q_{3i} + Q_{4i}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (2.1)$$

$$Q_i = Q_{1i} + Q_{3i} + Q_{4i}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.2)$$

где Q_i – суммарный расход амортизаторной жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{1i} – расход амортизаторной жидкости через радиальный зазор шток–направляющая, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{2i} – расход амортизаторной жидкости через радиальный зазор поршень–цилиндр, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{3i} – расход амортизаторной жидкости через дроссельные отверстия, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{4i} – расход амортизаторной жидкости через клапанные отверстия, $\text{м}^3/\text{с}$.

Согласно источнику [23], для гидравлических амортизаторов движение гидравлической жидкости является неустановившимся, поэтому целесообразно рассчитывать действительный расход амортизаторной жидкости, используя выражения вида:

$$Q_i = k_y \cdot S_{vi} \cdot v_{\text{п}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.3)$$

где k_y – коэффициент утечек амортизаторной жидкости, характеризующий герметичность прилегания уплотнительного кольца к стенкам цилиндра.

S_{vi} – площадь вытеснителя, м^2 ;

$v_{\text{п}}$ – скорость относительного перемещения поршня, $\text{м}/\text{с}$;

Выражения 2.4 и 2.5 позволяют рассчитать площади вытеснителя в различных режимах работы амортизатора:

$$S_{vi} = \frac{(d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot \pi}{4}, \text{ мм}^2; \quad (2.4)$$

$$S_{vi} = \frac{d_{\text{п}}^2 \cdot \pi}{4}, \text{ мм}^2, \quad (2.5)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр поршня, м ;

$d_{\text{шт}}$ – диаметр штока, м ;

При расчетах расхода жидкости через радиальные зазоры шток-направляющая и поршень-цилиндр (2.6) и (2.7) в режиме работы амортизатора на отбой и сжатие используются уравнение Хагена-Пуазейля, за основу которого взято уравнение течения жидкости через кольцевые зазоры и параллельные пластины клапанов:

$$Q_{o1,2} = \frac{\pi \cdot d_{ш} \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot \rho \cdot l_1} \cdot P_i, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (2.6)$$

$$Q_{c1} = \frac{\pi \cdot d_{п} \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot \rho \cdot l_2} \cdot P_i, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.7)$$

где δ – радиальный зазор между элементами, м;

μ – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

ρ – плотность амортизаторной жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

l_1 – активная длина штока, м;

l_2 – активная длина поршня, м;

ΔP_i – перепад давления жидкости на отбой (сжатие), МПа.

Перепад давления в надпоршневом и подпоршневом пространстве находим по выражению:

$$\Delta P_{отб} = P_1 - P_2, \text{ МПа}; \quad (2.8)$$

$$\Delta P_{сж} = P_2 - P_1, \text{ МПа}, \quad (2.9)$$

где P_1 – давление в надпоршневом пространстве, МПа;

P_2 – давление в подпоршневом пространстве, МПа;

Значения давления в надпоршневом и подпоршневом пространствах находим по формуле

$$P_i = \frac{F_i}{S_{vi}}, \text{ Н}/\text{м}^2, \quad (2.10)$$

где F_i – сила сопротивления на отбой или на сжатие, Н.

Как установлено ранее, в зависимости от температуры амортизаторной

жидкости происходит изменение значения динамической вязкости жидкости. В таком случае закономерно, что происходит и незначительное изменение значений плотности, которые возможно определить с использованием выражения (2.11). Для этого в расчет плотности амортизаторной жидкости введен промежуточный расчет с использованием поправочных коэффициентов:

$$\rho = \rho_{20} [1 + \zeta \cdot (T_{\text{нач}} - T)], \text{ кг/м}^3, \quad (2.11)$$

где ζ – коэффициент теплового объемного расширения технических жидкостей на основе нефти, 1/К (приложение А);

ρ_{20} – плотность амортизаторной жидкости при температуре окружающей среды, равной 20 °С, кг/м³;

$T_{\text{нач}}$ – температура амортизаторной жидкости, равная значению плотности при 293 К, К;

T – температура амортизаторной жидкости, °С.

Значение коэффициента объемного теплового объемного расширения технических жидкостей на основе нефти выбираем из таблицы приложения А в диапазоне значений плотности при температуре 293К.

Расход жидкости через дроссельные и клапанные отверстия рассчитываем исходя из выражений (2.12) и (2.13):

$$Q_{o3} = \psi_{\text{д}} \cdot S_{\text{до}} \sqrt{\frac{2 \cdot F_i}{(\rho_{20} [1 + \zeta (T_{\text{нач}} - T)]) \cdot S_{\text{в.и}}}}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (2.12)$$

$$Q_{o4} = \psi_{\text{кл}} \cdot S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2 \cdot F_i}{(\rho_{20} [1 + \zeta (T_{\text{нач}} - T)]) \cdot S_{\text{в.и}}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.13)$$

где $\psi_{\text{д}}$ – коэффициент расхода жидкости через дроссельные отверстия;

$\psi_{\text{кл}}$ – коэффициент расхода жидкости через клапанные отверстия;

$S_{\text{до}}$ – площадь проходного сечения дроссельного отверстия, м²;

$S_{\text{кл}}$ – площадь проходного сечения клапанного отверстия, м²;

ρ – плотность амортизаторной жидкости АЖ-12Т (при 20° С), кг/м³.

F_i – сила сопротивления гидравлического амортизатора в режиме его работы

на отбой либо сжатие, Н.

Объединив при расчетах все выражения зависимостей расхода жидкости через элементы дроссельной системы гидравлического амортизатора в режиме «отбой», получим выражение:

$$F_{отб} = \frac{6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot k_y \cdot l_1 \cdot v_{п} \cdot d_{п} \cdot S_{в(отб)} \cdot \delta^3 - 18 \sqrt{\frac{4 \cdot \pi \cdot k_y \cdot v_{п} \cdot d_{п} \cdot \delta^3}{3(\mu \cdot l_1 \cdot S_{в(отб)} \cdot (\rho_{20} [1 + \zeta(T_{нач} - T)]) \cdot (\psi_d \cdot S_{до} \cdot \psi_{кл} \cdot S_{кл})} + \frac{4}{(S_{ви} \cdot (\rho_{20} [1 + \zeta(T_{нач} - T)])^2)}}}{\frac{\mu^2 \cdot l_1^2 \cdot \psi_d^2 \cdot S_{ви}^2 \cdot S_{до}^2 \cdot \psi_{кл}^2 \cdot S_{кл}^2 + \frac{36 \cdot S_{в(отб)} \cdot \mu^2 \cdot l_1^2 \cdot \psi_d^2 \cdot S_{до}^2 \cdot S_{кл}^2 \cdot \psi_{кл}^2}{(\rho_{20} [1 + \zeta(T_{нач} - T)])}}}{\pi^2 \cdot d_{п} \cdot \delta^6}}, \text{ Н}, \quad (2.14)$$

Аналогично расход жидкости через элементы дроссельной системы гидравлического амортизатора в режиме «сжатие» рассчитываем исходя из того, что расход жидкости через радиальный зазор поршень – цилиндр исключен:

$$F_{сж} = \frac{k_y^2 \cdot v_{п}^2 \cdot S_{в(сж)}^2}{\left(\frac{\pi \cdot k_y \cdot v_{п} \cdot d_{ш} \cdot \delta^3}{3 \cdot \mu \cdot l_2} + \frac{2 \cdot \psi_d^2 \cdot S_{до}^2 \cdot S_{кл}^2 \cdot \psi_{кл}^2}{S_{в(сж)} \cdot (\rho_{20} [1 + \zeta(T_{нач} - T)])} \right)}, \text{ Н}, \quad (2.15)$$

Для анализа разработанной модели построена теоретическая зависимость изменения сил сопротивления гидравлического амортизатора от температуры эксплуатации (рисунок 2.3).

Представленные выражения (2.14) и (2.15) позволили установить влияние низких температур окружающей среды на увеличение сил сопротивления на отбой и сжатие.

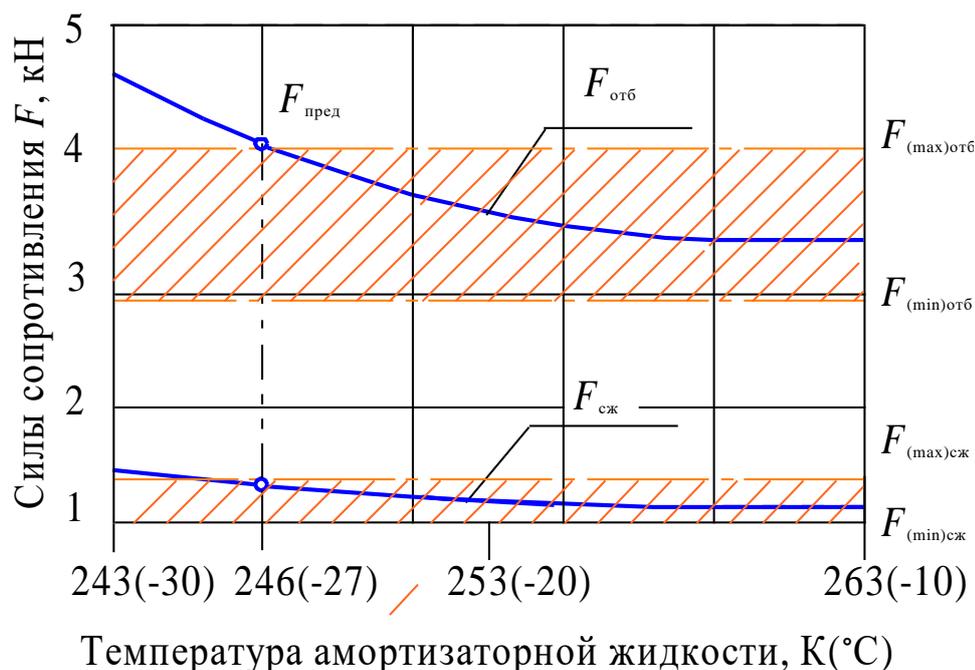


Рисунок 2.3 – теоретическая зависимость изменения сил сопротивления гидравлического амортизатора от температуры эксплуатации

Получаем, что значения сил сопротивления гидравлического амортизатора выходят за пределы значений, установленных заводом изготовителем, с отметки 246 К (-27 °C) и достигают 4022 и 1226 Н на отбой и сжатие соответственно, следовательно, в этих точках амортизатор становится неработоспособным. Зоной со штрихованием отмечено, что гидравлический амортизатор работоспособен в диапазоне температур от 263 К (-10 °C) до указанной линии, далее силы сопротивления превышают заданные значения в несколько раз.

2.2 Расчет теплового баланса гидравлического амортизатора грузового автомобиля

Образование тепловой энергии в узлах гидравлического амортизатора возможно описать схематично, а также установить связь между ними в определенной последовательности. За основу рабочего процесса гидравлических амортизаторов, как было описано ранее, взят процесс преобразования

механической энергии и энергии гидравлического трения в узлах в тепловую энергию.

Приведенные теоретические исследования позволили определить, что образование тепловой энергии внутри гидравлических амортизаторов зависит в большей степени от процесса дросселирования амортизаторной жидкости через специальные клапаны [69,70]. Однако эффективность работы гидравлических амортизаторов также напрямую зависит и от их свойства поддерживать эффективную температуру – поддержания теплового баланса, а именно, отведения избыточной теплоты в атмосферу через наружные поверхности. Схема взаимосвязи процессов, возникающих в результате преобразования механической энергии в тепловую при работе гидравлического амортизатора, представлена на рисунке 2.3.

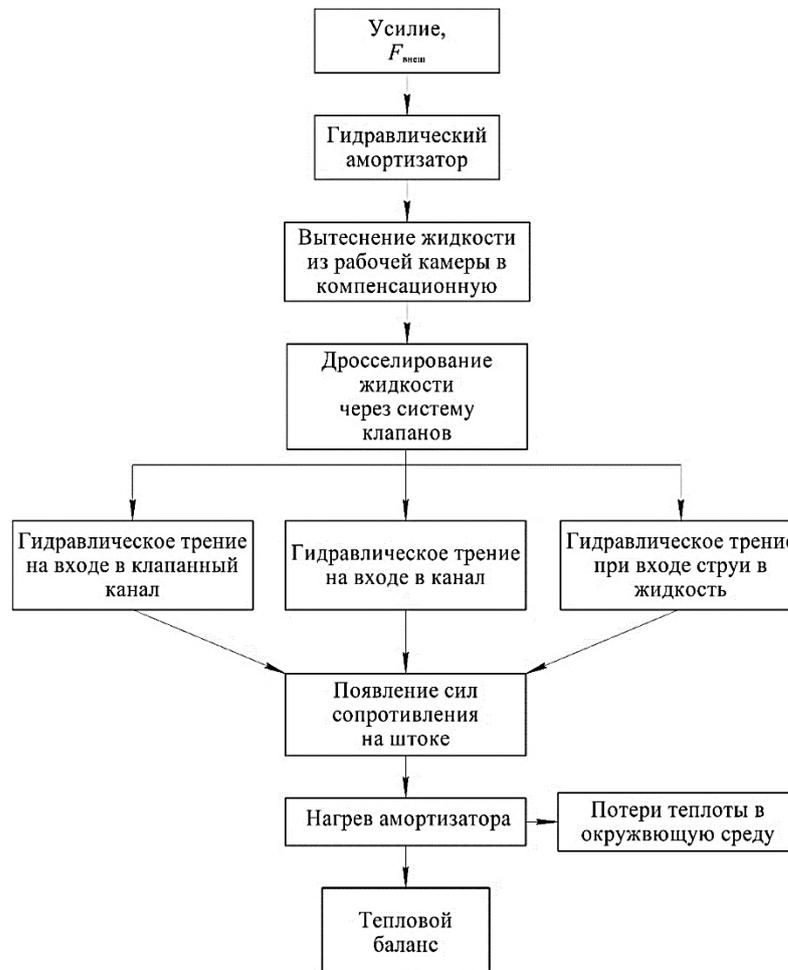


Рисунок 2.2 – Взаимосвязь процессов, возникающих в результате преобразования механической энергии в тепловую при работе гидравлического амортизатора

Соответственно, тепловой баланс гидравлического амортизатора будет иметь следующий вид:

$$Q_s = Q_{\text{пов}} + Q_{\text{наг}}, \text{ Дж}, \quad (2.16)$$

где Q_s – количество теплоты, выделившееся в амортизаторе за счет дросселирования амортизаторной жидкости через систему клапанов при перемещении поршня относительно стенок внутреннего резервуара, Дж;

$Q_{\text{пов}}$ – количество теплоты, отведенное с поверхности гидравлического амортизатора, Дж;

$Q_{\text{наг}}$ – количество теплоты, использованное для нагрева деталей гидравлического амортизатора, Дж.

Теплота, выделенная в результате дросселирования амортизаторной жидкости Q_s , расходуется на изменение внутренней тепловой энергии агрегата $Q_{\text{наг}}$, а также на потери теплоты вследствие теплообмена с окружающей средой.

Количество теплоты, выделившееся в амортизаторе за счет дросселирования амортизаторной жидкости, определялось по выражению

$$Q_s = k_{\text{ср}} \cdot v_{\text{п}}^2, \text{ Дж}, \quad (2.17)$$

где $k_{\text{ср}}$ – средний коэффициент сопротивления амортизатора Н·с/м²;

$v_{\text{п}}$ – скорость перемещения штока гидравлического амортизатора, м/с;

Однако, расписав $k_{\text{ср}}$, уравнение (2.17) будет представлено в следующем виде:

$$Q_s = \frac{k_{\text{отб}} + k_{\text{сж}}}{2} \cdot v_{\text{пор}}, \text{ Дж} \quad (2.18)$$

где: $k_{\text{отб}}$ – коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя, Н·с/м;

$k_{\text{сж}}$ – коэффициент сопротивления амортизатора на ходе сжатия, Н·с/м;

Из формулы (2.18) потери теплоты с поверхности гидравлического амортизатора описываются как

$$Q_{\text{пов}} = \alpha \cdot A_{\text{пов}} \cdot \Delta T \cdot t, \text{ Дж} \quad (2.19)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность конвективного теплообмена Дж / (м²·К·с);

$A_{\text{пов}}$ – площадь поверхности гидравлического амортизатора, участвующая в теплоотдаче с окружающей средой, м²;

ΔT – перепад температур между температурой амортизаторной жидкости и температурой обдувающего потока воздуха, К;

t – время работы гидравлического амортизатора, с.

Значения коэффициента теплоотдачи α , характеризующего интенсивность конвективного теплообмена, получено в результате расчетов в пакете программ SOLIDWORKS Simulation на основании рекомендаций [23,26].

Если расписать площадь поверхности гидравлического амортизатора и перепад температур, выражение (2.20) будет иметь вид:

$$Q_{\text{пов}} = \alpha \cdot (\pi \cdot D \cdot L) \cdot (T_{\text{ам.ж}} - T_{\text{обд.п}}) \cdot t, \text{ Дж}, \quad (2.20)$$

где D – диаметр наружной стенки цилиндра гидравлического амортизатора, мм;

L – длина цилиндра гидравлического амортизатора, мм;

$T_{\text{ам.ж}}$ – среднестатистическая температура амортизаторной жидкости, К;

$T_{\text{обд.п}}$ – среднестатистическая температура обдувающего потока воздуха, К.

Исходя из выражения (2.14), рассчитать количества теплоты, потраченного на нагрев деталей гидравлического амортизатора возможно с использованием выражением (2.21)

$$Q_{\text{наг}} = c \cdot M \cdot (T_{\text{ам.ж}} - T_{\text{обд.п}}), \text{ Дж}, \quad (2.21)$$

где c – удельные теплоемкости амортизаторной жидкости и деталей амортизатора, участвующих в теплообмене, Дж / (кг·К);

M – масса амортизаторной жидкости и деталей амортизатора, участвующих в теплообмене.

Однако существующие модели расчета параметров гидравлических амортизаторов не позволяют определить температуру амортизаторной жидкости при установившемся режиме движения автомобиля. При совместном решении выражений (2.19), (2.20) и (2.21) получаем уравнение теплообмена гидравлического амортизатора при его работе на установившемся режиме, которое позволит определить среднединамическую температуру амортизаторной жидкости:

$$T_{\text{ам.ж}} = T_{\text{обд.п}} + \frac{(k_{\text{отб}} + k_{\text{сж}}) \cdot v_{\text{пор}}}{2(\alpha \cdot F_{\text{пов}} \cdot t + c \cdot M)}, \text{ К.} \quad (2.22)$$

На основании представленной модели, описанной формулой (2.20), построена теоретическая зависимость установившейся температуры амортизаторной жидкости от температуры окружающей среды, представленная на рисунке 2.3.

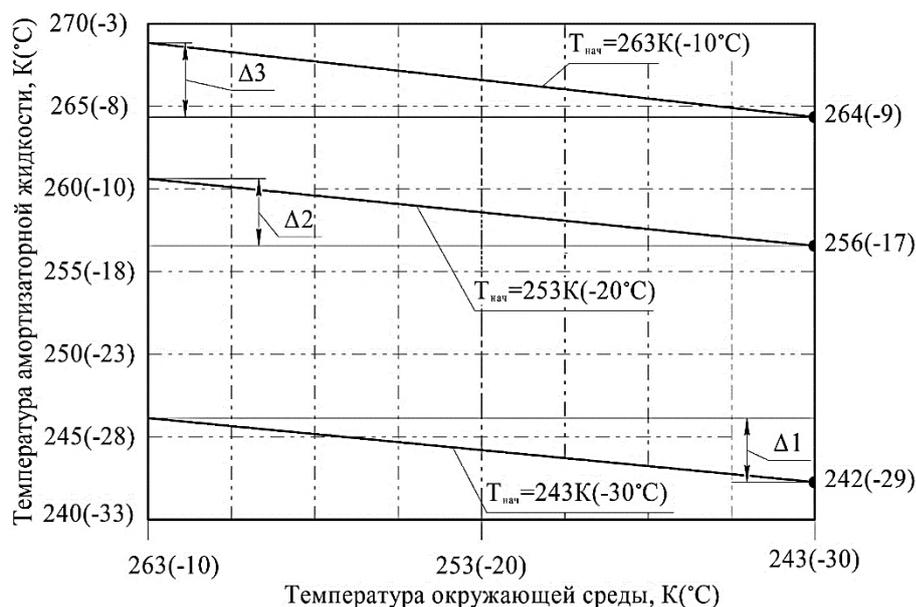


Рисунок 2.3 – Зависимость установившейся температуры амортизаторной жидкости от температуры окружающей среды

Изменение температуры амортизаторной жидкости происходит незначительно, при начальных температурах $T_{\text{нач}} = 243 \text{ К } (-30 \text{ °C})$ она увеличивается на 4 К, а при $T_{\text{нач}} = 253 \text{ К } (-20 \text{ °C})$ и $T_{\text{нач}} = 263 \text{ К } (-10 \text{ °C})$ всего на 5 К.

При понижении внешней температуры до 243 К (-30 °С) температура амортизаторной жидкости снижается практически до начальных температур, что свидетельствует о значительном теплообмене поверхностей амортизатора с окружающей средой.

2.3. Модель функционирования гидравлического амортизатора.

Как описано ранее, нарушение функционирования амортизаторов значительно влияет и на увеличение вибрационной нагруженности всех элементов автомобилей. Причиной этих явлений служат действия сил, возникающих при ухудшении демпфирующих свойств основных элементов, а также некорректной их работе. Известно, что гидравлический амортизатор за 1 цикл работы в нормальных условиях поглощает за счет дросселирования до 95% механической энергии колебаний. Однако в режимах работы амортизаторов, не соответствующих их нормальному функционированию, например, при низких температурах эксплуатации, возможно снижение этих показателей, что увеличивает общую вибронгруженность автомобиля.

Для определения параметров функционирования амортизатора, а также для проверки адекватности предложенной математической модели, произведен комбинированный расчет гидравлического амортизатора в пакете программ SOLIDWORKS Simulation.

При проведении анализа методом конечных элементов и виртуального тестирования САД-модели, а также прогнозирования поведения модели амортизатора в условиях реальной эксплуатации [61] построена твердотельная модель амортизатора с использованием реальных геометрических размеров и параметров материала, из которого она изготовлена, а также параметров внешней среды (рисунок 2.4).

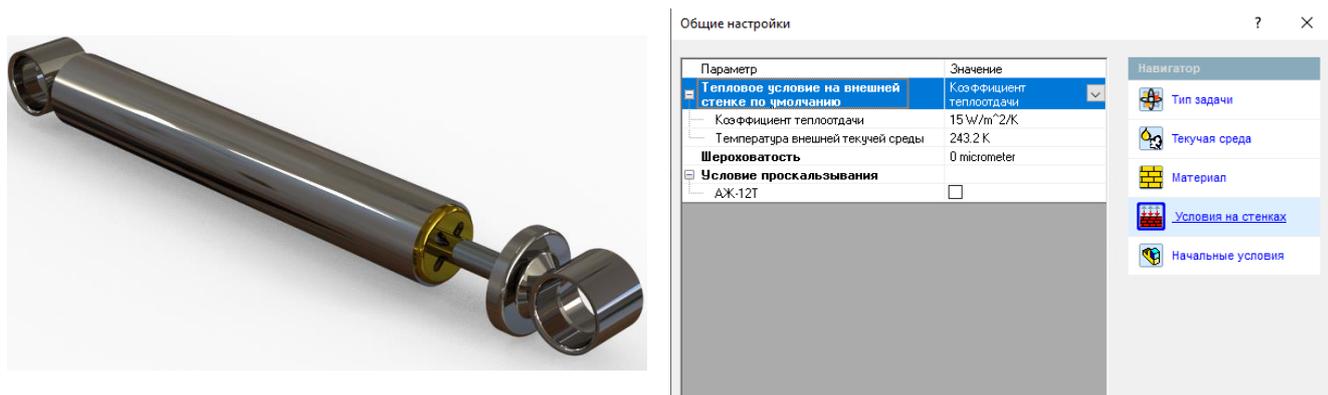


Рисунок 2.4 – Твёрдотельная модель гидравлического амортизатора грузового автомобиля КамАЗ

Для расчета гидравлических и теплообменных процессов программный комплекс использует усредненное уравнение Навье – Стокса, дополненное частными производными. В качестве исходных были приняты данные, полученные в результате моделирования гидравлических и тепловых расчетов, которые были обработаны в результате программного моделирования. Функциональная модель гидравлического амортизатора представлена на рисунке 2.5.

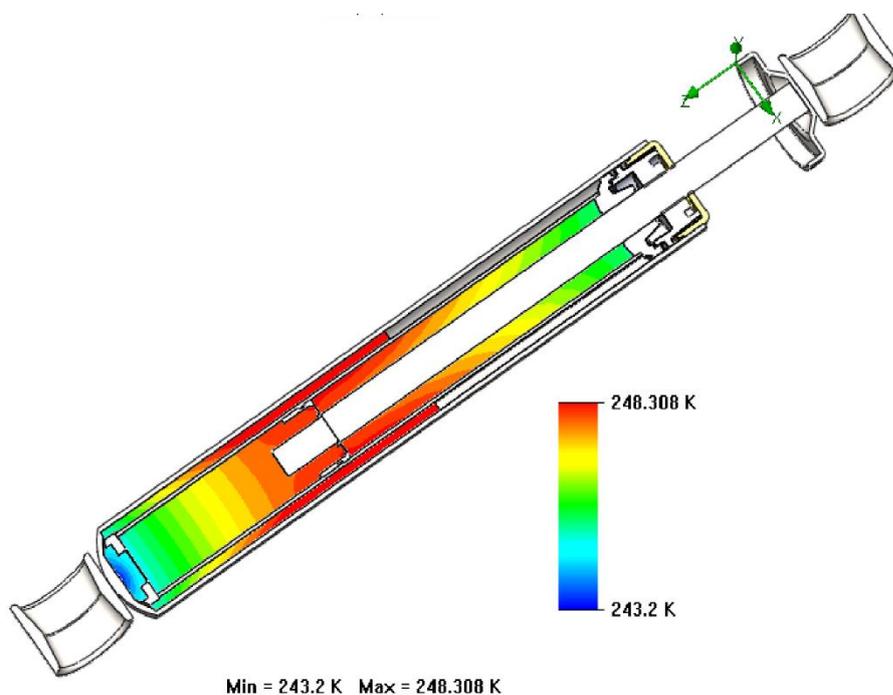


Рисунок 2.5 – Графическое изображение моделирования установившейся температуры амортизатора

На рисунке 2.5 отображен профиль установившейся температуры амортизатора. Нагрев жидкой среды происходит неравномерно и достигает предельных значений 248 К (-25 °С) от начальной температуры 243 К (-30 °С). Большая часть энергии выделяется в клапанном блоке поршня и неравномерно распределяется по стенкам в компенсационную камеру, при этом температура части жидкости в нижней полости равна температуре окружающей среды.

Одной из функциональных возможностей программного обеспечения SOLIDWORKS Simulation является также возможность прогнозирования поведения модели гидравлического амортизатора в реальной эксплуатации, а также анализа значимости различных факторов. Результаты анализ моделирования процесса функционирования амортизатора представлен на рисунке 2.6 и позволили установить, что наиболее значимыми факторами, влияющими на температуру амортизаторной жидкости, являются температура окружающей среды, скорость и величина перемещения штока. На рисунке 2.6 показана зависимость изменения установившейся температуры амортизаторной жидкости от величины и скорости перемещения штока.

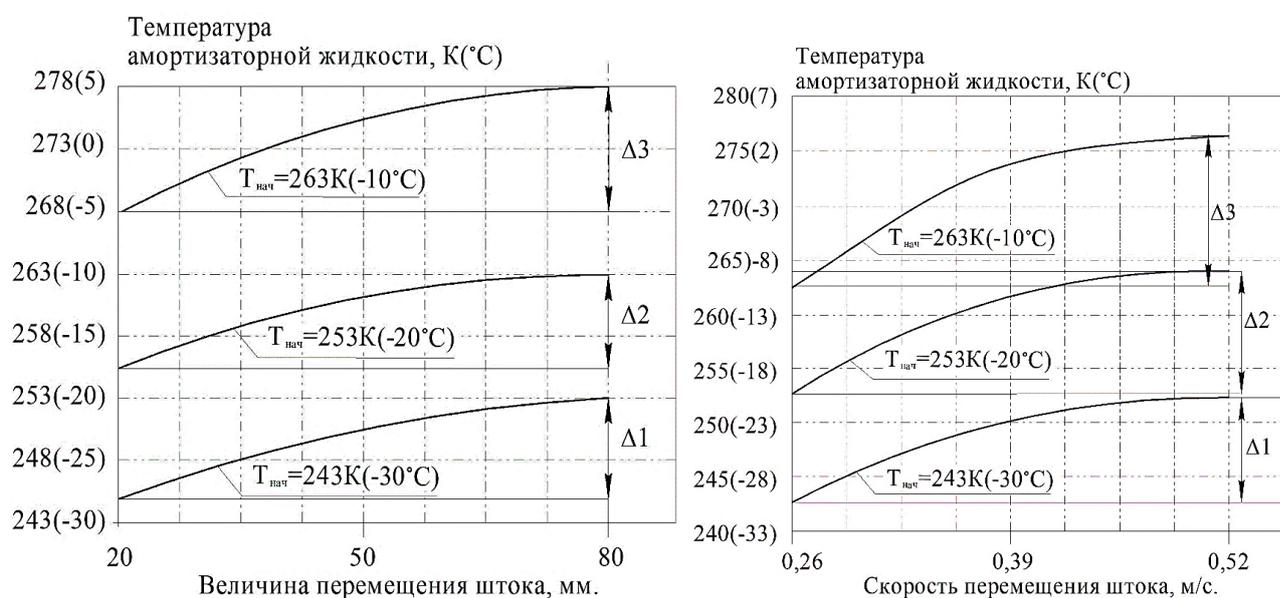


Рисунок 2.6 – Зависимость установившейся температуры амортизатора от величины и скорости перемещения штока

Увеличение температуры амортизаторной жидкости происходит значительно в диапазоне от 20 до 80 мм, и также зависит от начальной температуры амортизатора. При $T_{\text{нач}}$, равной 243 К (-30 °С) и 253 К (-20 °С), разница температур составила 8 К, а при $T_{\text{нач}}=263$ К (-10 °С) равнялась 10 К. При величинах хода менее 20 и более 80 мм разница температур составила не более 1 К и не более 10 К, что свидетельствовало о достижении установившейся температуры.

Одним из наиболее значимых факторов, влияющих на изменение температуры амортизаторной жидкости, как отмечено ранее, является скорость перемещения штока, динамика изменения которой представлена на рисунке 2.6. Анализ графиков позволил установить, что наибольшее влияние на изменение температуры амортизаторной жидкости оказывает скорость перемещения штока в диапазоне от 0,26 до 0,52 м/с – 12 К, 13 К и 14 К соответственно при начальных температурах 243 К (-30 °С), 253 К (-20 °С) и 263 К (-10 °С).

Все описанные факторы, оказывающие наибольшее влияние на изменение температуры амортизаторной жидкости, отобраны в качестве значимых для дальнейших исследований.

2.4 Выводы по главе

1. Разработана математическая модель функционирования гидравлических амортизаторов, позволяющая определить значения сил сопротивления на отбой и сжатие в зависимости от температуры окружающей жидкости. Установлено, что предельные значения сил сопротивления достигают при 246 К (-27 °С) 4022 и 1226 Н на отбой и сжатие соответственно.

2. Получено теоретическое уравнение теплового баланса гидравлического амортизатора в установившемся режиме. Изменение температуры амортизаторной жидкости происходит в пределах 4–5 К, а при понижении внешней температуры до 243 К (-30 °С) значения составляют 242 К (-29 °С), 256 К (-17 °С) и 264 К (-9 °С),

что свидетельствует о значительном теплообмене поверхностей амортизатора с окружающей средой.

3. На основе полученных зависимостей проведен комбинированный расчет твердотельной модели гидравлического амортизатора в пакете программ SOLIDWORKS Simulation, а также установлены основные факторы, оказывающие наибольшее влияние на температуру амортизаторной жидкости. Нагрев амортизаторной при изменении скорости перемещения штока составил от 12 до 14 К, а при изменении величины хода штока – от 8 до 10 К. На основании представленного анализа для дальнейших исследований отобраны факторы: температура окружающей среды, величина и скорость перемещения штока.

3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

3.1 Общая программа экспериментальных исследований

Исходя из поставленных задач исследований и теоретических предпосылок, изложенных в предыдущих главах, основной целью экспериментальных исследований являлось определение опытных данных, подтверждающих рациональность использования выбранного способа обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в условиях низких температур. Для этого потребовалось решить следующие задачи:

1. Выявить зависимости изменения сил сопротивления гидравлических амортизаторов при эксплуатации в условиях низких температур.
2. Собрать необходимые данные для расчета теоретической модели функционирования гидравлического амортизатора и подтвердить ее адекватность.
3. Используя теоретические предпосылки, разработать способ обеспечения функционирования гидравлического амортизатора при низких температурах эксплуатации.
4. Найти уравнение связи между выбранным параметром функционирования и температурой амортизаторной жидкости.

Для решения первой и второй поставленных задач разработана методика активных экспериментов; для реализации третьей задачи определен план выбранного варианта обеспечения функционирования. Четвертая задача решается на основании проведения активных экспериментов по специальной методике с применением методов статистической обработки информации.

Для определения значимости конкретных факторов на процесс функционирования гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в условиях низких температур проводились лабораторные исследования. Сбор

необходимых статистических данных, а также оценка влияния условий эксплуатации, проводилось в результате активных экспериментов в условиях лаборатории кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка Новосибирского государственного аграрного университета (ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ) и ООО «Новосибирскпрофстрой ПАТП-1». На базе грузового автомобиля КамАЗ 5320 было смонтировано экспериментальное оборудование (рисунок 3.1) для проведения предварительных эксплуатационных испытаний. При этом температура окружающей среды была подобрана исходя из условий эксплуатации автомобиля.



Рисунок 3.1 – Экспериментальная установка №1 на базе автомобиля КамАЗ 5320 с установленными датчиками контроля температуры амортизаторной жидкости и температуры окружающей среды

Установка № 1 смонтирована на базе автомобиля грузового КамАЗ 5320, содержит в себе измерительный комплекс и персональный компьютер. Для экспериментального подтверждения адекватности разработанной аналитической модели, а также исследования влияния наиболее значимых факторов на параметр функционирования проводились исследования в условиях той же лаборатории на лабораторной установке (рисунок 3.2), включающей в себя диагностический стенд, смонтированный на нем гидравлический амортизатор и измерительную аппаратуру.



Рисунок 3.2 – Экспериментальная установка №2 Стенд для определения эксплуатационных характеристик амортизаторов

Исходя из поставленных задач работы при выборе объекта экспериментального исследования, для подтверждения изложенных в главе 2 выводов, основывались на следующих предпосылках:

1. Количество автомобилей данной марки, использующихся на территории России, а также в условиях АПК Новосибирской области.
2. Перспективность автомобилей данной марки.
3. Возможность использования полученных экспериментальных и теоретических исследований для грузовых автомобилей других марок с похожими конструктивными свойствами элементов подвески.

В соответствии с особенностями, изложенными в главе 1, проблема является актуальной в основном для элементов подвески грузовых автомобилей российского производства. В соответствии анализом состава парка грузовых автомобилей в АПК Сибири, подробно изложенном в главе 1, автомобили марки КамАЗ являются одними из наиболее распространенных, в том числе и в сельском хозяйстве. В качестве физического объекта исследований был выбран гидравлический амортизатор типа П40.3.2905005. Так как у большинства

автомобилей марки КамАЗ гидравлические амортизаторы подвески являются идентичными по конструктивным особенностям и техническим характеристикам, целесообразно проводить исследования именно по амортизаторам типа П40.3.2905005. Учитывая, что гидравлические амортизаторы подвески обладают как физическим, так и геометрическим подобием, полученные результаты теоретических и экспериментальных исследований могут быть распространены на гидравлические амортизаторы других марок автомобилей.

3.2 Экспериментальные установки и оборудование

Получение предварительных данных, необходимых для определения теплового режима гидравлических амортизаторов в различных скоростных и нагрузочных режимах работы под влиянием условий внешней среды, проводилось в три этапа.

На первом этапе на базе грузового автомобиля КамАЗ было смонтировано измерительное оборудование, представленное на рисунке 3.3, для записи данных о текущих условиях эксплуатации, а также отслеживания зависимости изменения температуры амортизаторной жидкости.

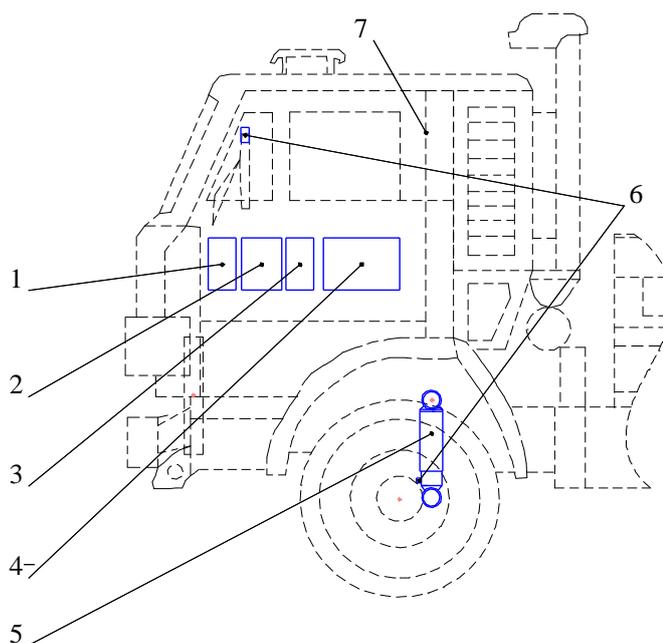


Рисунок 3.3 – Схема экспериментальной установки №1

Установка № 1 смонтирована на базе автомобиля 7 и содержит в себе устройство контроля температуры 1, преобразователи интерфейсов различной модификации 2 и 3, персональный компьютер 4 и термопреобразователи 6, установленные в корпусе амортизатора 5.

На рисунке 3.4 представлена схема испытательного стенда с измерительным комплексом для определения характеристик гидравлических амортизаторов подвески в условиях эксплуатации автомобиля.

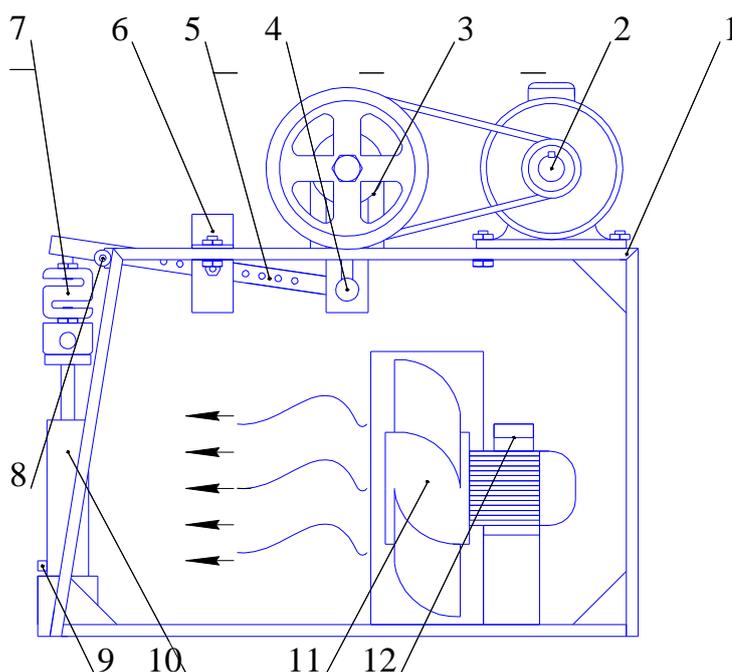


Рисунок 3.4 – Экспериментальная установка № 2

Данное измерительное оборудование включало в себя термопреобразователи сопротивления ДТС 034 – 50М и ДТС 044–50М (датчики температуры) различных модификаций, установленные в корпус гидравлического амортизатора и на кабине автомобиля для контроля температур амортизаторной жидкости и окружающей среды. Термопреобразователи предназначены для непрерывного измерения температуры различных рабочих сред (газа, жидкости и т.д.) и имеют класс допуска В (согласно ГОСТ 6651-2009), т.е. допускаемое отклонение значений температуры равно $\pm 0,3$ °С, что удовлетворяет потребностям измерения температуры амортизаторной жидкости и температуры потока воздуха.

Экспериментальная установка № 2 работает следующим образом: установленный на раме 1 электрический двигатель 2 передает через ременную передачу вращение на кривошипно-шатунный механизм 3. При движении по направляющим рейкам шатун 4, перемещает тягу 5, при этом преобразуя вращение электрического двигателя в возвратно-поступательное движение штока амортизатора. Для изменения величины перемещения штока амортизатора в тяге предусмотрены отверстия, расположенные на равном расстоянии друг от друга, через которые она фиксируется между боковыми стенками планки 6, при продольном перемещении которой величина перемещения штока увеличивается или уменьшается. Для определения сил сопротивления отбоя и сжатия амортизатора установлен датчик двухстороннего действия тензометрического типа 7. В режиме функционирования амортизатора производится запись количества перемещений импульсным датчиком 8. Измеритель температуры 9 установлен на корпусе амортизатора 10. Вентилятор 11 для создания обдувающего потока также оснащен частотным преобразователем тока 12 и позволяет регулировать скорость в заданном диапазоне.

Для изменения скорости перемещения штока амортизатора был установлен векторный трехфазный преобразователь частоты ВЕСПЕР Е2-8300-005Н мощностью 3,7 кВт., позволяющий изменять скорость в пределах от 0,26 до 0,52 м/с. Величина перемещения штока изменяли в диапазоне от 20 до 80 мм с шагом в 30 мм.

Для обеспечения обдувающего потока воздуха, а также для изменения его скорости был установлен осевой вентилятор В06-300 ГОСТ 11442-90. Скорость воздушного потока, создаваемая вентилятором, имела возможность изменяться в диапазоне до 15 м/с. Изменение скорости воздушного потока в заданном диапазоне осуществлялось также векторным преобразователем частоты ВЕСПЕР Е2-8300-005Н (рисунок 3.5).

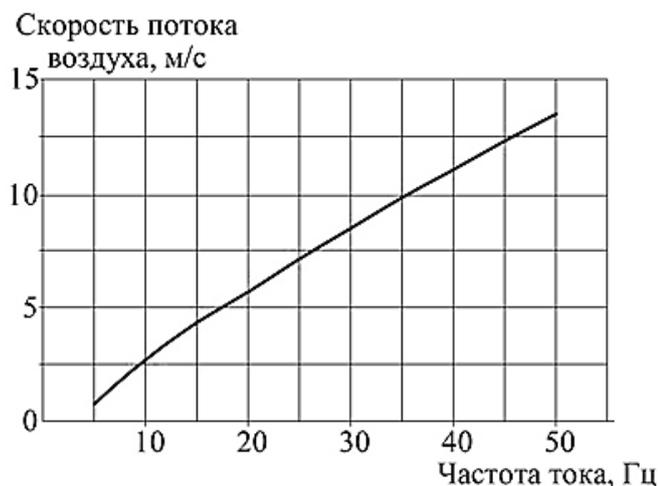


Рисунок 3.5 – График зависимости значений текущего параметра на преобразователе частоты и скорости потока воздуха

Для определения зависимости между значениями текущего параметра на преобразователе частоты и скоростью потока воздуха, как показано на рисунке 3.5, создаваемой вентилятором В06-300, проводили путём пошаговых измерений скорости ветра анемометром марки ДТ-8894.

3.3 Методика стендовых и эксплуатационных испытаний.

3.3.1 Исследование теплообразования гидравлического амортизатора грузового автомобиля при низких температурах эксплуатации

Для определения теплового режима работы гидравлических амортизаторов грузового автомобиля при низких температурах на базе грузового автомобиля КамАЗ 5320 были проведены эксплуатационные испытания в различных режимах. Условия движения были следующие: температура окружающей среды составляла $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответственно; скорость движения выбирали исходя из скоростного режима в смешанном режиме движения, что составляло 20, 40 и 60 км/ч. Автомобиль двигался с указанной скоростью без загрузки и в режиме номинальной загрузки, составляющей не менее 5 т.

Далее через восьмиканальное устройство контроля температуры УКТ 38 Щ 4-ТП и через преобразователи интерфейсов ОВЕН АС-2М и АС-4 реализовывалась

связь и непрерывная запись значений в созданную базу данных при помощи SCADA-системы OWEN PROCESS MANAGER (OPM) – программное обеспечение, предназначенное для осуществления связи ПК с приборами ОВЕН.

Порядок выполнения работы:

1. Запуск двигателя.
2. Включение прибора.
3. Запуск программы «Owen process manager».
4. Начало движения автомобиля с установленной скоростью без загрузки, а также с номинальной загрузкой не менее 5 т.
5. Трехкратное измерение температуры амортизаторной жидкости и температуры окружающей среды с внесением значений в предварительно созданный электронный документ в ПК.
6. При переходе на другой режим движения и изменении степени загруженности производилась остановка, создание нового файла и далее движение в заданном режиме.

3.3.2 Исследования влияния выбранных факторов на параметры функционирования амортизаторов грузового автомобиля при низких температурах эксплуатации

В условиях лаборатории кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка Новосибирского ГАУ (ФГБОУ ВО НГАУ) проводились исследования на экспериментальной установке № 2. На специально смонтированном стенде для определения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов (патент №167373 от 13.04.2016 г.), представленном на рисунке 3.4, отвечающем требованиям ГОСТ 34339-2017, проводили испытания гидравлических амортизаторов на различных режимах.

Испытания проходили в диапазоне температур окружающего воздуха от 243 К (-30°C) до 263 К (-10°C) и скорости обдувающего потока воздуха до 15 м/с. Скорость перемещения штока амортизатора изменялась от 0,26 до 0,52 м/с, с шагом

в 0,13 м/с; величина перемещения штока в диапазоне от 20 до 80 мм с шагом в 30 мм. Все параметры по величине и скорости перемещения штока амортизатора также соответствовали ГОСТ 34339-2017 Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний.

На разработанном стенде проводили испытания амортизаторов по определенной разработанной методике с использованием оборудования для измерения сил сопротивления на ходах отбоя и сжатия. Измерительное оборудование включает в себя те же приборы и преобразователи для измерения температуры амортизаторной жидкости и окружающей среды, а также количества импульсов. Для измерения сил сопротивления на отбой и сжатие использовали S-образный тензометрический датчик К-16А двухстороннего действия. Для передачи сигнала от тензометрического датчика применен модуль ввода сигналов тензодатчиков МВ110-1ТД совместно с преобразователем интерфейса ОВЕН АС-4. Для осуществления связи и непрерывной записи значений использовали предварительно созданную базу данных при помощи той же SCADA-системы.

Порядок выполнения работы:

1. Включение приборов, создание электронных баз данных для записи показаний в электронный файл.
2. Запуск программы «Owen process manager».
3. Запуск лабораторной установки и выход на рабочий режим функционирования.
4. Автоматизированная регистрация температуры в контролируемых точках с интервалом 2 с.
5. Автоматизированная регистрация количества перемещений штока амортизатора.
6. Автоматизированная регистрация сил сопротивления на ходах отбоя и сжатия.

3.3.3 Исследование выбранного способа обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов за счет модифицированного состава амортизаторной жидкости.

В аналогичных лабораторных условиях проводились исследования с использованием экспериментальной установки № 2. Для обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов проводили изменение состава амортизаторной жидкости путем поэтапного введения модификатора в дизельное топливо ДТ-З-К5 от 5 до 25% от общего объёма амортизаторной жидкости с шагом 5% от общего объёма 475 мл. Режим функционирования соответствовал режиму испытаний, описанному в пункте 3.3.2.

Порядок выполнения работы:

1. Включение приборов, создание электронных баз данных для записи показаний в электронный файл.
2. Запуск программы «Owen process manager».
3. Запуск лабораторной установки и выход на режим функционирования.
4. Автоматизированная регистрация температуры в контролируемых точках с интервалом 2 с.
5. Автоматизированная регистрация количества перемещений штока амортизатора.
6. Автоматизированная регистрация сил сопротивления на ходах отбоя и сжатия.
7. Замена амортизаторной жидкости с изменённым составом модификатора, и проведение испытаний в соответствующем режиме.

3.4. Методика планирования экспериментов.

Выбор отклика, числа факторов и уровней варьирования

При выборе параметра функционирования на основании поставленных задач исследования проводили в соответствии с имеющимися рекомендациями [44], в соответствии с которыми было необходимо получить экспериментальные данные о совместном влиянии группы факторов, а именно скорости перемещения штока, величины перемещения штока, температуры окружающей среды, технического состояния амортизатора, вязкости амортизаторной жидкости на силы сопротивления на отбой и сжатие гидравлического амортизатора.

Для проведения данного выбора учитывались основные требования к параметру оптимизации: доступность измерения, возможность количественной меры оценки и ее однозначность, эффективность и однозначность в статистическом смысле, а также его существенность при всех состояниях исследуемого объекта [52,54].

Выбор определяющих факторов производили в зависимости от следующих условий:

1. Управляемость – возможность установки и поддержания выбранного нужного уровня фактора постоянным в течение всего опыта или его изменение по заданной программе.

2. Независимость – возможность установки факторов на любом уровне вне зависимости от других уровней.

3. Совместимость – осуществимость и безопасность всех запланированных комбинаций факторов.

4. Непосредственная связь с функцией отклика.

Следовательно, в качестве влияющих факторов были выбраны:

- скорость перемещения штока амортизатора;
- величина перемещения штока амортизатора;
- температура окружающей среды.

Техническое состояние амортизатора поддерживалось на постоянном уровне, так как амортизатор использовали абсолютно новый. При этом производили контроль на наличие утечек амортизаторной жидкости, а также осмотр зеркала штока.

В процессе рассмотрения и совмещения факторов, установлено следующее: температура окружающей среды значительно влияет на вязкость амортизаторной жидкости, следовательно, условие независимости не соблюдается.

Для проведения дальнейших исследований необходима установка основных интервалов варьирования. Они выбирались с учетом определенных ограничений:

1. Интервал варьирования должен быть больше погрешности, с которой определяется фактор.

2. Уровни варьирования (верхние и нижние) не должны выходить за пределы области определения фактора.

За основной уровень варьирования приняли температуры окружающего воздуха в наиболее холодный период зимы (в январе) на основании результатов наблюдений, представленных в 1-й главе, в период с 2016 по 2020 г. Средняя минимальная температура самого холодного месяца (января) на территории Новосибирской области составляет $-30,3^{\circ}\text{C}$. Нижний уровень соответствовал минимальной температуре, а верхний – максимальной низкой температуре января за представленный период. По результатам предварительных экспериментов учитывалось также, что работа амортизатора становится практически недопустимой с отметки ниже -27°C .

Уровень варьирования скорости перемещения штока амортизатора установлен исходя из пункта 5.5 ГОСТ 34339-2017 Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний. В данной методике предусмотрено, что максимальная скорость перемещения штока амортизатора составляет 0,52 м/с, что является верхним уровнем, а нижним уровнем варьирования являлась минимальная скорость при испытаниях, составляющая 0,26 м/с.

Основной уровень варьирования, в соответствии с пунктом 5.5.1.1 представленной технической документации, величина перемещения штока амортизатора должна быть не менее 80% полного хода амортизатора, но не более 100 мм, в испытаниях он составлял 80 мм, а минимальный 20 мм, с шагом в 30 мм.

Так как между откликом и влиянием выбранных факторов не существует конкретного вида связи [...], целесообразно применить аппроксимацию отклика полиномом второй степени:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 \quad (3.1)$$

где b_0 - свободный член;

$b_1, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{12}, b_{13}, b_{23}$ - расчетные коэффициенты регрессии;

x_1, x_2, x_3 - независимые переменные (факторы).

Для оценки всех коэффициентов при небольшом интервале факторов исследования проводят по плану факторного эксперимента, в котором переменные варьируются на трех уровнях.

В результате сравнения существующих планов по критериям D-, E-, A- и Q-оптимальности был выбран композиционный симметричный трехуровневый план № 34 [52,94]. Планом предусмотрено проведение 14 опытов с варьированием выбранных факторов (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Уровни варьирования факторов

Наименование факторов	Уровни факторов		
	нижний	основной	верхний
Температура окружающего воздуха $T(X_1)$, °C	Минус 30	Минус 20	Минус 10
Скорость перемещения штока $V_{шт}(X_2)$, м/с	0,26	0,39	0,52
Величина перемещения штока $L_{шт}(X_3)$, мм	20	50	80

Обозначив через F_{ib} и F_{in} соответственно верхнее и нижнее значение фактора F_i , произведем переход к более удобным безразмерным переменным X_i :

$$X_i = \frac{F_i - (F_{ib} - F_{in}) / 2}{(F_{ib} - F_{in}) / 2}, \quad (3.2)$$

где X_i - значение безразличной переменной, соответствующее произвольному уровню.

В соответствии с выражением (3.2) получим: для верхнего уровня $X_i = +1$; основного уровня $X_i = 0$; нижнего уровня $X_i = -1$. Исключив 1, представим соответственно +; 0; -. На основании вышеизложенного выпишем матрицу планирования эксперимента согласно плану № 34 [52,94] (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Матрица плана эксперимента

№ п/п	Номер опыта	Факторы		
		F_1	F_2	F_3
1	13	-	-	-
2	10	-	-	+
3	5	-	+	-
4	6	-	+	+
5	1	+	-	-
6	7	+	-	+
7	3	+	+	-
8	12	+	+	+
9	11	0	0	-
10	8	0	0	+
11	14	0	-	0
12	2	0	+	0
13	4	-	0	0
14	9	+	0	0

Значения коэффициентов определяются из матриц коэффициентов и результатов наблюдений Y_n' , Y_n'' , Y_n''' соответствующей повторяемости, где n – номер опыта (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Матрица коэффициентов регрессии и результатов наблюдений

№ п/п	1	X_1^2	X_2^2	X_3^2	X_1	X_2	X_3	X_1 X_2	$X_1 X_3$	X_2 X_3	$Y/Y''/Y'''$
1	1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	
2	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	
3	1	1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	
4	1	1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	
5	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	
6	1	1	1	1	1	-1	1	-1	1	-1	
7	1	1	1	1	1	1	-1	1	-1	-1	
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
9	1	0	0	1	0	0	-1	0	0	0	
10	1	0	0	1	0	0	1	0	0	0	
11	1	0	1	0	0	-1	0	0	0	0	
12	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0	
13	1	1	0	0	-1	0	0	0	0	0	
14	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	

3.5 Погрешность измерений и обработка экспериментальных данных

При проведении экспериментальных исследований оценки функционирования гидравлических амортизаторов использовали приборы и оборудование, соответствующее государственным стандартам. Лабораторная установка № 2 выполнена в соответствии с требованиями к испытательным стендам ГОСТ 34339-2017. В соответствии с пунктом 5.1.3 требования к измерениям и измерительной аппаратуре следующие:

1. Погрешность измерения температуры амортизатора не должна превышать $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

2. Комплекс измерительной и записывающей аппаратуры стенда для записи рабочих диаграмм амортизаторов должен обеспечивать определения значений сил сопротивления с погрешностью не более 2%. Общая погрешность определения сил сопротивления амортизатора не должна превышать $\pm 5\%$.

Величина суммарной погрешности результатов эксперимента складывается из ошибок различной категории. Для каждой категории ошибок в ходе эксперимента и обработки его результатов требуются специальные методы оценки.

Возникновение систематических ошибок происходит из-за несовершенства применяемых методов или измерительных приборов по определенным обусловленным причинам, действующим по законам и в определенном направлении. Систематические ошибки возможно выявить при проведении регулярных проверочных и регулировочных работ измерительных приборов. Эти ошибки можно рассматривать как поправки к показаниям приборов в качестве погрешности.

Для снижения величины погрешности измерений было принято решение использовать современную, с актуальным периодом поверки приборов, имеющую соответствующие сертификаты на измерительную аппаратуру, а также соответствующие требованиям государственных стандартов методики. В таблице

3.4 приведены основные технические характеристики оборудования и приборов, а также описана величина погрешности каждого.

Таблица 3.4 – Характеристики приборов и оборудования

Наименование измеряемого параметра	Наименование средств измерения	Погрешность измерения	Класс допуска
Температура окружающего воздуха	ДТС 044 – 50 М ГОСТ 6651-2009	±0,35	В
Температура амортизаторной жидкости			
Силы сопротивления	К-Р-16А ГОСТ 30129-1996	±0,36	С3

Соответственно, величина погрешностей при измерении основных параметров температур амортизаторной жидкости и окружающего воздуха была менее 1 К, что соответствует представленным рекомендациям [94]. При измерениях значений сил сопротивления погрешность измерений также была менее 0,5 Н.

При проведении экспериментальных исследований закономерностей изменения сил сопротивления гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в условиях низких температур регистрировались текущие значения следующих параметров:

- силы сопротивления амортизаторов на отбой и сжатие;
- температура амортизаторной жидкости;
- температура окружающей среды;

Схема структуры измерительного комплекса, и подключения оборудования и приборов представлена на рисунке 3.6.

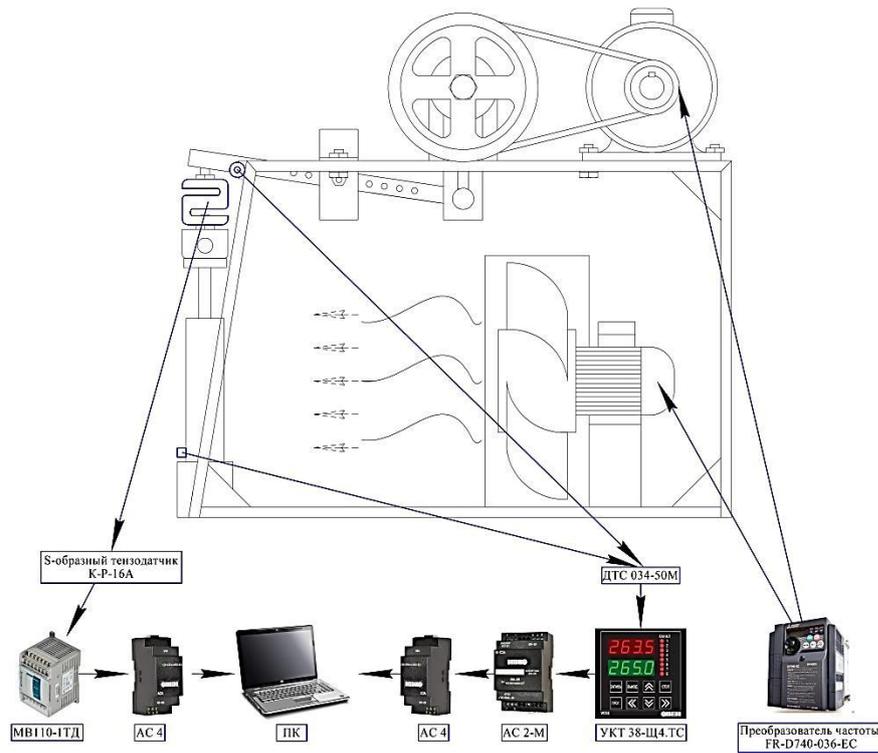


Рисунок 3.6 – Схема структуры измерительного комплекса экспериментальной установки №2

Измерение значений температур амортизаторной жидкости и окружающего воздуха происходило при использовании термопреобразователей сопротивления ДТС 044 – 50М и ДТС 034 – 50М различных типов и исполнения. Используемые термопреобразователи предназначены для непрерывного измерения температуры различных сред, например, газовой, жидкостной и прочих, и имеют класс допуска В в соответствии с ГОСТ 6651-2009, т.е. величина допустимого отклонения значений температуры равна $\pm 0,3$ °С, что в целом удовлетворяет условиям точности измерения температуры амортизаторной жидкости. Датчики температуры являются термочувствительными элементами сопротивления, внутри расположены контакты с соединительными проводами, которые помещены в герметичный защитный корпус. Внешние выводы используются для подключения к измерительному прибору. Измерительными приборами для преобразования сигналов датчика являлись восьмиканальные устройства контроля температуры УКТ-38Щ4ТС. Данный прибор контроля температуры предназначен для построения автоматических систем контроля производственных технологических

процессов и полностью отвечает требованиям ГОСТ 34339-2017 при проведении эксперимента (таблица 3.5). Для проведения автоматической регистрации температуры и записи их на персональный компьютер информация с прибора УКТ-38Щ4ТС дополнительно обрабатывалась в преобразователях интерфейсов АС2-М и АС 4.

Преобразователь типа АС2-М использовался для передачи данных от приборов ОВЕН, оснащенных интерфейсом RS-485. Указанный преобразователь позволяет переводить данные, получаемые от прибора по интерфейсу, в распространенные форматы данных - целочисленные и с плавающей точкой и передавать их по запросу от мастера сети. Для логической связи и настройки данного преобразователя использовали программу «Конфигуратор АС 2-М», предназначенную для задания значений конфигурационных параметров преобразователя при помощи персонального компьютера. Для соединения преобразователя АС2-М с персональным компьютером в цепь включен автоматический преобразователь интерфейсов АС4, предназначенный для взаимного электрического преобразования сигналов интерфейсов USB и RS-485 с обеспечением гальванической изоляции входов между собой. Логическая связь преобразователя АС4 со свободных СОМ-портом компьютера обеспечивалась специальным драйвером, установленным на персональный компьютер. Основные технические характеристики преобразователей интерфейса АС2-М и АС4 представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Технические характеристики устройств для измерения температуры амортизаторной жидкости и преобразователей интерфейса

Наименование	Значение
1	2
ТСМ - К3, ТСМ - К4	
Диапазон рабочих температур, °С	-50 ... +180
Номинальный ток, мА	0,5
Схема соединений	трехпроводная, силиконовый кабель RFM

1	2
УКТ 38-Щ4	
Номинальное напряжение питания, В	220
Количество каналов контроля входных параметров	2 – 8
Продолжительность цикла опроса 8 датчиков прибором ТС/ТП, с	3,6/2,2
Интерфейс связи с компьютером	RS – 232
АС 2-М	
Питание	
Диапазон переменного напряжения питания	
Напряжение, В	90 – 245
Частота, Гц	47 – 63
Максимальная потребляемая мощность, ВА	2
Интерфейс RS-485	
Скорость передачи данных, бит/с	2400 - 115200
Поддерживаемые протоколы	ОВЕН
Количество приборов в сети, не более	32
АС 4	
Питание	
Постоянное напряжение (на шине USB), В	4,75 – 5,25
Потребляемая мощность, ВА не более	0,5
Интерфейс USB	
Стандарт интерфейса	2.0
Длина линии связи с внешним устройством, м не более	3
Скорость обмена данными, бит/с, до	115200
Интерфейс RS-485	
Количество приборов в сети, не более	32

Измерение сил сопротивления на отбой и сжатие проводили при использовании комплекса оборудования, включающего в себя тензометрический датчик К-Р-16А и модуль ввода сигналов МВ110-224.1ТД тензометрических датчиков. Передача сигналов и его запись на персональный компьютер производились по приведенной ранее схеме, за исключением преобразователя сигнала АС2-М. Тензометрический S-образный датчик К-Р-16А представляет собой чувствительный элемент, преобразующий механическую силу сжатия или

растяжения в электрический сигнал. Затем полученный электронный сигнал передается на блок MB110-224.1ТД. Прибор MB110-224.1ТД имеет один измерительный канал для подключения одного тензометрического датчика.

Непрерывную запись значений в созданную базу данных производили при помощи SCADA-системы Owenprocessmanager (OPM), являющийся программным обеспечением для осуществления связи персонального компьютера с приборами ОВЕН, подключенными через преобразователи интерфейсов ОВЕН модификаций АС2-М и АС 4. База данных в дальнейшем использовалась для разработки и описания технологических процессов, а также сохранения этих описаний на цифровом носителе для последующей обработки и использования. Запуск процессов на исполнение предусматривал опрос всех приборов, включенных в представленную схему (см. рисунок 3.6) с периодичностью, отдельно задаваемой для каждого из приборов, отображение результатов опросов и сохранение указанных значений в файлы.

После завершения всех описанных ранее измерений параметров, данные были преобразованы в стандартный формат, поддерживаемый пакетом приложений Microsoft Office Excel. Затем, значения сил сопротивления на отбой и сжатие конвертировали и записывали в файл в соответствии с этапом экспериментов. Характеристики и основные параметры приборов для записи сил сопротивления представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Технические характеристики устройств для измерения сил сопротивления гидравлических амортизаторов.

Наименование	Значение
1	2
К-Р-16А	
Вид преобразуемой силы	растяжение/сжатие
Рекомендуемое напряжение питания, (В)	5 – 12
Диапазон рабочих температур, °С	– 30...+5 0
Диапазон измерений, кг:	1000

1	2
МВ110-224.1ТД	
Напряжение питания прибора, В	90 – 245 переменного тока (номинальное напряжение 220 В) частотой 47 – 63 Гц 20 – 60 постоянного тока (номинальное напряжение 24)
Максимальная скорость обмена по интерфейсу RS-485, бит/с	115200
Потребляемая мощность, Вт	< 5
Количество измерительных каналов	1

С учетом изложенных ранее условий, а также рекомендаций [94] при обработке результатов соблюдали следующую последовательность:

1. Осуществляли рандомизацию опытов в соответствии с таблицей случайных чисел для исключения систематической погрешности [52].

2. Повторность опытов определяли по специальной номограмме [94].

Для определения среднеарифметического отклонения X использовали формулу [52]

$$\bar{X} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n}. \quad (3.3)$$

где: x_1, x_2, \dots, x_n – значение случайной величины при соответствующей предварительной повторности опыта;

n – число повторностей в опыте.

Значение среднеквадратического отклонения отклика s определяли по известному выражению:

$$s = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} - \bar{X}^2 \right) \cdot \frac{n}{n-1}}. \quad (3.4)$$

Для определения выборочных коэффициентов вариации использовали выражение

$$V = \frac{s}{\bar{X}}. \quad (3.5)$$

Задаваясь предельной относительной ошибкой значений сил сопротивления, равной 5%, доверительной вероятностью $\gamma=0,95$ и определив точечные оценки X и s , а по ним коэффициент вариации V для пятикратного измерения температуры, получили, что для исключения ошибки, возникающей от внешних факторов, необходимо провести три повторных измерения.

3. Проверяли однородность дисперсии результатов измерений по критерию Кохрена [52]:

$$G = \frac{S_{\max}^2}{\sum_1^N S_i^2}. \quad (3.6)$$

где S_{\max}^2 – наибольшая построчная дисперсия;

$\sum_1^N S_i^2$ – сумма построчных дисперсий.

Если вычисленное значение критерия Кохрена G меньше табличного $G_{\text{табл}}$, то дисперсии однородны.

Построчные дисперсии определяются по формуле

$$S_i^2 = \frac{\sum_1^m (Y_g - \bar{Y}_i)^2}{n-1}, \quad (3.7)$$

где \bar{Y}_i – среднее значение отклика в i -й строке матрицы;

Y_g – значение отклика в одной из повторности;

4. Определяли дисперсию воспроизводимости с использованием уравнения [94]

$$S_{\text{воспр}}^2 = \frac{\sum_1^N \sum_1^m (Y_g - \bar{Y}_i)^2}{N(n-1)}, \quad (3.8)$$

где N – число опытов (число строк выбранного плана).

Для определения коэффициентов уравнения регрессии проводили расчет коэффициентов методом скалярного произведения соответствующей строки матрицы на вектор наблюдений y . Подсчет производили через систему уравнений:

$$\hat{\theta}_0 = N^* \cdot \sum_{i=1}^N \bar{Y} + a^* \cdot \sum_{u=1}^m \sum_{i=1}^N X_{iu}^2 \cdot \bar{Y}; \quad (3.9)$$

$$\hat{\theta}_i = a^{-1} \cdot \sum_{i=1}^N X_{iu} \cdot \bar{Y}; \quad (3.10)$$

$$\hat{\theta}_{ii} = a^* \cdot \sum_{i=1}^N \bar{Y} + (r^* - P^*) \cdot \sum_{u=1}^n X_{iu}^2 \cdot \bar{Y} + P^* \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{u=1}^N X_{iu}^2 \cdot \bar{Y}; \quad (3.11)$$

$$\hat{\theta}_{ij} = P^{-1} \cdot \sum_{i=1}^N X_{iu} \cdot X_{ij} \cdot \bar{Y}; \quad (3.12)$$

где X_{iu} , X_{ij} – соответствующие коэффициенты из матрицы коэффициентов X , приведенные в таблице 3.3. Значения соответствующих величин N^* , r^* , a^{-1} ; a^* ; P^* ; P^{-1} принимались из ковариационно-корреляционных матриц в соответствии с источником.

6. Определяли дисперсию коэффициентов регрессии:

$$S^2 \{Q_0\} = N^* \cdot S_i^2; \quad (3.13)$$

$$S^2 \{Q_{ii}\} = r^* \cdot S_i^2; \quad (3.14)$$

$$S^2 \{Q_i\} = a^{-1} \cdot S_i^2; \quad (3.15)$$

$$S^2 \{Q_{ij}\} = a^* \cdot S_i^2. \quad (3.16)$$

Для проверки статистической значимости коэффициентов регрессии по t -критерию путем определения доверительного интервала для того или иного коэффициента регрессии использовали выражение

$$\Delta b = \pm \frac{t \cdot S}{\sqrt{N}}. \quad (3.17)$$

Дисперсию адекватности, которая характеризует рассеивание экспериментальных значений относительно расчетных, определяли по найденному уравнению регрессии:

$$S_{ad}^2 = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{Y} - \bar{Y}_p)^2}{N - (k - 1)}, \quad (3.18)$$

где \bar{Y} – расчетное значение отклика в i -й строке;

k – число факторов.

Для проверки адекватности получаемой модели использовали методику по критерию Фишера (F -критерий):

$$S_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{воспр}^2}, \quad (3.19)$$

Если условия адекватности соблюдаются, то расчетный критерий F_p должен быть меньше теоретического F_T .

Использование уравнения регрессии в качестве расчетной формулы представляется возможным только при его преобразовании к именованным величинам, т.е. при выполнении процедуры раскодирования. Для раскодирования уравнения регрессии подставляем коэффициенты регрессии в закодированном виде:

– при преобразовании линейных членов уравнения:

$$b_i x_i = \frac{b_i}{\varepsilon_i} X_i - \frac{b_i}{\varepsilon_i} X_{0i}; \quad (3.20)$$

– при преобразовании членов уравнения, содержащих взаимодействия:

$$b_{ij} x_i x_j = \frac{b_{ij}}{\varepsilon_j \varepsilon_i} (X_i X_j - X_i X_{0j} - X_i X_{0i} + X_{0i} X_{0j}) \quad (3.21)$$

– при преобразовании квадратичных членов уравнения:

$$b_{ij} x_i^2 = \frac{b_{ij}}{\varepsilon_i^2} (X_i^2 - 2X_i X_{0i} + X_{0i}^2) \quad (3.22)$$

где x_i – кодированное значение фактора;

X_i, X_j – натуральное значение фактора;

X_{0i}, X_{0j} – натуральное значение фактора;

ε_{ij} – натуральное значение интервала варьирования фактора

$$\varepsilon_{i,j} = \frac{X_{ij}^g - X_{ij}^n}{2} \quad (3.23)$$

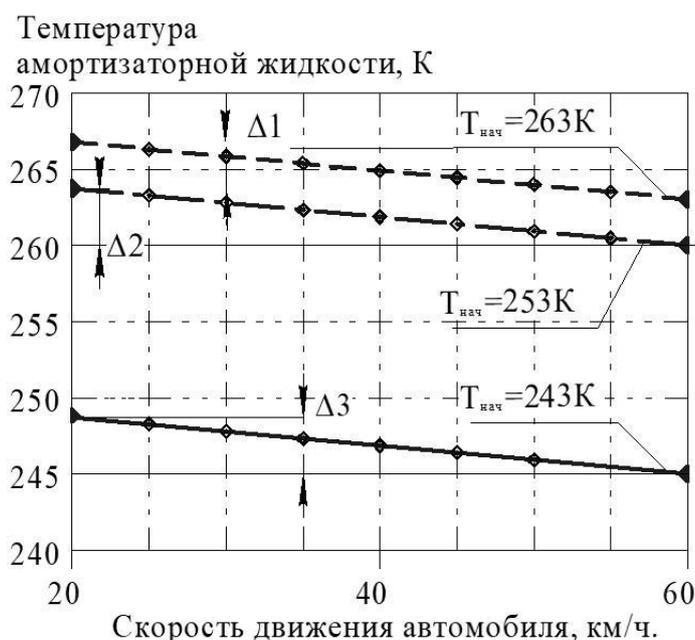
где $X_{i,j}^2$ – значение фактора на верхнем уровне;

$X_{i,j}^2$ – значение фактора на нижнем уровне.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Исследование равновесной температуры гидравлического амортизатора

На первом этапе целью исследований являлось определение влияния различных нагрузочных и скоростных режимов работы, а также условий окружающей среды на изменение температуры гидравлических амортизаторов подвески. В соответствии с методикой, изложенной в главе 3, для определения установившейся температуры амортизаторов подвески на базе грузового автомобиля КамАЗ-5320 было смонтировано измерительное оборудование и были проведены экспериментальные исследования в режиме реальной эксплуатации. Результаты проведенных испытаний представлены на рисунке 4.1.



$$T_{нач} = 263\text{ К} (-10^\circ\text{С}), \Delta 1 = 4\text{ К}; T_{нач} = 253\text{ К} (-20^\circ\text{С}),$$

$$\Delta 2 = 5\text{ К}; T_{нач} = 243\text{ К} (-30^\circ\text{С}), \Delta 3 = 4\text{ К}$$

Рисунок 4.1 – Зависимость установившейся температуры амортизаторной жидкости от скорости передвижения автомобиля

В процессе исследований функционирования гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в зависимости от температуры окружающей среды установлено, что процесс функционирования амортизаторов при низких

температурах сопровождается незначительным нагревом амортизаторной жидкости от 1 до 4 К. Это связано с продолжительным воздействием обдувающего потока воздуха с наружными поверхностями амортизатора, а также низкой эффективностью его функционирования, что привело к значительным потерям теплоты в окружающую среду. Увеличение скорости движения грузового автомобиля с 20 до 60 км/ч сопровождалось снижением установившейся температуры амортизаторной жидкости. Однако данная зависимость наблюдалась только в диапазоне начальных температур $T_{\text{нач}}$ от 243 К (-30° С) до 263 К (-10° С) и скорости движения не более 60 км/ч. При температурах окружающей среды ниже 243 К (-30° С) и скорости движения автомобиля более 60 км/ч, температура амортизаторной жидкости практически не изменялась и не превышала значений температуры окружающей среды.

Аналогично и при скорости движения автомобиля до 20 км/ч и температуре окружающей среды 243 К (-30° С) нагрева амортизаторной жидкости так же происходило в связи с низкой эффективностью перемещения элементов подвески.

Выявлено, что достижение установившейся температуры равномерно во всем диапазоне низких температур. Определено, что в представленном диапазоне температур окружающей среды величины нагрева ($\Delta 2$ и $\Delta 3$) амортизаторов не превысили 4 К, а в диапазоне от 253 до 263 К величина нагрева $\Delta 3$ составляла 4 К. Характер изменения температуры амортизаторной жидкости имеет нелинейную зависимость. В результате эксплуатационных испытаний также установлено время стабилизации температуры, составляющее более 35 мин в описанном диапазоне температур окружающего воздуха.

На основании полученных результатов можно сделать следующее заключение: при эксплуатации грузовых автомобилей, оснащенных гидравлическими амортизаторами, существует проблема, связанная с нарушением теплового режима гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в исследуемом диапазоне низких температур. Как описано ранее в главах 1 и 2,

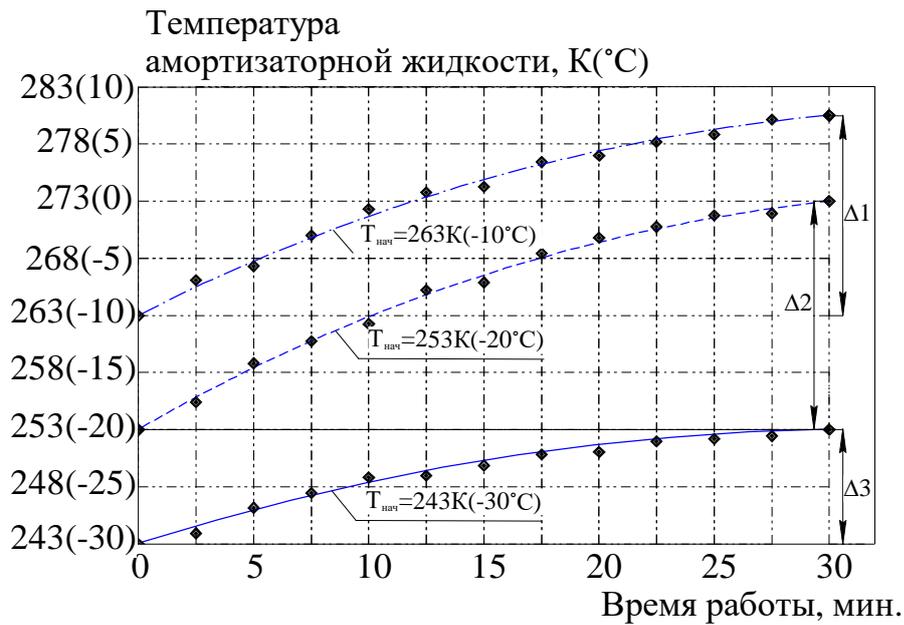
изменение теплового режима гидравлического амортизатора влияет на увеличение вязкости рабочей жидкости. Следовательно, использование грузовых автомобилей в климатических условиях с продолжительным воздействием низкой температуры в различных дорожных и скоростных режимах движения увеличивает теплообмен с окружающей средой и поверхностями амортизаторов. Увеличение значений вязкости амортизаторной жидкости ухудшает функционирование амортизаторов, что иногда приводит к частичной либо полной блокировке перемещения рабочих элементов амортизаторов и элементов подвески.

4.2 Результаты стендовых испытаний гидравлических амортизаторов в условиях низких температур

Для подтверждения теоретических предпосылок, изложенных в главе 2, а также при выявлении основных факторов, влияющих на параметры функционирования гидравлических амортизаторов, были проведены стендовые испытания. За основу взята методика испытаний, изложенная в третьей главе, а также комплекс измерительного оборудования с испытательным стендом.

Для определения времени достижения установившейся температуры амортизаторной жидкости режим испытаний был следующий: при постоянной скорости перемещения штока 0,52 м/с, величине перемещения штока амортизатора 80 мм и скорости обдувающего потока воздуха 5 м/с амортизатор функционировал в непрерывном режиме. Результаты испытаний представлены на графике зависимости установившейся температуры амортизаторной жидкости от времени работы амортизатора и свидетельствуют о том, что температура амортизаторной жидкости достигала отметки 280 К (кривая 1) при начальной температуре окружающего воздуха в $T_{\text{нач}} = 263$ К лишь через 30 мин работы на величину Δt . При температурах эксплуатации 253 К (кривая 2) диапазон изменения температуры аналогичен кривой 1 и составил около 0,6 К в минуту. Однако в случае, когда

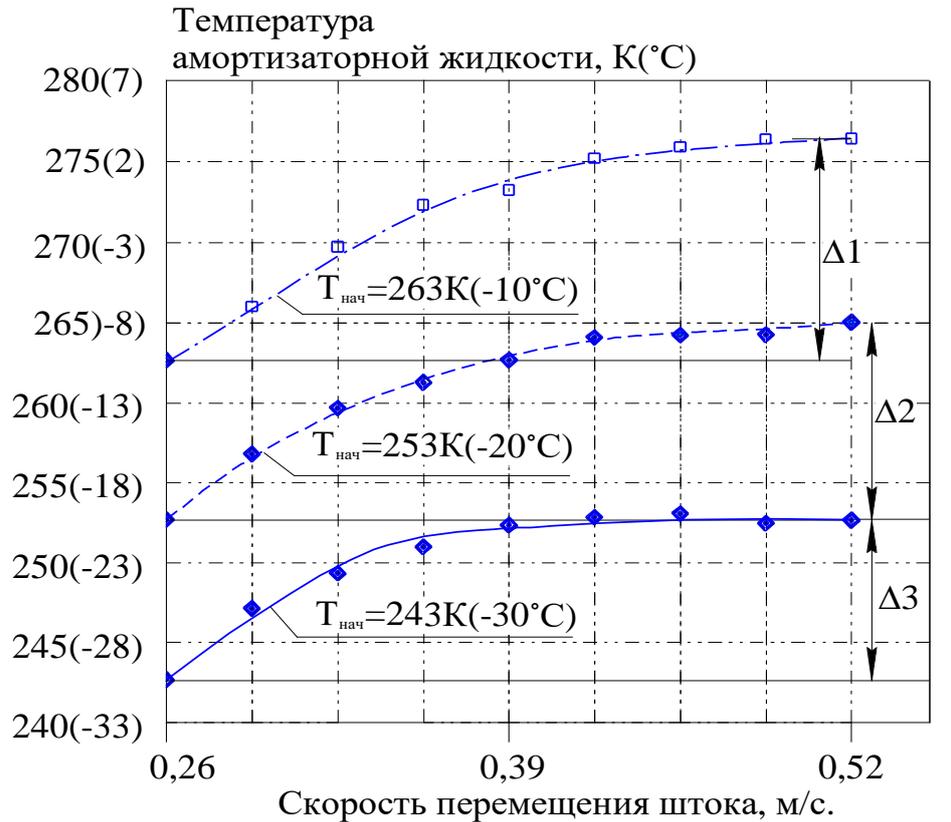
начальная температура была 243 К (кривая 3), величина $\Delta 3$ составила около 0,3 К в минуту, что свидетельствует о снижении эффективной работы гидравлических амортизаторов. По достижении 30 мин увеличение температуры амортизаторной жидкости прекращалось, что являлось моментом выхода агрегата на стабильный тепловой режим. Сравнение значений $\Delta 1$, $\Delta 2$ и $\Delta 3$ позволило установить, что наиболее интенсивный рост температуры амортизаторной жидкости возможен при температурах эксплуатации не ниже 253 К (-20°C).



$T_{\text{нач}} = 263\text{ K} (-10^\circ\text{C})$, $\Delta 1 = 18\text{ K}$; $T_{\text{нач}} = 253\text{ K} (-20^\circ\text{C})$, $\Delta 2 = 19\text{ K}$; $T_{\text{нач}} = 243\text{ K} (-30^\circ\text{C})$,
 $\Delta 3 = 10\text{ K}$

Рисунок 4.2 – Зависимость установившейся температуры амортизаторной жидкости от времени работы амортизатора

Одним из наиболее значимых факторов, определяющих эффективность работы гидравлических амортизаторов, является скорость перемещения штока. Для исследования влияния изменения скорости перемещения штока на температуру амортизаторной жидкости проведена серия экспериментов, результаты которых представлены на рисунке 4.3.



$T_{нач} = 263\text{ К} (-10^\circ\text{C})$, $\Delta 1 = 15\text{ К}$; $T_{нач} = 253\text{ К} (-20^\circ\text{C})$, $\Delta 2 = 14\text{ К}$;

$T_{нач} = 243\text{ К} (-30^\circ\text{C})$, $\Delta 3 = 14$

Рисунок 4.3 – Зависимость установившейся температуры амортизаторной жидкости от скорости перемещения штока

В результате экспериментов установлено, что при увеличении скорости перемещения штока происходит наиболее интенсивное возрастание температуры амортизаторной жидкости, однако крайним значением является скорость 0,52 м/с. Анализ рисунка 4.3 позволил установить, что с начальной температуры $T_{нач}$, равной 243 К (кривая 3), изменение температуры наблюдалось от 0,26 до 0,52 м/с, а разница в показаниях в среднем составила 10 К. При увеличении скорости перемещения штока более 0,52 м/с нагрев жидкости практически не происходил, что свидетельствовало о достижении установившейся температуры амортизаторной жидкости.

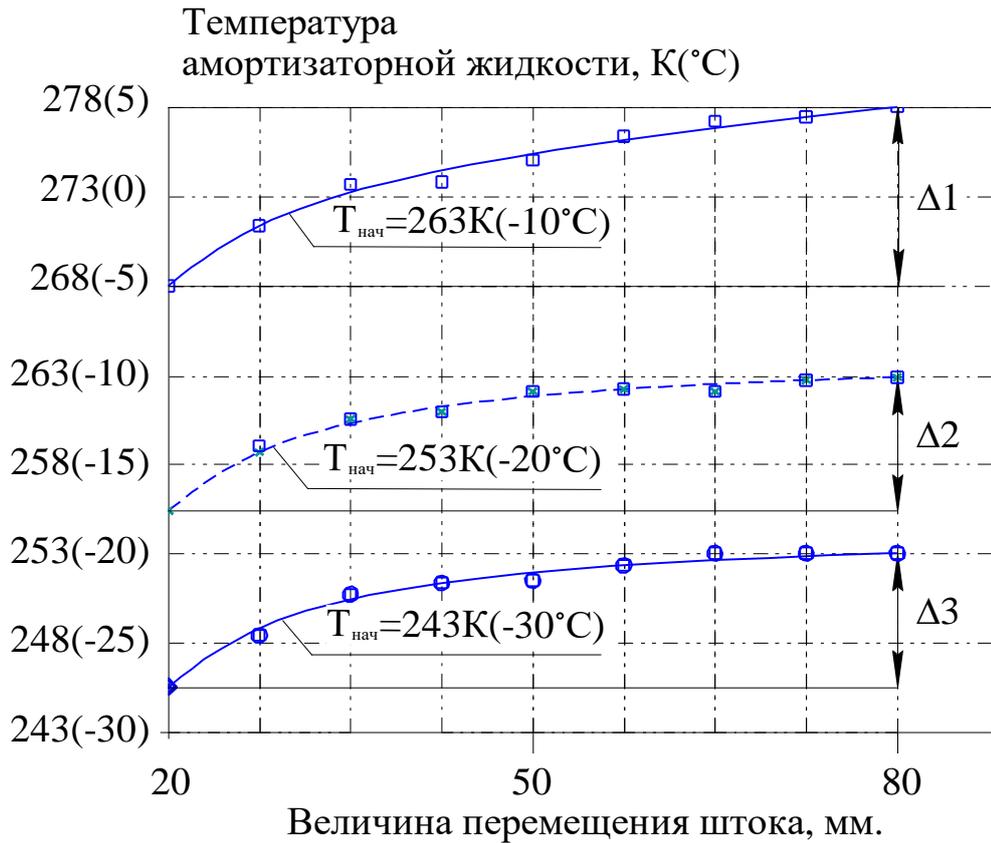
Кривыми 1 и 2 изображено изменение температур амортизаторной жидкости при начальных температурах $T_{нач} = 253\text{ К}$ и $T_{нач} = 263\text{ К}$. Анализ зависимостей показал, что разница температур $\Delta 1$ и $\Delta 2$ одинакова и их значения равнялись 14 К

и 15 К. Это свидетельствовало о значительном нагреве амортизаторной жидкости. При этом дросселирование жидкости проходило в непрерывном режиме, без блокирования подвижных элементов.

Было выявлено также, что максимальная разница между начальной температурой, равной температуре окружающей среды, и температурой амортизаторной жидкости, достигнутой в результате функционирования амортизатора, при изменении скорости перемещения штока в диапазоне от 0,39 до 0,52 м/с составила 278 К (15 °С).

Для определения зависимости изменения температуры амортизаторной жидкости от величины перемещения штока проведены стендовые испытания, с изменением величин диапазоне от 80 до 20 мм с шагом 30 мм.

На рисунке 4.3 изображена зависимость изменения установившейся температуры амортизаторной жидкости от величины перемещения штока, позволяющая установить, что при аналогичных начальных температурах испытаний $T_{\text{нач}}=243\text{К}(-30^{\circ}\text{С})$ и $T_{\text{нач}}=253\text{К}(-20^{\circ}\text{С})$ нагрев амортизаторной жидкости происходит с одинаковой интенсивностью. Как показано на рисунке 4.3, кривые 1, 2 и 3 описывают нелинейное изменение температуры амортизаторной жидкости. При величине хода штока 20 мм и начальных температурах $T_{\text{нач}}=243\text{К}(-30^{\circ}\text{С})$ и $T_{\text{нач}}=253\text{К}(-20^{\circ}\text{С})$ разница температур составила 2,5 К. Изменение величины хода штока до 50 мм сопровождалось более интенсивным нагревом амортизаторной жидкости, что составило в среднем до 8 К. При величине хода штока 80 мм нагрев достигал значений 253 и 263 К соответственно.



$T_{\text{нач}} = 263 \text{ K } (-10^\circ \text{ C}), \Delta 1 = 10 \text{ K}; T_{\text{нач}} = 253 \text{ K } (-20^\circ \text{ C}), \Delta 2 = 8 \text{ K};$

$T_{\text{нач}} = 243 \text{ K } (-30^\circ \text{ C}), \Delta 3 = 7.$

Рисунок 4.4 – Зависимость температуры амортизаторной жидкости от изменения скорости перемещения штока

Обусловлено это тем, что перемещение большего объёма амортизаторной жидкости из рабочих камер за цикл работы способствует более интенсивному выделению тепла за счет дросселирования и гидравлического трения.

Для определения влияния низких температур окружающего воздуха в диапазоне от 243 К (-30° С) до 263 К (-10° С) на изменение сил сопротивления на отбой и сжатие проведены стендовые испытания в соответствии с планом экспериментов, изложенным в третьей глав. Для анализа данных, полученных в результате стендовых испытаний, построены графики изменения сил сопротивления на отбой и сжатие гидравлических амортизаторов, представленные на рисунке 4.5.

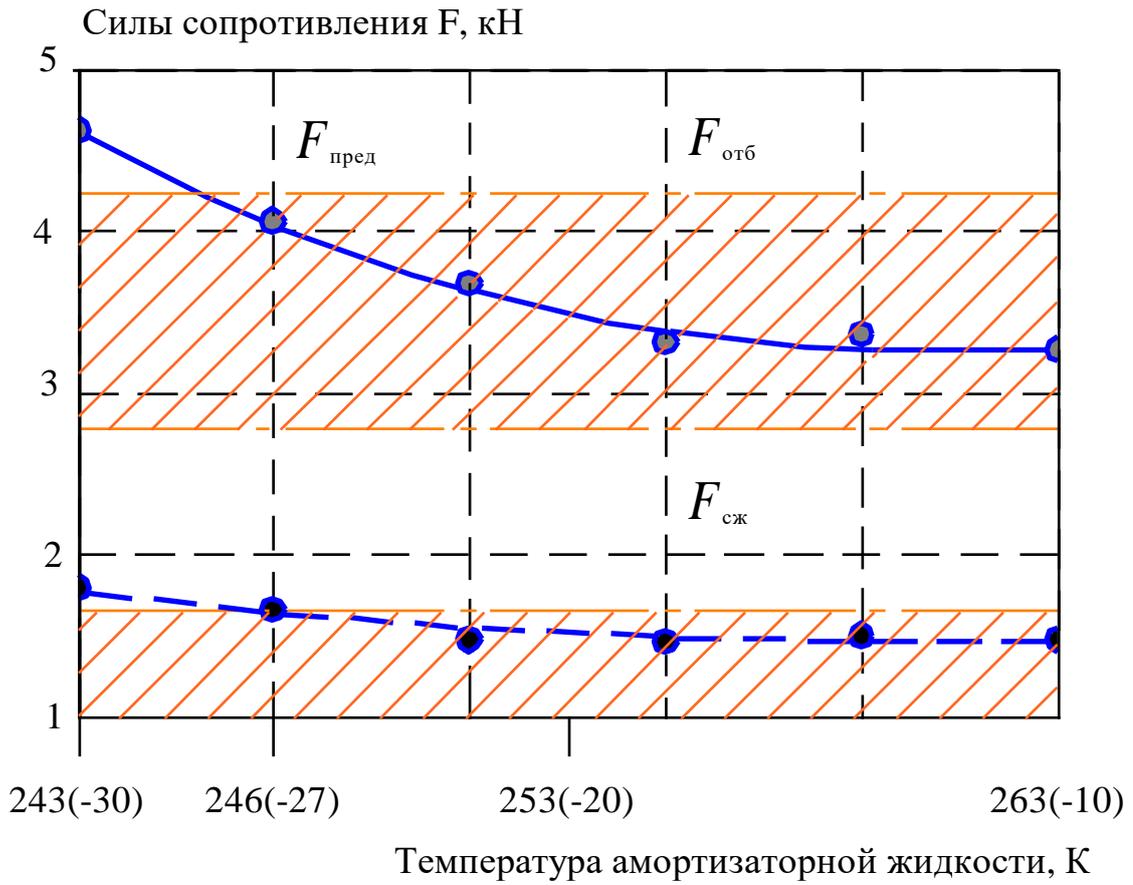


Рисунок 4.5. – Зависимость изменения сил сопротивления гидравлического амортизатора от температуры амортизаторной жидкости.

Анализ динамики изменения сил сопротивления показал, что температура амортизаторной жидкости, при которой достигаются предельные значения сил сопротивления на отбой $F_{отб} = 4022$ Н и на сжатие $F_{сж} = 1226$ Н составляет 246 К (-27 °C). Как показано на графике, неработоспособное состояние гидравлических амортизаторов наступает с отметки, обозначенной точкой $F_{пред}$. Установлено, что значения сил сопротивления на отбой изменяются в диапазоне от 3230 до 4550 Н, при максимальном допустимом значении 4022 Н. Силы сопротивления на сжатие в диапазоне изменяются в диапазоне от 830 до 1410 Н при допустимом значении 1226 Н. Исходная зависимость позволяет оценить функционирование гидравлических амортизаторов в приведённом диапазоне низких температур и изменяется нелинейно.

Изложенные в пункте 4.1. и 4.2 исследования позволили установить, что основными факторами, влияющими на силы сопротивления гидравлических амортизаторов, являются скорость и величина перемещения штока.

В результате экспериментов также было установлено, что даже после 30 мин работы амортизаторов при значении температуры окружающего воздуха 243 К нагрев амортизаторной жидкости не превысил 253 К, следовательно, температура окружающего воздуха значительно влияет на функционирование гидравлических амортизаторов.

Представленный этап исследований посвящен определению влияния факторов на силы сопротивления, а также их совместного влияния на значения отклика.

Так как известно, что между силой сопротивления амортизаторов на отбой и сжатие и основными факторами, такими как скорость и величина перемещения штока, а также температурой окружающей среды существует функциональная связь, в результате исследований был реализован композиционный симметричный трехуровневый план для трех факторов. В результате исследований и регрессионного анализа получено уравнение регрессии, представленное в раскодированном виде выражением

$$F = 3283,5 + 975,9T + 142,3v_{ам} - 19,1L_{шт} + 1,8T^2 - 25,2v_{ам}^2 + 0,13L_{шт}^2 - 151,2Tv_{ам} + 0,03TL_{шт} - 25,8v_{ам}L_{шт} \quad (4.1)$$

где T – температура окружающей среды, К;

$v_{ам}$ – скорость перемещения штока гидравлических амортизаторов, м/с;

$L_{шт}$ – величина перемещения штока, мм.

В приведенном уравнении (4.1) по значимости факторы распределяются в следующей последовательности: T – температура эксплуатации, $v_{ам}$ – скорость перемещения штока гидравлических амортизаторов, $L_{шт}$ – величина перемещения штока, следовательно, температура окружающей среды является основным фактором. Представленная модель прошла статистическую обработку с использованием методик, описанных ранее, на основании которых можно

утверждать: гипотезу адекватности, описанную уравнением (4.1) можно считать верной по результатам проведенных экспериментов с вероятностью 95% при значениях $S_{ад}^2 = 12,7$; $S_{воспр}^2 = 14,8$; $F_p = 2,145$ при табличном значении F -критерия 2,7. При совмещении теоретической и экспериментальной кривых зависимости изменения сил сопротивления гидравлического амортизатора от температуры амортизаторной жидкости, как указано на рисунке 4.6, математическую модель можно считать адекватной с высокой степенью точности при величине погрешности менее 5%.

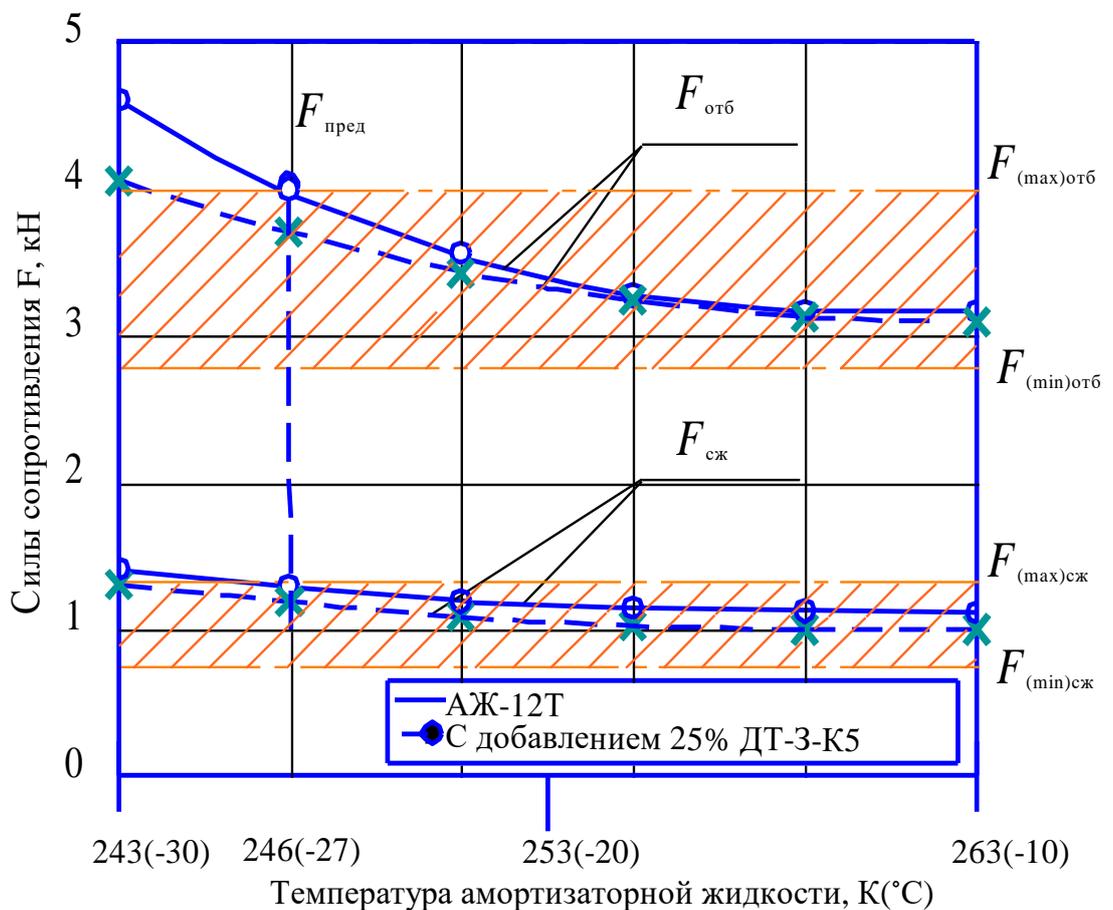


Рисунок 4.6 – Сравнение зависимостей изменения сил сопротивления гидравлического амортизатора от температуры амортизаторной жидкости, полученных теоретическим и экспериментальными способами

На основании полученного уравнения регрессии (4.1) определены силы сопротивления амортизаторов на отбой и сжатие для диапазона низких температур окружающей среды от -30°C до -10°C и скорости перемещения их штока, в рамках

которого модель является адекватной. При этом величина перемещения штока оставалась постоянной. Результаты представлены на рисунках 4.6 и 4.7.

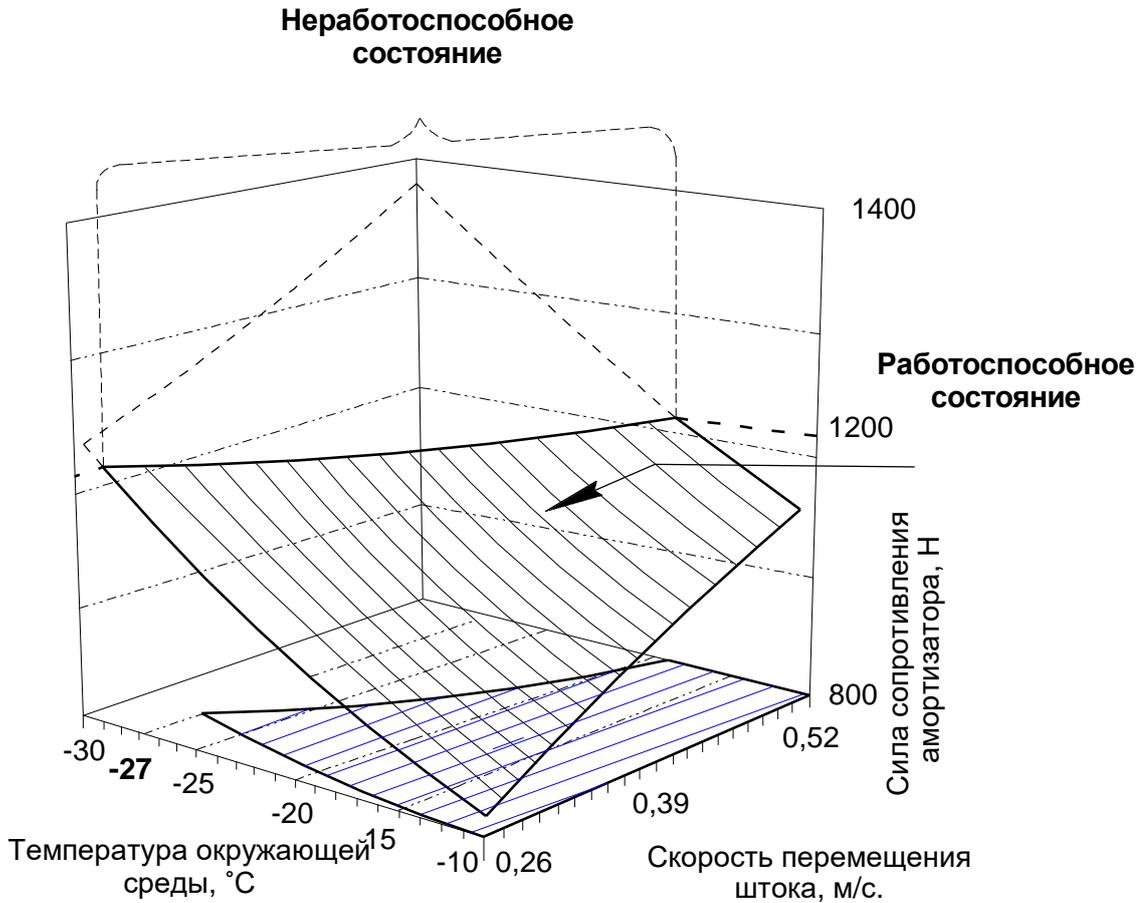


Рисунок 4.7 – Зависимость силы сопротивления на сжатие гидравлического амортизатора в зависимости от температуры окружающей среды и скорости перемещения штока.

Изображенная на рисунке 4.7 зависимость свидетельствует о том, что сила сопротивления на сжатие увеличивается с понижением температуры до 243 К (-30 °С) и выходит за предельное значение сил сопротивления, указанное в конструкторской документации заводом-изготовителем. Линией на рисунке отмечена зона выхода за предельные значения сил сопротивления. Так же при увеличении скорости перемещения штока наибольшие значения сил сопротивления достигаются при скорости 0,52 м/с и имеет линейную зависимость.

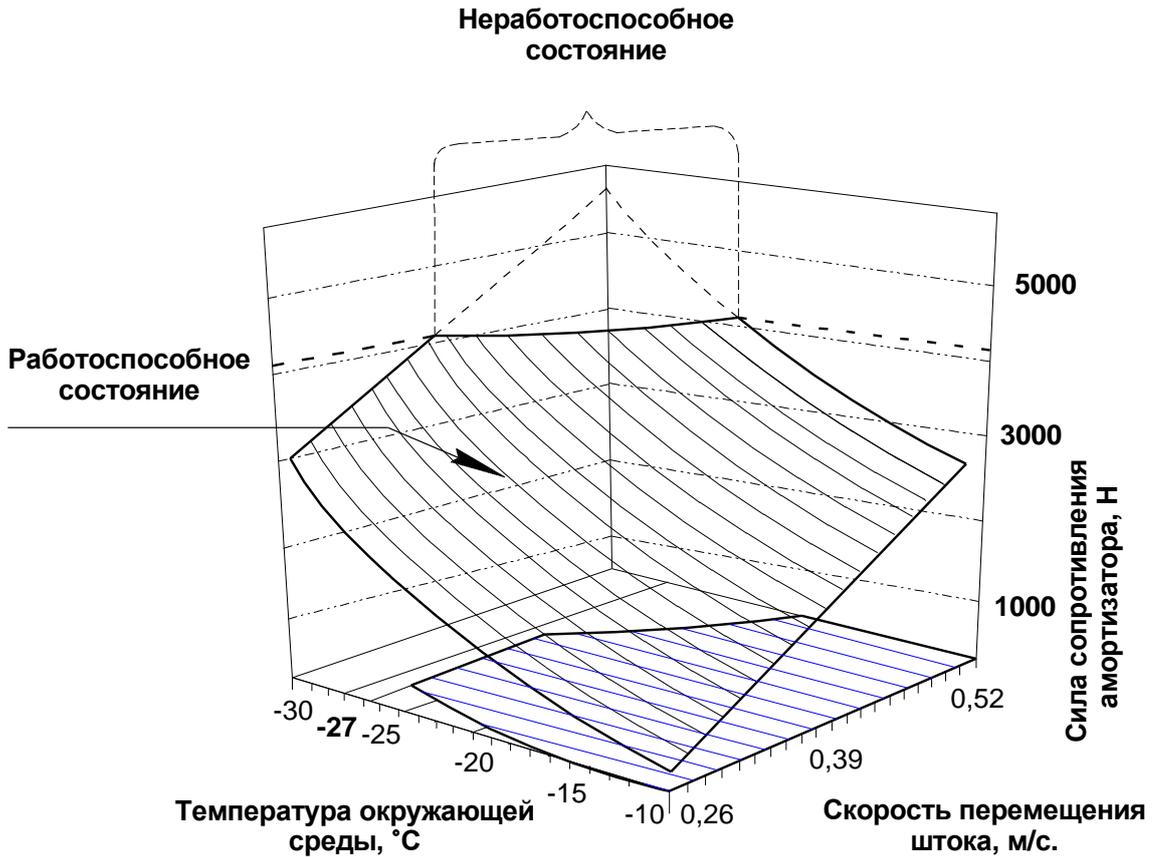


Рисунок 4.8 – Интенсивность изменения сил сопротивления на отбой гидравлического амортизатора в зависимости от температуры эксплуатации и скорости перемещения штока

Анализ рисунка 4.8 показал, что изменение сил сопротивления на отбой при снижении температуры окружающей среды происходит так же интенсивно, как и в режиме сжатия. Однако при меньшей интенсивности происходит изменение сил сопротивления при увеличении скорости перемещения, кроме случая их совместного влияния, также, как и при сжатии амортизатора. Установлено, что происходит превышение максимальной силы сопротивления на отбой более 4022 Н при минимальной температуре 246 К (-27 °С), и отмечены зоны работоспособного и неработоспособного состояния.

Соответственно, при эксплуатации гидравлических амортизаторов в условиях низких температур допустимыми условиями функционирования в режиме работы на сжатие и отбой являются температура эксплуатации от -10 °С до -27 °С и диапазон скоростей перемещения штока от 0,26 до 0,39 м/с.

4.3 Экспериментальная проверка способа обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов

На основании приведенных выводов и проведённых испытаний, представленных в разделе 4.2, удалось установить, что при снижении температуры амортизаторной жидкости происходит увеличение сил сопротивления при функционировании амортизатора из-за увеличения вязкости амортизаторной жидкости. Установлено также, что существует функциональная зависимость между силами сопротивления амортизаторов и вязкостно-температурными характеристиками рабочей жидкости. Следовательно, обеспечение функционирования гидравлических амортизаторов возможно путем обеспечения вязкости амортизаторной жидкости. На основании вышеизложенного целью данного этапа являлось разработка метода обеспечения функционирования амортизаторов грузовых автомобилей на основе применения амортизаторной жидкости с модифицированным составом.

Одним из способов снижения вязкости рабочей жидкости амортизаторов в производственных условиях, на наш взгляд, может являться добавление некоторого количества маловязких жидкостей, например, дизельного топлива ДТ-З-К5 для заданного диапазона температур окружающей среды. Как установлено ранее, во время длительной (более 30 мин) эксплуатации амортизаторная жидкость нагревается не более чем на 4 К при температуре эксплуатации ниже 243 К (-30°С), что является недостаточным для обеспечения функционирования амортизаторов при саморазогреве, что в дальнейшем влияет на увеличение сопротивления перемещению движущихся элементов подвески.

Для обоснования состава модифицированной жидкости была разработана методика на основе описанных ранее предпосылок. На первом этапе для выявления необходимого соотношения амортизаторной жидкости и дизельного топлива при использовании штатного гидравлического амортизатора модели П40.32905005 в

амортизаторную жидкость АЖ-12Т добавляли дизельное топливо ДТ-3-К5 от 5% и более от общего объёма рабочей жидкости 475 мл. Для определения наиболее подходящего состава использовали описанную ранее экспериментальную установку №2. Испытания проводили при температуре окружающей среды, равной 243 К (-30 °С).

В результате испытаний получена зависимость изменения сил сопротивления гидравлического амортизатора при различном содержании дизельного топлива в общем объёме амортизаторной жидкости которая изображена на рисунке 4.8.

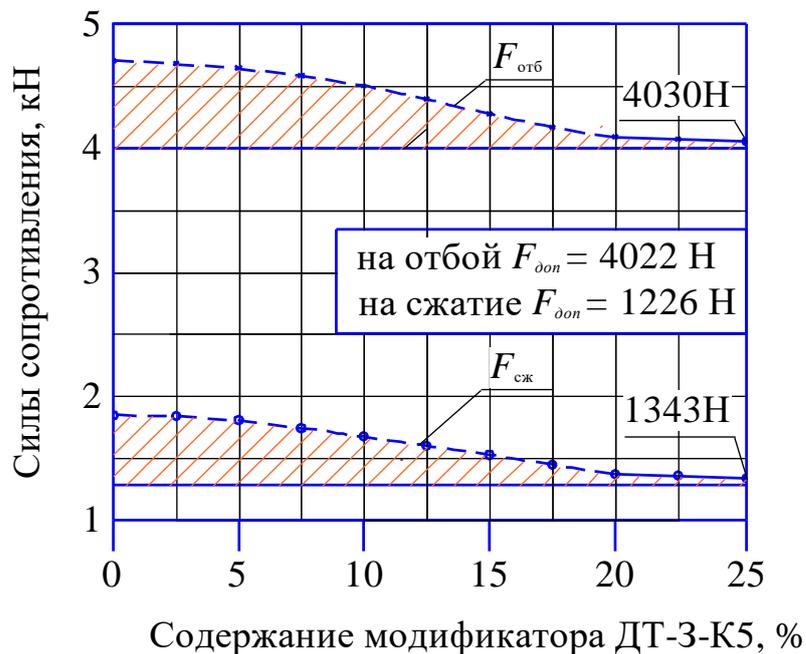


Рисунок 4.8 – Зависимость изменения сил сопротивления на отбой ($F_{отб}$) и сжатие ($F_{сж}$) гидравлических амортизаторов при содержании модификатора ДТ-3-К5 в общем объёме амортизаторной жидкости при температуре эксплуатации 243К (-30 °С)

Анализируя данные зависимости изменения сил сопротивления на отбой ($F_{отб}$) и сжатие ($F_{сж}$) установлено, что при добавлении дизельного топлива в диапазоне от 5 до 20 % позволило снизить значения сил сопротивления, однако их значения превышали максимальные установленные технической документацией значения на отбой 4022 Н и сжатие 1226 Н (заштрихованные области рисунков 4.8

и 4.9). С увеличением содержания дизельного топлива до 25% значения сил сопротивления на отбой и сжатие уменьшились практически до предельных допустимых значений и составили 4030 и 1343 Н соответственно. На рисунке 4.9 представлены зависимости изменения значений сил сопротивления амортизатора с рабочими жидкостями АЖ-12Т и модифицированной с содержанием 25% дизельного топлива ДТ-3-К5.

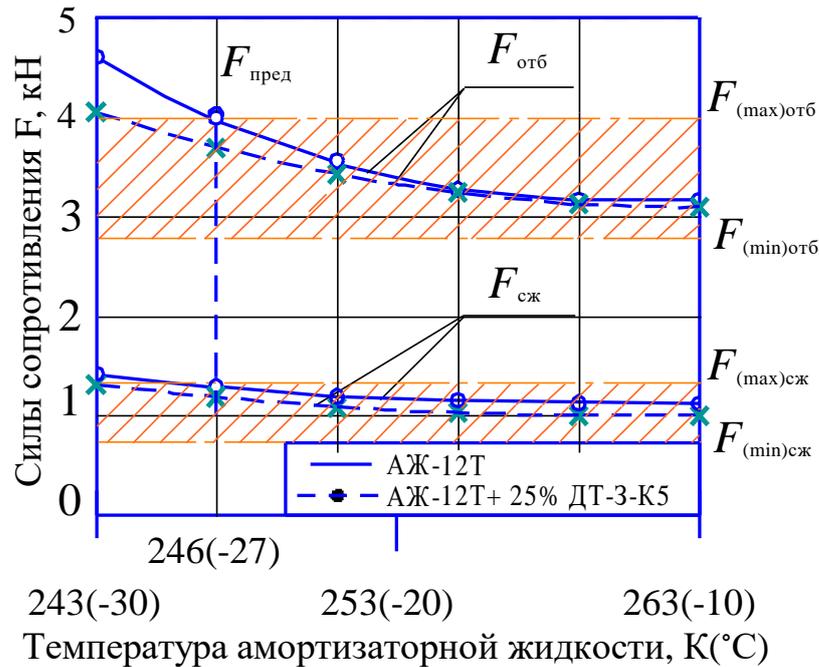


Рисунок 4.9 – Зависимость изменения сил сопротивления на отбой ($F_{отб}$) и сжатие ($F_{сж}$) при использовании амортизаторной жидкости АЖ-12Т и модифицированной низких температурах эксплуатации

Как указано на рисунках 4.8 и 4.9, в выбранном диапазоне низких температур эксплуатации до 243 К (-30 °С) добавление дизельного топлива 25% от общего объема рабочей жидкости обеспечивает функционирование амортизаторов в соответствии с параметрами, установленными технической документацией. Следовательно, оптимальным соотношением дизельного топлива и амортизаторной жидкости при эксплуатации грузовых автомобилей при низких температурах эксплуатации можно считать пропорцию 25% дизельного топлива ДТ-3-К5 и 75 % амортизаторной жидкости АЖ-12Т от общего объема. Для диапазона низких температур, равных значениям 238 К (-35 °С), 233 К (-40 °С) и

ниже, возможно увеличение содержания дизельного топлива с шагом, равным 5%, однако это требует дополнительных экспериментальных исследований.

Для исследования влияния модифицированной жидкости с добавлением 25% дизельного топлива ДТ-3-К5 проведены ресурсные стендовые испытания, отвечающие требованиям раздела 5.9 ГОСТ 34339-2017. В соответствии с условиями построен график отклонения значений сил сопротивления от количества циклов работы амортизатора при его функционировании (рисунок 4.10).

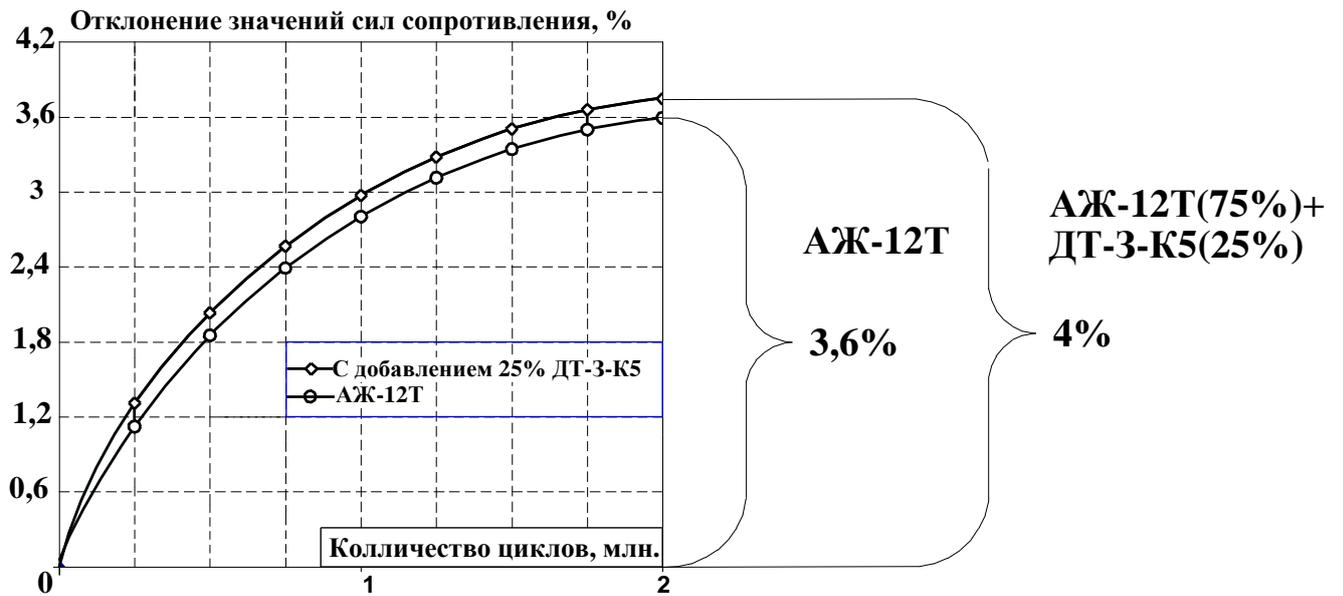


Рисунок 4.10 – Зависимость отклонений сил сопротивления от количества циклов работы амортизатора

Исследования влияния модифицированной жидкости с содержанием дизельного топлива 25% в сравнении со стандартной на ресурс гидравлического амортизатора показали, что существенного отклонения значений сил сопротивления от эталонных значений не происходило и не превысило 4% за 2 миллиона циклов функционирования, что соответствует требованиям конструкторской документации. Также в режиме функционирования у гидравлических амортизаторов отсутствовали провалы.

4.4 Технология обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов в условиях низких температур

Существующая технология технического обслуживания автомобилей включает в себя дополнительные операции технического обслуживания по подготовке автомобилей к эксплуатации в холодное время года при низких температурах окружающего воздуха. Необходимость в проведении технического обслуживания обусловлена физико-химическими свойствами материалов, используемых в агрегатах автомобилей. Характерной работой при техническом обслуживании подвески является замена смазочного материала в соответствии с химмотологической картой. Однако в перечне работ, выполняемых при техническом обслуживании подвески, не предусмотрены работы по проверке функционирования гидравлических амортизаторов и замене стандартной жидкости на амортизаторную с улучшенными вязкостно-температурными свойствами.

Реализация выполненных исследований по обеспечению функционирования гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей, используемых в сельском хозяйстве при низких температурах, возможна путем внедрения в технологию технического обслуживания дополнительных операций. Для этого была разработана технологическая карта технического обслуживания гидравлических амортизаторов, представленная в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Технологическая карта технического обслуживания гидравлических амортизаторов автомобиля КамАЗ, общая трудоёмкость 49 чел.-

МИН

Номер выполняемой работы	Наименование и содержание работы	Трудоемкость, чел.-мин	Приборы, инструмент, приспособления, модель, тип	Технические требования и указания
1	2	3	4	5
1	Очистить амортизатор от пыли и грязи, снять с автомобиля	6	Установка для мойки автомобиля щеточно-струйная М-127, М-129, ключ накидной 24, лопатка монтажная, щетка по металлу	
2	Установить на диагностический стенд, проверить функционирование и дать предварительное заключение о техническом состоянии	3	Стенд для определения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов (патент RU № 78939U1 от 10.01.2017)	Силы сопротивления проверяют при скорости перемещения штока в 0,52 м/с и сравнивают со значениями, рекомендованными заводом-изготовителем
3	Снять с амортизатора защитный кожух, очистить отверстия для разборки амортизатора	3	Лопатка монтажная, отвертка, щетка по металлу, пистолет для подачи сжатого воздуха	При демонтаже рекомендуется заменять резиновые втулки амортизаторов при наличии выработки либо при обнаружении трещин
4	Открутить гайку крепления сальникового узла, вытащить шток с поршнем	2	Приспособление для демонтажа гайки амортизатора грузовых автомобилей Jonnesway AN050021 49642, Ванна ВСт 1500 ГОСТ 23695-94	

1	2	3	4	5
5	Слить амортизаторную жидкость в специальную емкость, определить визуально ее состояние	3	Цилиндр мерный с пластмассовой пробкой ГОСТ 7851	Цвет жидкости должен быть однородным, желтого оттенка, без инородных частиц, стружки и т.д
6	Удалить из компенсационной камеры рабочий цилиндр с клапанным узлом	2	Ванна ВСт 1500 ГОСТ 23695-94, ветошь	
7	Очистить элементы амортизатора, промыть дизельным топливом, осмотреть состояние пружины и дискового клапана на наличие трещин либо повреждений	7	Ванна ВСт 1500 ГОСТ 23695-94, ветошь	
8	Установить рабочий цилиндр в компенсационную камеру	2		
9	Приготовить модифицированный состав жидкости	7	Цилиндр мерный с пластмассовой пробкой ГОСТ 7851	Приготовить состав в соотношении 75% амортизаторной жидкости АЖ-12Т и 25% дизельного топлива ДТ-3-К5
10	Залить приготовленный состав жидкости в компенсационную камеру и рабочий цилиндр	2	Цилиндр мерный с пластмассовой пробкой ГОСТ 7851	
11	Установить шток с поршнем в рабочий цилиндр	2		
12	Установить сальниковый узел, закрутить верхнюю гайку	3	Приспособление для демонтажа гайки амортизатора грузовых автомобилей Jonnesway AN050021 49642	

1	2	3	4	5
13	Установить амортизатор на стенд, дать поработать в течение 1-3 мин	4	Стенд для определения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов (патент RU № 78939U1 от 10.01.2017)	
14	Установить защитный кожух	2	Лопатка монтажная, отвертка	
15	Установить амортизатор на автомобиль, затянуть болты крепления амортизатора	3	Ключ динамометрический 6100150 ГОСТ Р 51254-99(ИСО 6789-92), головка торцевая 1/2 на 24, лопатка монтажная	Момент затяжки должен составлять 176-216 Н·м

Целесообразно при проведении сезонного технического обслуживания в дополнение к операциям, которые выполняются по регламенту с такими агрегатами как ходовая часть, подвеска и рама, провести операции по техническому обслуживанию гидравлических амортизаторов.

4.5. Оценка технико-экономической эффективности выполненных исследований.

В соответствии с рекомендациями [53,95] оценку технико-экономической эффективности исследований проводили в условиях эксплуатации грузовых автомобилей при низких температурах в виде сопоставления технико-экономических параметров базовой и предложенной технологий.

Для этого предлагается рассчитывать часовую производительность автомобиля-самосвала с работоспособными гидравлическими амортизаторами по выражению

$$W_{\text{сч}} = \frac{q_{\text{ном}} \cdot y \cdot \beta \cdot v_{\text{т}}}{I_{\text{г}} + \beta \cdot v_{\text{т}} \cdot t_{\text{п-р}}}, \text{ Т/ч}, \quad (4.1)$$

где $q_{\text{ном}}$ – грузоподъемность грузового автомобиля, т;

y – коэффициент использования грузоподъемности;

β – коэффициент использования пробега;

$v_{\text{т}}$ – средняя техническая скорость, км/ч;

$I_{\text{г}}$ – длина ездки с грузом, км;

$t_{\text{п-р}}$ – время простоя автомобиля под погрузкой-разгрузкой, ч.

$$W_{\text{сч(р)}} = (13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 70) / (37 + 0,51 \cdot 70 \cdot 0,5408) = 394,485 / 56,307 = 7,005 \text{ Т/ч}.$$

В случае, когда гидравлические амортизаторы неработоспособны, средняя техническая скорость перевозки грузов снижается на 15 км/ч [39], соответственно часовая производительность автомобиля-самосвала с неработоспособными гидравлическими амортизаторами составит:

$$W_{\text{сч(н)}} = (13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 55) / (37 + 0,51 \cdot 55 \cdot 0,5408) = 309,953 / 52,169 = 5,942 \text{ Т/ч}.$$

Суточная производительность автомобиля-самосвала с работоспособными гидравлическими амортизаторами рассчитывается по формуле

$$W_{\text{сс(р)}} = \frac{q_{\text{ном}} \cdot y \cdot \beta \cdot v_{\text{т}} \cdot T_{\text{н}}}{I_{\text{г}} + \beta \cdot v_{\text{т}} \cdot t_{\text{п-р}}}, \text{ Т/сут}, \quad (4.2)$$

где $T_{\text{н}}$ – продолжительность времени в наряде, ч.

$$W_{\text{сс(р)}} = (13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 70 \cdot 8) / (37 + 0,51 \cdot 70 \cdot 0,5408) = 3155,88 / 56,307 = 56,047 \text{ Т/сут}.$$

Суточная производительность автомобиля-самосвала с неработоспособными гидравлическими амортизаторами равна:

$$W_{cc(n)} = (13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 55 \cdot 8) / (37 + 0,51 \cdot 55 \cdot 0,5408) = 2479,62 / 52,169 = 47,530 \text{ т/сут.}$$

При этом неучтенная производительность составит:

$$\Delta W_{(n)} = W_{cc(p)} - W_{cc(n)}, \text{ руб.} \quad (4.3)$$

$$\Delta W_{(n)} = 56,047 - 47,530 = 8,517 \text{ т/сут.}$$

В соответствии со стандартной технологией автомобиль перевозит в сутки 47,530 т., следовательно, неучтенная производительность будет равна разнице суточной производительности с работоспособными и с неработоспособными гидравлическими амортизаторами и составит 8,517 т/сут, а неучтенная прибыль 4684 руб.

Годовая экономия складывается за счет применения способа обеспечения функционирования гидравлических амортизаторов в период с температурами ниже $-26,5 \text{ }^\circ\text{C}$, а также за счет снижения затрат на замену гидравлического амортизатора подвески:

$$\mathcal{E}^r = (H_p + \mathcal{E}_p) \cdot D, \text{ р/год} \quad (4.4)$$

где \mathcal{E}_p – экономия за счет обеспечения ресурса гидравлических амортизатора, руб;

D – количество дней в зимний период 2019/2020 г. $D=18$ со средними низкими температурами ниже $-26,5 \text{ }^\circ\text{C}$ для Новосибирской области.

$$\mathcal{E}^r = 23234,4 \text{ р/год.}$$

Например, при нормальных условиях эксплуатации средний ресурс гидравлических амортизаторов составляет около 80 тыс. км. [72,87,88,]. Однако при влиянии внешних условий эксплуатации, ресурс амортизаторов может снизиться в 4 раз и составит около 20 тыс. км [14,63]. Рекомендуется проводить

диагностику элементов подвески не реже чем раз в год либо через 20 тыс. км пробега. Стоимость ремонта при замене гидравлических амортизаторов складывается из затрат на выполнение работ по замене амортизатора и его стоимости при покупке, что составило 8260 р.

Срок окупаемости составил:

$8260/23234,4=0,36$ года.

4.6. Выводы по главе

1. При исследованиях теплового режима функционирования гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей в зависимости от низких температур окружающей среды установлено, при движении со скоростью от 20 до 60 км/ч разница температур не превышала 4 К. При температурах окружающей среды ниже 243К (-30°C) и скорости движения автомобиля более 60 км/ч температура амортизаторной жидкости практически снижалась до температуры окружающей среды. Время достижения равновесной температуры составило более 35 мин.

2. При исследовании влияния изменения скорости перемещения штока определено, что наибольшая разница температур достигалась при скорости 0,52 м/с. При начальных температурах $T_{нач}= 243$ К, $T_{нач}=253$ К и $T_{нач}=263$ К. разница температур составляла 10 К; 14 и 15 К соответственно.

2. В результате исследований изменения хода штока амортизатора в диапазоне от 20 до 80 мм удалось установить незначительное (от 2,5К до 8К) увеличение температуры амортизаторной жидкости при начальных температурах 243 и 253 и 263 К соответственно.

3. При исследовании влияния температуры окружающей среды на силы сопротивления амортизаторов грузовых автомобилей выявлено, что при 246 К (-27°C) они превышают значения сил, установленных заводом изготовителем $F_{отб} = 4022$ Н и $F_{сж} = 1226$ Н.

4. Разработанная математическая модель прошла статистическую обработку и подтверждает гипотезу об адекватности с 95%-й вероятностью при значениях $S_{ад}^2 = 12,7$; $S_{воспр}^2 = 14,8$; $F_p = 2,145$ при табличном значении F -критерия 2,7. При совмещении теоретических и экспериментальных данных представленную математическую модель можно считать адекватной с высокой степенью точности, при величине погрешности менее 5%.

5. Разработан и экспериментально исследован способ, позволяющий обеспечить функционирование гидравлических амортизаторов грузовых автомобилей, используемых в сельском хозяйстве, за счет применения модифицированной амортизаторной жидкости в производственных условиях. Установлено, что использование модифицированной жидкости с содержанием дизельного топлива ДТ-З-К5 до 25% от общего объёма позволяет уменьшить значения сил сопротивления на отбой и сжатие до допустимых значений, составивших 4030 и 1343 Н соответственно. Описанная жидкость в пропорции 25% дизельного топлива ДТ-З-К5 и 75 % амортизаторной жидкости АЖ-12Т от общего объёма 475 мл позволяет обеспечивать функционирование гидравлических амортизаторов с допустимыми отклонениями от эталонных значений сил сопротивления до 4% при ресурсных стендовых испытаниях.

6. Использование модифицированной жидкости возможно в диапазоне низких температур до 243К(-30°C), 238К (-35°C), 233К(-40°C) при увеличении содержания модификатора. Однако увеличение содержания модификатора в общем объёме амортизаторной жидкости потребует проведения дополнительных экспериментальных исследований.

9. Разработана технологическая карта технического обслуживания гидравлических амортизаторов автомобиля КамАЗ. Реализация предложенных решений по обеспечению функционирования гидравлических амортизаторов на автомобилях при низких температурах возможна путем внедрения в технологию технического обслуживания дополнительных операций, проводимых совместно с сезонным техническим обслуживанием.

10. Проведена оценка экономической эффективности предлагаемых решений в условиях низких температур эксплуатации грузовых автомобилей. В соответствии с предложенной технологией неучтенная производительность будет равна 8,517 т/сут, а неучтенная прибыль составит 4684 руб. Годовой экономический эффект при внедрении результатов выполненных исследований в условиях сельскохозяйственных предприятий может составить до 23000 руб. на один автомобиль.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Эффективность функционирования гидравлических амортизаторов при эксплуатации грузовых автомобилей в условиях низких температур определяется тепловым режимом их работы. Нарушение теплового режима гидравлических амортизаторов приводит к существенному увеличению вязкости рабочей жидкости и ухудшению эксплуатационных свойств. Адаптация амортизаторов для условий низких температур окружающей среды возможна за счет обоснования состава и условий применения рабочей жидкости гидравлических амортизаторов.

2. В качестве технического критерия функционирования гидравлических амортизаторов в условиях низких температур использовались силы сопротивления на отбой и сжатие. Получены зависимости изменения сил сопротивления при температурах окружающей среды от 243 К (-30° С) до 263 К (-10° С), которые изменяются на отбой от 3900 до 4800 Н и на сжатие от 800 до 1420 Н. Установлено, что значения сил сопротивления гидравлических амортизаторов на отбой и сжатие превышают нормативные значения при температурах ниже 246 К (-27°С).

3. Разработана математическая модель процесса функционирования гидравлического амортизатора, учитывающая температуру окружающей среды. В качестве значимых факторов также выбраны величина и скорость перемещения штока гидравлического амортизатора. Установлено, что в зависимости от выбранных факторов в рассматриваемых условиях температура амортизаторной жидкости может изменяться на 4...14 К.

4. Разработаны и обоснованы состав и условия применения модифицированной жидкости гидравлических амортизаторов для низких температур окружающей среды. Для условий Новосибирской области при низких температурах обоснован состав модифицированной жидкости в соотношении 25% модификатора ДТ-3-К5 и 75 % АЖ-12Т. Максимальные значения сил сопротивления при испытании амортизаторов с модифицированной жидкостью не превышали 4030 Н на отбой и 1343 Н на сжатие. Проведены ресурсные испытания гидравлического амортизатора с модифицированной жидкостью, по результатам

которых установлено, что отклонения значений сил сопротивления от эталонных не превышали 4%;

5. Обоснованы и реализованы технология и техническое средство для сезонного технического обслуживания подвески автомобилей. Производственная проверка результатов исследований гидравлических амортизаторов выполнялась в условиях предприятий ЗАО «Крутишинское», ООО «Соколово» и ООО «Сибирская Нива», по результатам которых дана их технико-экономическая оценка. Внедрение результатов выполненных исследований позволит увеличить среднюю техническую скорость транспортировки грузов на 21%, а также производительность на 18%. Годовой экономический эффект от внедрения может составить до 23000 руб. на один автомобиль.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агеев, Е.В. Особые условия технической эксплуатации и экологическая безопасность автомобилей: учебное пособие / Е.В. Агеев, А.В. Щербаков, С.В. Пикалов; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2015.
2. Алексахина К.С. Оценка влияния условий транспортировки на повреждаемость сельскохозяйственной продукции / Н.В. Аникин // в сборнике: «Актуальные вопросы применения инженерной науки» Материалы Международной студенческой научно-практической конференции. Министерство сельского хозяйства РФ, Рязанский государственный агротехнологический университет им. П.А. Костычева. 2019. С. 106-110.
3. Аникин Н.В. Повышение качества перевозки картофеля, плодов и фруктов совершенствованием подвески транспортного средства / Г.Д. Кокорев, Г.К. Рембалович, И.А. Успенский, И.А. Юхин // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Московский Государственный Агроинженерный Университет имени В.П. Горячкина". 2009. № 2 (33). С. 38-40.
4. Белов В.В. Разработка программно-алгоритмического средства обработки данных трехфакторного планированного эксперимента для расчета математической модели прочности бетона / И.В. Образцов, Ю.Ю. Курятников// Программные продукты и системы. 2014. № 4. С. 254-259.
5. Блинов Е.А. Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля / А.А. Байбакова // в сборнике: Материалы секционных заседаний 59-й студенческой научно-практической конференции ТОГУ В 2 томах. Ответственный редактор И. Н. Пугачев. 2019. С. 74-76.
6. Болштянский А.П. Гидравлический тракт переменного сопротивления в устройствах амортизаторов / П.Д. Балакин // Омский научный вестник. 2007. № 3 (60). С. 44-45.
7. Буряченко И.В. Влияние технического состояния элементов подвески автотранспортного средства на безопасность движения / П.А. Коваленко, С.Н. Пипа // В сборнике: Организация и безопасность дорожного движения Материалы

X международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию со дня рождения д. т. н., профессора Л.Г. Резника: в 2 томах. 2017. С. 16-20.

8. Бышов Н.В. Перспективы повышения эксплуатационных показателей транспортных средств при внутрихозяйственных перевозках плодоовощной продукции / С.Н. Борычев, И.А. Успенский, Г.К. Рембалович, Г.Д. Кокорев, И.А. Юхин, К.А. Жуков, Е.П. Булатов // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2012. № 78. С. 227-238.

9. Бышов Н.В. Повышение эффективности эксплуатации автотранспорта и мобильной сельскохозяйственной техники при внутрихозяйственных перевозках / С.Н. Борычев, И.А. Успенский, Г.К. Рембалович, И.А. Юхин, Н.В. Аникин // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2013. № 88. С. 519-529.

10. Виленский Л.И. Анализ системы потребления автомобильного топлива // Приспособленность автомобилей, строительных и дорожных машин к суровым условиям эксплуатации: Межвузовский сборник научных трудов. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – С. 33-36.

11. Войтенко В.А. Математическое моделирование упругой подвески автомобиля // Электротехнические и компьютерные системы. 2013. № 10 (86). С. 033-040.

12. Головных И.М. Повышение эффективности использования топлива при различных условиях эксплуатации автомобилей / В.С. Колчин // в сборнике: Повышение эффективности работы колесных и гусеничных машин в суровых условиях эксплуатации Сборник трудов международной научно-технической конференции. 1996. С. 36-39.

13. ГОСТ 34339-2017 Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний (с поправками).

14. Гребенников А.С. Прогнозирование ресурса одноименных элементов автомобиля от условий их взаимодействия и неравномерности исходных состояний

/ С.А. Гребенников, А.В. Коновалов, А.В. Косарева // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 1. С. 103-110.

15. Гудков В.В. Влияние сил и реакций на ведущие мосты при движении полноприводного автомобиля / П.А. Сокол, Е.Н. Ляпич // Воронежский научно-технический Вестник. 2017. Т. 4. № 4 (22). С. 32-39.

16. Гурский Н.Н. Системный анализ и оптимизация колебаний мобильных машин / Ю.И. Слабко, Р.И. Фурунжиев, А.Л. Хомич // Вестник Белорусского национального технического университета. 2009. № 4. С. 30-36.

17. Денисов Ив.В. Надежность передней подвески автомобилей ваз-2105 и ваз-2107 в эксплуатации / А.А. Смирнов - Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. 2019. № 2. С. 51-55.

18. Денисов Ив. В. Анализ технических неисправностей систем автомобиля, влияющих на безопасность движения / Ю.В. Баженов // в сборнике: «Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин» Материалы Международной научно-технической конференции. 2009. С. 102-106.

19. Денисов Ив.В. К вопросу обеспечения безотказности передней подвески автомобиля ВАЗ-21703 в период эксплуатации / Ил.В. Денисов - Научное обозрение. 2016. № 20. С. 84-88.

20. Денисов Ив.В. Методика определения общей вероятности безотказной работы технических систем автомобиля (на примере передней подвески ваз-2170) / Ил.В. Денисов - Фундаментальные исследования. 2014. № 9-7. С. 1425-1429.

21. Денисов Ив. В. Результаты исследования эксплуатационной надёжности элементов передней подвески автомобиля ВАЗ-21703-01-018 // в сборнике: Проблемы функционирования систем транспорта Материалы Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. 2012. С. 150-154.

22. Денисов Ил.В. Эксплуатационная надежность автомобиля TOYOTA CAMRY в гарантийный период эксплуатации / И.А. Терентьев // в сборнике: Проблемы функционирования систем транспорта Материалы Международной

научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных: в 2 томах. Ответственный редактор В.И. Бауэр. 2015. С. 188-193.

23. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1985. - 200 с.

24. Дзоценидзе Т.Д. Актуальность разработки вибрационного метода диагностики плавности хода автомобиля / А.В. Карасев // Международный технико-экономический журнал. 2010. № 5. С. 72-76.

25. Дзоценидзе Т.Д. Специализированный автомобильный транспорт сельскохозяйственного назначения (Введение) // Технология колесных и гусеничных машин. 2013. № 5 (9). С. 18-24.

26. Дубровская О.А. О аналитическом представлении рабочей характеристики амортизатора автомобиля // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2011. № 1 (19). С. 17-19.

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

28. Дубровский А.Ф. Выбор параметров подвески грузовых автомобилей "УРАЛ" для повышения скорости движения по изношенным грунтовыми дорогам / М.И. Абрамов, Ю.А. Сакулин // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 10 (171). С. 66-75.

29. Дьяков И.Ф. Уточнение эксплуатационной надежности транспортного средства // в сборнике: «Теоретические и практические аспекты научных исследований» материалы Международной (заочной) научно-практической конференции. Нефтекамск, 2019. С. 105-115.

30. Евтин П.В. Эксплуатационные исследования линейного расхода топлива при понижении температуры воздуха / Л.Г. Резник // Приспособленность автомобилей, строительных и дорожных машин к суровым условиям эксплуатации: Межвузовский сборник научных трудов. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – С. 42-45.

31. Евтюков С.А. Особенности эксплуатации парков машин в условиях низких температур / Н.Т. Сандан // Вестник гражданских инженеров. 2016. № 2 (55). С. 186-191.
32. Евтюков С.С. Сопротивление амортизатора сжатию, как фактор влияния на энергетические затраты автомобиля при преодолении порогового препятствия // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 3. С. 65.
33. Егоров В.А. Особенности эксплуатации автомобилей при низких температурах / Е.А. Слепенко, М. Мунхтур // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 1. С. 128-133.
34. Есикова Ю.И. Оценка влияния сезонных условий на интенсивность отказов грузовых автомобилей УРАЛ-4320 // в сборнике: Новые технологии - нефтегазовому региону. материалы Международной научно-практической конференции. 2016. С. 188-190.
35. Зудов Г.Ю. Работоспособность автомобиля КамАЗ условиях криолитозоны / И.И. Буслаева, М.П. Лебедев, А.И. Левин // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018. Т. 22. № 10 (141). С. 166-177.
36. Измайлов А.Ю. Пути развития сельскохозяйственных транспортных средств / Н.Е. Евтюшков, Г.С. Бисенов // сборник научных докладов ВИМ. 2012. Т. 2. С. 38-49.
37. Казорин П.С. Использование устройств подогрева гидравлических амортизаторов на военных гусеничных и колесных машин / С.С. Поярков, Э.Б. Гаряев, И.Н. Ильин, И.Е. Логинов // в сборнике: Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация. материалы IV Всероссийской научно-практической конференции. Омск, 2020. С. 93-99.
38. Калинин А.В. Влияние вибрационных перегрузок транспортного средства во время транспортировки на физико-химические свойства грузов // Вестник Донецкой академии автомобильного транспорта. 2015. № 3. С. 11-15.
39. Карасев А.В. Особенности диагностики плавности хода автомобиля на примере технического состояния амортизаторов в условиях сервиса в

агропромышленном комплексе // Международный технико-экономический журнал. 2011. № 2. С. 140-143.

40. Карасев А.В. Оценки плавности хода автомобиля и вибрационной безопасности // Труды НАМИ. 2008. № 240. С. 76-97.

41. Картошкин А.П., Тепловой контроль мощности мобильных агрегатов / Колпаков В.Е. // Журнал «Сельский механизатор», № 5, 2015. – С. 4-6.

42. Корчагин В.А. Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств за счёт новой конструкции независимой подвески / Е.В. Сливинский, Ю.Н. Ризаева // Наука и техника транспорта. 2012. № 1. С. 75-79.

43. Кравченко А.П. Исследования нарушений работоспособности автомобилей тягачей Volvo FH 1242 в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации / Е.А. Верительник // Вестник СевНТУ. 2013. № 142. С. 100-103.

44. Круг Г.К. Планирование эксперимента в задаче идентификации и экстраполяции / Г.К. Круг, В.А. Сосулин. – М.: Машиностроение, 1968. –535с.

45. Кычкин В.И. Математическая модель создания некомфортных условий при движении автомобиля по виброполосе / В.И. Кычкин, В.С. Юшков // Инновации в науке. 2012. № 14-1. С. 73-80.

46. Левицкий Д.Ю. Влияние природно-климатических условий на отказы автомобилей КамАЗ-43114 ОАО "СУРГУТНЕФТЕГАЗ" // в сборнике: Новые технологии - нефтегазовому региону. материалы Международной научно-практической конференции. 2016. С. 213-218.

47. Лелиовский К.Я. Динамика и вибрации трансмиссии транспортно-технологических машин при движении по различным опорным поверхностям в арктической зоне / В.С. Макаров, У.Ш. Вахидов // в сборнике: АРКТИКА: инновационные технологии, кадры, туризм Материалы международной научно-практической конференции. под общ. ред. В. И. Прядкина. Воронеж, 2018. С. 100-107.

48. Любимов И.И. Динамика колесной нагрузки при колебаниях автомобиля // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2004. Т. 4. № 1 (5). С. 33-38.

49. Любимов И.И. Исследование влияния жесткости упругих элементов подвески на динамику колебаний колесных машин / Ю.А. Буйлов // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2006. Т. 4. № 3 (18). С. 58-64.

50. Любимов И.И. О влиянии загруженности автомобиля на качество поддрессоривания / Ю.А. Буйлов // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. Т. 2. № 1 (70). С. 195-200.

51. Майоров В.Ф. Работоспособность грузовых автомобилей VOLVO в условиях Якутии / А.М. Ишков, М.А. Кузьминов, Г.Ю. Зудов // Наука и образование. 2006. № 3. С. 51-54.

52. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / В.Р. Алешкин, П.М. Роцин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.

53. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. – М.: ВНИЭСХ, 1998. – Ч. 1. 219 с.

54. Митков А.Л. Статистические методы в сельхозмашиностроении / А.Л. Митков, С.В. Кардашевский. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.

55. Молотов С.С. Причины повреждения сельскохозяйственных грузов при перевозке / Н.В. Аникин // В сборнике: Молодежь и XXI век - 2019 материалы IX Международной молодежной научной конференции. Курск, 2019. С. 291-294.

56. Морочкин Ю.Г. Композиция для изготовления гидравлической амортизаторной жидкости / В.С. Евсеев, Р.Д. Балашов, Д.С. Климов, Н.В. Романенко // Патент на изобретение RU 23557[С1, 20.05.2009. Заявка № 2007143751/04 от 26.11.2007.

57. Мусарский Р. А. Анализ и оптимизация характеристик сопротивления гидравлических амортизаторов // Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. 2016. Т. 19. № 1. С. 13-16.

58. Мустафаев Н.П. Амортизаторная жидкость для амортизаторов грузовых автомобилей и спецтехники / Б.И. Мусаева, М.Р. Сафарова, И.П.

Исмаилов, Е.С. Мустафаева // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт. 2015. № 1. С. 41-44.

59. Мяконьких А.М. Проверка работоспособности амортизаторов / Шорохов П.Н. // Молодежь и наука. 2016. № 5. С. 130.

60. Наумов А.А. Диагностика причин неисправности масляных амортизационных стоек автомобильного транспорта / А.В. Букреев, Д.А. Железняков, П.С. Щербаков, А.Н. Гречухин, М.С. Разумов // Сборник: Молодежь и XXI век - 2016 Материалы VI Международной молодежной научной конференции: в 4-х томах. Ответственный редактор Горохов А. А. 2016. С. 185-188.

61. Огороднов С.М. Обоснование методов решения задачи оценки усталостной долговечности деталей и узлов подвески автомобилей / Д.В. Зезюлин, В.С. Макаров, А.В. Тумасов // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 4. С. 32.

62. Остренко А.Г. Контроль технического состояния амортизаторов автомобиля в процессе движения / С.В. Огрызков // Весник СевНТУ. 2014. № 152. С. 82-84.

63. Остренко А.Г. Определение остаточного ресурса амортизаторов автомобиля путём мониторинга их технического состояния // Международный научный журнал «Инновационная наука», 8/2015, ТОМ 2, ISSN 2410-6070, ООО «АЭТЕРНА», 2015. – Выпуск 8. – с. 62-66.

64. Остренко А.Г. Повышение надёжности системы подвески автомобилей путём мониторинга технического состояния амортизаторов // Научный журнал «Современные технологии. Системный анализ. Моделирование», №1(53) 2017, ISSN 1813-9108, Иркутский государственный университет путей сообщения, 2017. – Выпуск № 1. – с.171-174.

65. Остренко А.Г. Система мониторинга технического состояния амортизаторов автомобиля / А.Г. Остренко, С.В. Огрызков // Весник СевНТУ. Машино-приладобудування та транспорт. Зб. наук.пр. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2013. – Вип.143. – С.232-235.

66. Павлишин С.Г. Особенности обеспечения эксплуатационной надежности автотехники КамАЗ в дальневосточном федеральном округе / Р.Р. Зинатуллин // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2011. № 1 (24). С. 29-33.

67. Павлишин С.Г. Оценка надежности самосвалов КамАЗ в гарантийный период эксплуатации / И.М. Галимзянов // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). 2009. № 4 (19). С. 44-47.

68. Павлишин С.Г. Пути повышения надежности автомобилей КамАЗ в гарантийный период эксплуатации / А.Н. Дульнев, Д.А. Макаров // Автомобильный транспорт Дальнего Востока. 2014. № 1. С. 287-292.

69. Парфеньева И.Е. Оценка технического уровня гидравлических амортизаторов автомобилей // Технические науки - от теории к практике. 2013. № 21. С. 37-45.

70. Парфеньева И.Е. Разработка математической модели функционирования гидравлических амортизаторов автомобилей по точности параметров // Технические науки - от теории к практике. 2013. № 27-1. С. 53-60.

71. Пехутов А.С. Обеспечение транспортно-технологического обслуживания АПК в сибирском федеральном округе / Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук // Российский государственный аграрный университет - Московская сельскохозяйственная академия им. К.А. Тимирязева. Москва, 2016

72. Печкин М.П. Анализ отказов автомобилей семейства КамАЗ и причины низкой эксплуатационной надежности / Н.С. Тузов // В сборнике: «Материалы секционных заседаний 59-й студенческой научно-практической конференции ТОГУ в 2 томах.» Ответственный редактор И.Н. Пугачев. 2019. С. 143-148.

73. Побокков Д.А. Повышение эксплуатационных свойств отечественных автобусов путем совершенствования системы подвески / А.Г. Остренко, А.О. Харченко // в сборнике: Современные технологии: проблемы и перспективы Сборник статей всероссийской научно-практической конференции для аспирантов, студентов и молодых учёных. Главный редактор О.В. Мухина. 2019. С. 125-129.

74. Поздеев А.В. Определение неисправностей гидравлических амортизаторов при стендовых испытаниях / А.В. Похлебин, К.В. Чернышов, Ю.М. Мухидинов, Ш.М. Мухучев // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2015. Т. 12. № 6 (166). С. 71-76.

75. Прозоров Я.В. Влияние холодных климатических условий на эксплуатацию автомобилей КамАЗ // В сборнике: Новые технологии - нефтегазовому региону материалы Международной научно-практической конференции. 2016. С. 246-248.

76. Разяпов М.М. Изучение влияния низких температур на коробку передач автомобиля КАМАЗ ZF 16S 1820TO / А.В. Неговора, М.Г. Закиев, Н.А. Шерстнев // в сборнике: АВТОМОБИЛЬ ДЛЯ СИБИРИ И КРАЙНЕГО СЕВЕРА: КОНСТРУКЦИЯ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ЭКОНОМИКА. 90-я Международная научно-техническая конференция Ассоциации автомобильных инженеров в ИРНТУ. 2015. С. 273-278.

77. Ревин А.А. Влияние технического состояния подвески легкового автомобиля с РТС на устойчивость в режиме торможения / А.М. Аванесян, Д.С. Евдокимов // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. Т. 2. № 2 (71). С. 15-17.

78. Резник Л.Г. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. / Г.М. Ромалис, С.Т. Чарков // М.: Транспорт, 1989. — 128 с.

79. Родионов Ю.В. Определение эффективности использования грузовых автомобилей в различных условиях эксплуатации / М.Ю. Обшивалкин, В.А. Мигачев // Автотранспортное предприятие. 2011. № 1. С. 45-50.

80. Рыков С.П. Автомобильный амортизатор, адаптированный к низким температурам. Конструкция и характеристики / А.П. Куприянов // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2010. Т. 2. С. 183-191.

81. Рыков С.П. Гидравлический амортизатор с регулируемой характеристикой / Бережной М.В. // Механики XXI века. 2013. № 12. С. 170-173.

82. Рыков С.П. Моделирование и оценка демпфирующей способности гидравлических амортизаторов / В.Н. Тарасюк, В.С. Коваль, А.П. Куприянов // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 4 (20). С. 27-32.

83. Рябов И.М. О проблеме безопасности при эксплуатации автомобилей с неисправными амортизаторами / К. В. Чернышов, М.М. Гасанов, Ш.М. Мухучев // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2014. Т. 9. № 19 (146). С. 103-106.

84. Рябов И.М. Повышение безопасности автомобиля за счет рационального выбора шин с учетом характеристик амортизаторов / К.В. Чернышов, М.М. Гасанов, Ш.М. Мухучев // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2015. Т. 10. № 4 (162). С. 45-49.

85. Рябов И.М. Эффективность работы амортизатора в подвеске транспортного средства / В.В. Новиков, А.В. Поздеев // В сборнике: Пром-Инжиниринг труды II международной научно-технической конференции. ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет). 2016. С. 50-55.

86. Савин М.А. Пути и способы повышения приспособленности специальной мобильной техники к низкотемпературным условиям для их эффективной эксплуатации / Ф.Ш. Хафизов // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. 2014. № 6. С. 606-633.

87. Савлук А.И. Целесообразность ремонта и восстановления амортизаторов подвески транспортных средств / А.В. Манжула // В сборнике: Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2015. С. 860-864.

88. Семькина А.С. Определение возможных неисправностей современных автомобилей в гарантийный период / Н.А. Загородний // Актуальные направления

научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 4-1 (15-1). С. 209-212.

89. Семькина А.С. Определение технического состояния ходовой части легковых автомобилей / А.В. Голубева, Н.А. Загородний // Вестник Донецкой академии автомобильного транспорта. 2019. № 2. С. 75-82.

90. Сергеев В.И. Особенности диагностики и ремонта ходовой части автомобиля / В.И. Козликин // в сборнике: «Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016) сборник статей VIII Международной научно-технической конференции.» Ответственный редактор Е.В. Агеев. 2016. С. 387-390.

91. Сергиенко Н.Е. Диагностика технического состояния подвески автомобиля бортовым устройством / Н.Е. Сергиенко, Н.В. Мирошниченко // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков, 2012. Вып. № 64 (970). – С. 75 – 80.

92. Скоробогатый К.В. Повышение эффективности технической эксплуатации зарубежных автобусов большого класса в условиях Сибири // Автотранспортное предприятие. 2011. № 9. С. 29-31.

93. Слепенко Е. А. Теоретические основы моделирования колебаний автомобиля с отрывом колес от опорной поверхности / Б. Нямбат, М. Мунхтур // Механики XXI века. 2012. № 11. С. 308-311.

94. Статистические методы обработки эмпирических данных: Рекомендации. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 232 с.

95. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки: ГОСТ 23728-88-ГОСТ 23730-88. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 26 с.

96. Фасхиев Х.А. Проектирование деталей транспортных средств по нормативной стендовой долговечности // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2013. Т. 17. № 4 (57). С. 44-55.

97. Федотов А.И. Контроль технического состояния амортизаторов автотранспортного средства при переезде единичной неровности / Д.А. Тиховтинников, А.В. Лысенко, Н.Ю. Кузнецов // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018. Т. 22. № 7 (138). С. 234-240.

98. Хламцов Ф.Н. Стабилизация температурного режима гидравлического амортизатора подвески гусеничной машины путем регулирования теплообмена с окружающей средой // Национальные приоритеты России. Серия 1: Наука и военная безопасность. 2015. № 1 (1). С. 85-88.

99. Храпов Ю.Н. Диагностика современного автомобиля / И.А. Успенский, Г.Д. Кокорев, С.Д. Полищук, М.Ю. Костенко, А.В. Шемякин, И.А. Юхин, С.В. Колупаев, П.С. Синицин, В.В. Салтан, О.В. Филлюшин, В.А. Шафоростов, С.Н. Гусаров // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2016. № 118. С. 1001-1025.

100. Швецов С.В. Характерные особенности эксплуатации автомобилей в низкотемпературных условиях севера и пути улучшения их приспособленности в эксплуатации / В.В. Журавлев // в сборнике: Проблемы эксплуатации транспортных систем в суровых условиях Материалы международной научно-практической конференции. Ответственный редактор Ш.М. Мерданов. 2002. С. 158-160.

101. Широухов А.В. Пути совершенствования конструкций элементов подвесок базовых шасси пожарно-спасательных автомобилей // Природные и техногенные риски (физико-математические и прикладные аспекты). 2015. № 3 (15). С. 17-23.

102. Шуваева И. М. Изменение свойств эксплуатационных материалов при изменении температуры окружающего воздуха / Л.А. Господарик // в сборнике: Сервис, техническая эксплуатация транспортных и технологических машин межвузовский сборник научных трудов. Тюмень, 2001. С. 236-241.

103. Щитов С.В. Влияние внешних факторов на топливную экономичность автомобиля при транспортно-технологическом обеспечении АПК / З.Ф. Кривуца // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2014. № 9 (119). С. 111-117.

104. Юшков В.С. Математическая модель движения транспортных средств по виброполосе, предназначенной для снижения аварийности на автомобильных

дорогах России / И.Г. Овчинников // Транспортные сооружения. 2017. Т. 4. № 4. С. 1.

105. Яковлева С.П. Эксплуатационные повреждения структуры и разрушение рессоры автомобиля КАМАЗ в температурно-нагрузочных условиях севера / И.И. Буслаева, С.Н. Махарова, А.И. Левин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 5. С. 81-87.

106. Burdzik R. Investigation on forces in frictional kinematic pairs to assess their influence on shock absorber characteristics / L. Konieczny // Transport problems. – 2008. – Tom 3, Zeszyt 1, – Pr. 19-24.

107. Gardulski J. Diagnosing wear and tear of piston packing in car hydraulic shock absorbers // Transport problems. – 2009. – Volume 4, Issue 1, Part 2 – Pr. 15-24.

108. Gardulski J. Vibration issues in passenger car / J. Warczek // Transport problems. – 2014. – Volume 9, Issue 3, – Pr. 83-90.

109. Konieczny L. Usage of short time fourier transform in identification of vehicle shock absorber technical conditions researched by force vibration method / R. Burdzik, B. Sleziaak // Transport problems. – 2009. – Volume 4, Issue 3, Part 1 – Pr. 71-77.

110. Shcherbina Y. Ways of improving the units construction of hydraulic shock absorbers of passenger cars on the bogie of kvz-cnii type // Metallurgical and Mining Industry – 2017. – №3 – Pr. 24-31.

111. Sobczak P. Procedure of linear decimation in car suspension diagnosis // Transport problems. – 2009. – Volume 4, Issue 3, Part 1 – Pr. 105-112.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Значение коэффициента объемного теплового расширения технических жидкостей на основе нефти.

№	Плотность при 20 °С, кг/м ³	Коэффициент ζ , 1/°С
1	700–719,9	0,001225
2	720–739,9	0,001183
3	740–759,9	0,001118
4	760–779,9	0,001054
5	780–799,9	0,000995
6	800–819,9	0,000937
7	820–839,9	0,000882
8	840–859,9	0,000831
9	860–879,9	0,000782
10	880–899,9	0,000734
11	900–919,9	0,000688
12	920–939,9	0,000645
13	940–959,9	0,000604
14	960–979,9	0,000564
15	980–1000	0,000526

Патенты РФ на полезные модели по теме исследований

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) **RU** (11) **167 373**⁽¹³⁾ **U1**
 (51) МПК
G01M 17/04 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2016114402, 13.04.2016

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
13.04.2016Дата регистрации:
14.12.2016

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 13.04.2016

(45) Опубликовано: 10.01.2017 Бюл. № 1

Адрес для переписки:
630039, г. Новосибирск, ул. Добролюбова, 160,
НГАУ, научная часть, Мякишевой Л.Б.

(72) Автор(ы):

Домнышев Дмитрий Александрович (RU),
Долгушин Алексей Александрович (RU),
Курносов Антон Федорович (RU),
Баранов Дмитрий Валерьевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования Новосибирский
государственный аграрный университет (RU)(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 78939 U1, 10.12.2008. CN
104897409 A, 09.09.2015. US 3520180 A,
14.07.1970. SU 1295264 A1, 07.03.1987.**(54) СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ**

(57) Реферат:

Стенд для определения эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов представляет собой раму и закрепленные на ней устройства для преобразования вращения электродвигателя в возвратно-поступательные движения амортизатора, имеют возможность регулировки скорости и величины перемещения штока. Измерительный комплекс позволяет

регистрировать температуру, количество перемещений и усилие сопротивления отбоя и сжатия амортизатора. Закрепленный на раме вентилятор для создания обдувающего потока позволяет направлять и регулировать поток воздуха для имитации условий, возникающих при движении автомобиля.

RU 167373 U1

RU 167373 U1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU**⁽¹¹⁾ **142 785**⁽¹³⁾ **U1**(51) МПК
B60G 13/14 (2006.01)
F16F 9/44 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ**

(21)(22) Заявка: 2014106686/11, 21.02.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
21.02.2014

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 21.02.2014

(45) Опубликовано: 10.07.2014 Бюл. № 19

Адрес для переписки:

630039, г. Новосибирск, ул. Добролюбова, 160,
НГАУ, научная часть, Мяхишевой Л.Б.

(72) Автор(ы):

Гуськов Юрий Александрович (RU),
Вертей Михаил Леванович (RU),
Долгушин Алексей Александрович (RU),
Домнышев Денис Александрович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

ООО "Консультационно-экспертное бюро
НГАУ" (RU)**(54) ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР С ТЕПЛОАККУМУЛЯТОРОМ**

Формула полезной модели

1. Гидравлический амортизатор с теплоаккумулятором, содержащий корпус, поршень с постоянными магнитами, создающими в наружной обмотке электромагнитную энергию, электронагревательные элементы, связанные с блоком управления, отличающийся тем, что верхняя и нижняя полости корпуса амортизатора соединены каналами, снабженными электромагнитными клапанами соответственно с надпоршневым и подпоршневым полостями теплоаккумулятора.

2. Устройство по п. 1, отличающийся тем, что в корпусе теплоаккумулятора установлены нагревательный элемент и датчик температуры, соединенные с контроллером амортизатора.

RU 142785 U1

RU 142785 U1

Акты внедрения результатов научно-исследовательской работы

УТВЕРЖДАЮ

Директор ЗАО

«Крутишинское»

/ Я.А. Бахман

2018 г.



АКТ

внедрения результатов научно-исследовательской работы

В условиях предприятия ЗАО «Крутишинское» Черепановского района Новосибирской области в период с октября 2017 года по март 2018 года коллективом авторов (руководитель – к.т.н., доцент Долгушин А.А., исполнитель – инженер Домнышев Д.А.) внедрена технология сезонного технического обслуживания подвески грузовых автомобилей.

В результате производственных испытаний при длительном воздействии отрицательных температур удалось уменьшить количество неисправностей элементов подвески на 18%, а также повысить скорость транспортировки грузов на 20 км/ч.

Так же к результатам применения технологии сезонного ТО можно отнести улучшение управляемости автомобилей и улучшение комфорта при движении.

Экономический эффект от внедрения предложенной технологии может составить до 19300 руб. на один автомобиль в год.

Главный инженер

Третьяков Н.В.

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный Директор ООО
«Соколово»
А.И. Степанов
2019 г.



АКТ
внедрения результатов научно-исследовательской работы

Производственная проверка разработанной амортизаторной жидкости проводилась в условиях предприятия ООО «Соколово» Кольванского района Новосибирской области в период с ноября 2017 года по март 2018 года коллективом авторов (руководитель – к.т.н., доцент Долгушин А.А., исполнитель – инженер Домнышев Д.А.).

Использование разработанной амортизаторной жидкости в штатных грузовых автомобилях позволило уменьшить количество отказов всех элементов подвески на 15% за счет обеспечения вязкости рабочей жидкости гидравлических амортизаторов при отрицательных температурах эксплуатации. В результате применения данного способа удалось повысить плавность хода автомобилей в диапазоне отрицательных температур эксплуатации автомобилей, что в значительной степени позволило улучшить условия работы водителей грузовых автомобилей.

Экономический эффект от внедрения предложенного способа может составить до 16500 руб. на один автомобиль в год.

Главный инженер Клиппа А.В.



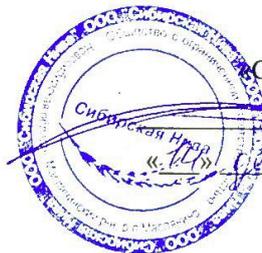
УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО

«Сибирская Нива»

С.А. Ляхов

2018 г.



АКТ

внедрения результатов научно-исследовательской работы

Разработанный коллективом авторов (руководитель – к.т.н., доцент Долгушин А.А., исполнитель – инженер Домнышев Д.А.) на кафедре «Эксплуатации машинно-тракторного парка» ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ способ обеспечения работоспособности гидравлических амортизаторов при отрицательных температурах эксплуатации автомобилей, был внедрен в условиях предприятия ООО «Сибирская Нива» Маслянинского района Новосибирской области.

Применение разработанного способа на грузовых автомобилях КамАЗ позволило снизить усилия сопротивления на сжатие и на отбой в гидравлических амортизаторах при температуре эксплуатации минус 30° С до 27%. В результате снижения нагрузок на элементы гидравлических амортизаторов улучшилась плавность хода автомобилей и повысился коэффициент технической готовности.

Экономический эффект от внедрения предложенного способа может составить до 23000 руб. на один автомобиль в год.

Главный инженер

Вайдуров В.А.