

DOI: 10.34220/2311-8873-2022-94-119

УДК 629.3.015 : 629.113

2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРАДИЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВЕСОК В СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОМ АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ

Посметьев Валерий Иванович

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры машиностроительных
технологий ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный лесотехнический
университет имени Г.Ф. Морозова»,
г. Воронеж, РФ

✉¹**Никонов Вадим Олегович**

кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры производства, ремонта и
эксплуатации машин ФГБОУ ВО
«Воронежский государственный
лесотехнический университет имени
Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, РФ
e-mail: 8888nike8888@mail.ru

Аннотация.

С целью выявления причин снижения эффективности автомобилей, оснащенных традиционными конструкциями подвесок и определения перспективных направлений повышения их эффективности, осуществлен анализ результатов обзора исследований, полученных в рассматриваемой научной области зарубежными и российскими учеными. В статье обоснована актуальность повышения эффективности подвесок грузовых специализированных автомобилей и автопоездов, эксплуатируемых в сложных изменяющихся природно-климатических и дорожных условиях. Приведены основные недостатки, проявляющиеся при эксплуатации автомобилей, оснащенных традиционными конструкциями подвесок. Перечислены последствия эксплуатации таких автомобилей, оснащенных традиционными конструкциями подвесок в условиях низкого уровня обустроенности дорог. Рассмотрены преимущества гидропневматических подвесок, листовых рессор, изготовленных из композитных материалов в сравнении с рессорами из стали, независимых конструкций подвесок перед зависимыми, полуактивных пневматиче-



EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF THE USE OF TRADITIONAL SUSPENSION DESIGNS IN SPECIALIZED AUTOMOBILE TRANSPORT

Posmetev Valerii Ivanovich

doctor of technical sciences, professor, professor
of the department of engineering technologies
of the Federal State Budget Educational Institution of
Higher Education "Voronezh State University of
Forestry and Technologies named after G.F.
Morozov", Voronezh, RF

✉¹**Nikonov Vadim Olegovich**

candidate of technical sciences, associate professor,
associate professor of production, repair and
operation of cars Federal State Budget Educational
Institution of Higher Education "Voronezh State
University of Forestry and Technologies named
after G.F. Morozov", Voronezh, RF
e-mail: 8888nike8888@mail.ru

Annotation.

In order to identify the reasons for the decrease in the efficiency of vehicles equipped with traditional suspension designs and to identify promising areas for improving their efficiency, an analysis was made of the results of a review of studies obtained in the scientific field under consideration by foreign and Russian scientists. The article substantiates the relevance of increasing the efficiency of suspensions of specialized trucks and road trains operated in difficult changing climatic and road conditions. The main disadvantages that appear during the operation of vehicles equipped with traditional suspension designs are given. The consequences of the operation of such vehicles equipped with traditional suspension designs in conditions of a low level of road infrastructure are listed. The advantages of hydropneumatic suspensions, leaf springs made of composite materials in comparison with steel springs, independent suspension structures over dependent ones, semi-active air suspensions over passive and active ones, as well as regenerative suspensions are considered. The dependences of the change in the time be-

ских подвесок перед пассивными и активными, а также рекуперативных подвесок. Представлены зависимости изменения наработки на отказ элементов рессорной подвески, расчетной долговечности рессоры от скорости движения, ускорения подрессоренной массы прицепа автопоезда при движении по неровностям, сил сопротивления гидравлического амортизатора от температуры окружающей среды. Приведены зависимости изменения собственных частот и коэффициентов затухания колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля при увеличении массы его подрессоренной части. Приведены выявленные в результате анализа перспективные направления повышения эффективности работы подвесок лесовозных автомобилей и автопоездов.

Ключевые слова: ЛЕСОВОЗНЫЙ АВТОМОБИЛЬ, ДОРОГА, ПОДВЕСКА, ЭФФЕКТИВНОСТЬ, ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ, ДОРОЖНЫЙ ПРОСВЕТ, РАСХОД ТОПЛИВА, КОМФОРТНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ, ИЗНОС ШИН, БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ.

¹ Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Эффективность процесса вывозки лесоматериалов лесовозными автомобилями (ЛА) в сложных изменяющихся природно-климатических и дорожных условиях во многом зависит от технического уровня и свойств их подвесок. Это связано с тем, что традиционные конструкции зависимых подвесок ЛА плохо адаптированы к пониженным температурам в зимний период времени, недостаточно приспособлены к движению по лесовозным дорогам (ЛД), которые, как правило, относятся к низкому уровню обустроенности. Кроме этого, такие подвески обладают высокой металлоемкостью, ограничивают углы поворота управляемых колес, увеличение дорожного просвета из-за высокого центра тяжести ЛА, снижают проходимость и поперечную устойчивость загруженного лесоматериалами ЛА, а также препятствуют полезному использованию межколесного подрамного пространства. Движение ЛА в таких условиях сопровождается преждевременным выходом из строя резиновых и полимерных деталей подвесок, воздействию на элементы конструкции подвесок критических нагрузок, повышающих вероятность возникновения в них аварийных повреждений, и являющихся причиной появления частых отказов. Дополнительно к этому, преодоление ЛА в процессе вывозки лесоматериалов различных неровностей на ЛД, приводит к дополнительному расходу энергии на гашение элементами подвески колебаний подрессоренной массы ЛА и от взаимодействия с этими неровностями опорной поверхности [1-5].

Основными негативными последствиями эксплуатации ЛА с традиционными конструкциями подвесок в рассматриваемых дорожных условиях, являются следующие: разрушение дорожного покрытия ЛД; не полная реализация эксплуатационных возможностей ЛА; повышение интенсивности износа амортизаторов и шин, ухудшение условий работы агрегатов и узлов; снижение показателей надежности и срока службы ЛА; повышение уровня вибраций и динамических нагрузок, воспринимаемых деталями ЛА при движении по неровностям ЛД; ухудшение акустических показателей внутри кабины ЛА; рост потерь времени ЛА в результате простоев ЛА в ремонте, увеличение затрат на восстановительный ремонт деталей подвески;

tween failures of the elements of the spring suspension, the estimated durability of the spring on the speed of movement, the acceleration of the sprung mass of the trailer of a road train when driving over bumps, the resistance forces of the hydraulic shock absorber on the ambient temperature are presented. The dependences of the change in natural frequencies and the damping coefficients of oscillations of the sprung and unsprung masses of the car with an increase in the mass of its sprung part are given. The perspective directions for increasing the efficiency of suspensions of timber trucks and road trains identified as a result of the analysis are given.

Keywords: TIMBER CAR, ROAD, SUSPENSION, EFFICIENCY, DYNAMIC LOADS, GROUND CLEARANCE, FUEL CONSUMPTION, COMFORT, RELIABILITY, TIRE WEAR, TRAFFIC SAFETY.

ухудшение устойчивости, управляемости и безопасности движения ЛА; снижение скоростей движения ЛА, увеличение тормозного пути; повышение расхода топлива, ухудшение производительности, плавности хода; повышенная утомляемость водителя; увеличение транспортных расходов и себестоимости вывозимых лесоматериалов.

Снижение вышеприведенных негативных последствий можно добиться путем повышения уровня обустроенности ЛД, а также за счет разработки и исследования новых конструкций подвесок, практическое применение которых позволит снизить динамическое нагружение несущих конструкций ЛА от воздействия неровностей опорной поверхности ЛД. Совершенство конструкций подвесок, используемых в ЛА, оценивается их приспособленностью к использованию в заданных условиях эксплуатации, достигаемой за счет повышения эффективности, обеспечивающую максимальную производительность ЛА при минимальных денежных затратах. В этой связи, анализ основных причин недостаточного совершенства конструкции подвесок ЛА, а также обоснование перспективных направлений, обеспечивающих повышение эффективности их функционирования в заданных условиях эксплуатации, является важной и актуальной научно-технической задачей.

2 Материалы и методы

Результаты материалов статьи получены на основе анализа результатов исследований, полученных зарубежными и российскими учеными, область научных интересов которых связана с повышением эффективности существующих конструкций подвесок, применяемых в грузовых автомобилях и автопоездах специального назначения. Поисковыми базами при выполнении сбора информации для анализа являлись: Google Scholar, РГБ, Elibrary, Scopus. В качестве источников для анализа выступали статьи на английском и русском языках, авторефераты, тексты диссертаций и монографий. Глубина поиска составила интервал с 1969 г. по 2022 г. Ключевыми словами при выполнении поисковых запросов являлись: грузовой автомобиль, подвеска, дорога, лесовозный автопоезд, надежность, неровности, эффективность, демпфирование, расход топлива, динамические нагрузки, безопасность движения.

3 Результаты исследования

Результаты исследований, посвященных улучшению характеристик поддрессирования грузовых автомобилей, снижению массогабаритных параметров их подвесок, представлены во множестве публикаций, как зарубежных, так и российских ученых.

Tadesse В.А. и Fatoba О. в своей статье рассмотрели возможность применения композитных материалов для изготовления листовых рессор, используемых в подвесках грузовых автомобилей. Полученные на основе математического моделирования результаты сравнения характеристик листовых рессор изготовленных из стали и композитных материалов, показали, что масса листовых рессор, изготовленных из композитных материалов на 8-9 % меньше массы стальных рессор, а прочность на 8-8,5 % больше прочности рессор, изготовленных из стального листа [6].

Торас М.М. и др. в своей статье описывают актуальность применения в конструкциях грузовых автомобилей передних независимых подвесок. Конструкции зависимых традиционных подвесок, используемых в грузовых автомобилях, обладают более высокой неподдрессоренной массой, которая отрицательно влияет на контакт колеса с дорогой, динамику управляемости, а также на комфорт при движении [7].

Davis L. в своей работе исследовал изменение динамических нагрузок, воздействующих на пневматическую подвеску тягача с полуприцепом, эксплуатируемого в условиях недостаточно обустроенных дорог с различными скоростями и загруженностью. Установлено, что при движении автопоезда на высоких скоростях по таким дорогам его передний мост воспринимает в 4,5 раза большие динамические нагрузки, чем при движении по обустроенным дорогам. Снизить воздействие динамических нагрузок на передний мост автопоезда, а также повысить его поперечную устойчивость предлагается путем использования в конструкции пневматической подвески более крупных продольных воздушных ходов [8].

Valasek M. и др. в своей статье представили прототип полуактивной подвески с четырьмя регулируемыми амортизаторами для грузовых автомобилей, эксплуатируемых в условиях недостаточно обустроенных дорог. Использование данной подвески улучшает управляемость, плавность хода, комфортность водителя при движении грузового автомобиля по неровностям дороги за счет подходящего выбора схемы и оптимальных характеристик управления подвеской. Кроме этого такая подвеска позволяет уменьшить динамические нагрузки, воздействующие на опорную поверхность дороги, снижая тем самым ее повреждение, а также выдерживать более высокие нагрузки на осях автомобиля, повышая эффективность последнего [9].

Larten С.-Р. в своей работе рассматривает конструкцию пневматической подвески с функцией изменения дорожного просвета, наклона грузового автомобиля, а также регулирования погрузочной высоты. Предложен алгоритм управления пневматической подвеской при изменении загруженности грузового автомобиля, позволяющий изменять давление сжатого воздуха в пневмобаллонах путем переключения электромагнитного клапана в положения выпуска или выпуска сжатого воздуха [10].

Karlavist R. в своей статье проанализировал преимущества и недостатки использования в грузовых автомобилях гидропневматических подвесок. По мнению автора недостатками являются: возможные утечки в гидро- и пневмо- элементах, сопровождающиеся опусканием автомобиля относительно опорной поверхности при длительной стоянке, установка большого количества дополнительных компонентов (масляного насоса, бака, гидроаккумулятора), в сравнении с традиционными пружинной или пневматической подвесками. Несмотря на это, гидропневматическая подвеска обеспечивает высокую плотность энергии при малой площади поверхности, имеет небольшие габаритные размеры и обладает невысокой массой [11].

Landin N. в своей работе указывает, что полностью активные подвески не получили широкого применения в грузовых автомобилях по причине большого энергопотребления и высокой стоимости. Полуактивные же подвески, несмотря на более низкий потенциал производительности, используются в грузовых автомобилях чаще, так как к ним предъявляют более низкие требования по мощности, и они обладают меньшей себестоимостью. Предложенный в работе контроллер для полуактивной подвески грузового автомобиля позволяет в сравнении с пассивной системой подвески снизить на 20 и 28 % значения вертикального и продольного ускорения кабины автомобиля и на 13 % значения динамической нагрузки на шины. Кроме этого, снижение ускорений кабины способствует улучшению комфортности водителя, а снижение динамических усилий на шинах уменьшает повреждение опорной поверхности дороги, увеличивает сцепление шин с дорогой, тем самым улучшая управляемость грузового автомобиля [12].

Sun L. в своей статье выполнил исследование влияния колебаний нагрузок в подвеске грузового автомобиля на повреждение опорной поверхности дороги. С целью минимизации динамических нагрузок на дорожное покрытие предложено в процессе проектирования подвесок грузовых автомобилей в качестве целевой функции при оптимизации принимать нагрузки, воспринимаемые дорожным покрытием от подвески автомобиля. Установлено, что высокое давление в шинах способствует большему повреждению конструкции дорожного покрытия, а повышение демпфирующих свойств подвески приводит к снижению нагрузок на шины и повреждению дорожного покрытия [13].

В работе Zhang P.S. установлено, что автомобильный транспорт потребляет до 70 % всей добываемой в мире нефти, причем на движение автомобилей полезно используется только 10-20 % энергии топлива. Наибольшие потери энергии в виде рассеивания тепла в окружающее пространство происходят при вибрации подвески автомобиля. Обнаружено, что рассеиваемая мощность всех четырех амортизаторов типового легкового автомобиля на дорогах класса ISO B (хорошие), C (средние) и D (плохие) составляют примерно 100, 400 и 1600 Вт соответственно. Чем выше жесткость шин, тем больше рассеиваемая мощность, меньше комфорт при движении, а также ниже безопасность дорожного движения. Оптимальное демпфирование для безопасности движения противоречит комфортным условиям

движения. Топливная эффективность системы подвески транспортного средства может быть увеличена до 10 % за счет использования рекуперативных амортизаторов [14].

Metered H.A. в своей научной работе делает акцент на том, что разработка более качественной системы подвески, остается важной целью для производителей транспортных средств. Идеальная система подвески транспортного средства должна иметь возможность уменьшать смещение и ускорение кузова транспортного средства, максимально повышая комфорт при езде. Кроме того, такая система должна быть направлена на минимизацию динамического прогиба шины для сохранения контакта шины с опорной поверхностью дороги. Комфорт при езде и устойчивость автомобиля – два противоречащих друг другу требования, которым должна удовлетворять стратегия управления вибрацией подвески. Низкая демпфирующая сила подвески (мягкий демпфер) обеспечивает хороший комфорт при езде, а высокая демпфирующая сила подвески (жесткий демпфер) обеспечивает хорошую устойчивость и управляемость автомобиля [15].

Научная работа Mantilla D. и др. посвящена исследованию листовых рессор, используемых в подвесках грузовых автомобилей. Актуальность использования листовых рессор объясняется их высокой грузоподъемностью, низкими затратами при производстве, а также при техническом обслуживании. Установлено, что коэффициент жесткости рессор является ограничивающим параметром и сильно влияет на вертикальное и боковое перемещение автомобиля. Подвеска является более эффективной при меньшем трении между листами рессор, меньшем весе и габаритных размерах, однако при этом существует опасность, что один лист, несущий наибольшую нагрузку не сработает из-за усталостного разрушения материала рессоры [16].

Tolea B. и др. в своей статье выполнили исследование влияния параметров надстройки пневматической подвески на распределение веса между осями тягача с полуприцепом. На основании экспериментального исследования установлено, что параметры надстройки подвески играют существенную роль в равномерном распределении грузовой нагрузки, и при неправильных параметрах надстройки подвески может возникнуть перегрузка на определенной оси. Поднятие воздушных подушек подвески ведущего моста на 80 мм приводит к перегрузке оси на 2 %. Использование полученных результатов исследования дает возможность снизить повреждения дорожной инфраструктуры, а также свести к минимуму штрафы транспортной компании за превышение допустимых значений веса, приходящегося на оси автопоезда [17].

Торас М.М. и др. в своей статье описывают недостатки зависимой подвески грузовых автомобилей, среди которых выделяют передачу значительных вибраций на кузов автомобиля, недостаточное сцепление шин с опорной поверхностью дороги из-за большой неподдресоренной массы, и, как следствие, возможное ухудшение динамики движения. Для устранения перечисленных недостатков, а также повышения производительности грузовых автомобилей переднюю ось тягача с полуприцепом оснащают разработанной независимой подвеской на двойных поперечных рычагах. Такая подвеска за счет отсутствия рессор и балки моста на 31 % легче по сравнению с зависимой подвеской аналогичной грузоподъемности, а ее использование улучшает управляемость автомобиля, комфортность и позволяет с большей эффективностью использовать объем салона автопоезда [18].

Chen Y. и др. в своей статье указывают, что использование пневматических подвесок в конструкциях грузовых автомобилей с каждым годом увеличивается, так как они обладают способностью выравнять нагрузки и улучшать плавность хода автопоезда. Кроме этого, они исследовали последствия отказа пневматической подвески на изменение высоты дорожного просвета автомобиля, а также динамику дорожного движения тягача с полуприцепом. При этом основными отказами пневматической подвески являлись: выход из строя пневматических элементов подвески, засорение пропускной способности уравнивающего клапана, изогнутость тяги управления, неисправный рычаг выравнителя, не герметичность разъемов и трубопроводов, а также неправильная технология сборки и установки элементов пневматической подвески. Установлено, что второй уравнивающий клапан в системе с двумя клапанами вносит определяющую степень резервирования при отказе одной стороны подвески, так как другая сторона может частично компенсировать отказ. Оснащение полуприцепа двойным уравнивающим клапаном оказывает дополни-

тельный стабилизирующий эффект на автопоезд в случае выхода из строя подвески тягача. Неповрежденная сторона в этом случае работает для удержания кузова автопоезда в горизонтальном положении при других возможных отказах пневматической подвески [19].

Kat C.-J. в своей работе исследовал разработанную имитационную модель системы подвески с листовыми рессорами, применительно к автопоездам на предмет прогнозирования изменения не только силовой характеристики рессор, но и вертикальных сил в точках крепления подвески к шасси транспортного средства, а также долговечности ее конструкции. Установлено, что на жесткость листовой рессоры оказывает влияние ее конфигурация (количество рессор, изменение длины рессоры под нагрузкой, протекающие процессы трения между отдельными рессорами). Предварительная деформация рессоры увеличивает жесткость листовой рессоры [20].

Xueying Lv и др. в своей работе описали актуальность перспективного научного направления, способствующего повышению энергоэффективности современных автомобилей. Данное направление заключается в разработке и исследовании рекуперативных подвесок, позволяющих не только пассивно поглощать энергию вибрации, но и аккумулировать ее путем преобразования в электрическую энергию, накапливаемую в устройствах, используемых в качестве источника питания, а также в разработке и исследовании подвесок переменной жесткости для достижения плавного движения автомобиля по ровному покрытию дороги и поглощения значительной энергии удара при движении по недостаточно обустроенной дороге [21].

Zhang H. в своей работе исследовал влияние различных конструкций подвесок (полуактивных, активных и пассивных) автомобиля-тягача с прицепом на износ протектора шин, который оказывает негативное влияние на характеристики автомобиля, динамику движения, сопровождается ухудшением устойчивости автопоезда, удобства вождения, способности сцепления шин с дорогой, а также загрязнением окружающей среды выбросами изношенных частиц шин. На основании имитационного моделирования установлено, что активная подвеска лучше всего подходит для минимизации износа шин, уменьшая его до 10 % по сравнению с пассивной подвеской, когда автомобиль движется по проселочной дороге. Полуактивные подвески также хорошо снижают износ шин, но степень уменьшения износа шин ниже. Разные классы дорог дают различные результаты. Дорожный класс В (городская дорога, меньшая неровность дороги) приводит к меньшему износу шин в сравнении с дорожным классом С (проселочная дорога, более высокая неровность дороги) [22].

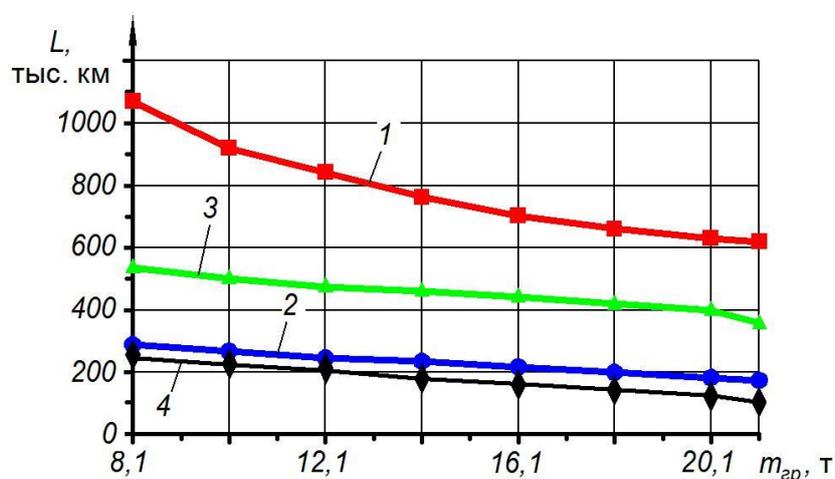
Misaghi Bonabi S. в своей работе проанализировал на основе имитационного моделирования взаимодействие различных систем подвески грузовых автомобилей с неровностями дорожного покрытия на предмет оценки динамических нагрузок, воспринимаемых дорожным покрытием и ущерба, наносимого дороге. Установлено, что минимальные динамические нагрузки, воспринимаемые дорожным полотном достигаются при использовании пружин в подвеске и шин, обладающих малой жесткостью. Коэффициент повреждения от динамической нагрузки на шину может достигать 25 % в зависимости от транспортного средства и состояния дорожного покрытия. Пневматические подвески имеют наименьшее демпфирование, а балансирная подвеска наносит наибольший ущерб дорожному покрытию. Благодаря оптимизации системы подвески широкие одинарные шины создают меньшие динамические нагрузки, и, следовательно, меньше повреждают покрытие дороги. Дорожное покрытие под рессорной подвеской может изнашиваться как минимум на 15 % быстрее, чем под пневматической подвеской. Сдвоенные мосты с четырьмя рессорами создают меньшую динамическую нагрузку, чем подвески с балансирными балками [23].

Kubo P. и др. в своей работе осуществили исследование влияния вертикальных нагрузок, приложенных к нежесткому покрытию дороги, с учетом изменения состояния амортизаторов передней подвески грузового автомобиля. При постоянной нагрузке на переднюю ось – 6 тонн, оценивались три различных состояния амортизаторов (новые, изношенные и неисправные). Сделан вывод, что изменение состояния амортизатора имеет значительную связь с вертикальной нагрузкой, приложенной к дорожному покрытию, и, следовательно, с относительным его повреждением [24].

Keles T. и др. в своей работе представили автоматическую систему опускания и подъема подъемной оси грузового автомобиля, позволяющую за счет анализа условий нагруженности механической подвески увеличить срок службы дорожного покрытия, соблюдать установленные законом ограничения веса на ось и распределение веса между осями, уменьшить расход топлива, износ шин, а также облегчить трогание с места автомобиля на скользкой поверхности за счет увеличения сцепления шин с дорогой [25].

Лабоцкий П.В. в своей научной статье делает вывод о том, что весовой коэффициент использования автомобилей, рассчитываемый отношением величины полезной нагрузки к собственному весу, с каждым годом непрерывно увеличивается. Тенденция к снижению собственного веса автомобиля, повышению его весового коэффициента и улучшению комфортности сопровождается тем, что традиционные конструкции подвесок со стальными рессорами уже не в полной мере удовлетворяют, предъявляемым к ним требованиям. В большинстве случаев традиционная конструкция подвески должна обеспечивать оптимальную плавность хода при практически полном отсутствии существенных взаимных перемещений подрессоренных и непрессоренных масс автомобиля, минимальный дорожный просвет, а также постоянство высоты уровня рамы при различной загрузке. Практическое использование на задней оси седельного тягача пневмоподвески дает возможность за счет плавного опускания или подъема этой оси с седельно-сцепным устройством упростить процесс сцепления или расцепления седельного тягача с полуприцепом [26].

Платонов А.А. в своем исследовании установил, что первое место по количеству отказов ЛА приходится на двигатель, второе место – на трансмиссию и третье место – на балансирующую подвеску полуприцепа ЛА. Снижение затрат на процесс вывозки лесоматериалов ЛА можно достичь за счет процесса прогнозирования изменения ресурса балансирующих подвесок их полуприцепов. Выявлено, что с увеличением массы лесоматериалов, наработка на отказ деталей балансирующей подвески полуприцепа ЛА уменьшается. Наименьшее значение наработки на отказ имеет втулка балансира (рис. 1), наибольшее – реактивная штанга. Зависимость наработки на отказ полуэллиптических рессор от массы лесоматериалов описывается кривой 3, представленной на рисунке 1. Установлено, что во всем диапазоне изменения массы лесоматериалов, ее повышение на 1 т сопровождается снижением наработки на 13 тыс. км. Прогнозные значения ресурса всей балансирующей подвески описывает кривая 4. Повышение массы полуприцепа с лесоматериалами на 1000 кг приводит к сокращению ресурса исследуемой подвески с 8 до 10 тыс. км. При массе ЛА, равной 25,6 т (масса лесоматериалов, составляет 14,2 т), ресурс балансирующей подвески достигает 203 тыс. км. Повышение массы лесоматериалов до 18,1 т сопровождается уменьшением ресурса балансирующей подвески до значения 176 тыс. км [27].



1 – реактивных штанг; 2 – втулок балансира;
3 – полуэллиптических рессор; 4 – балансирующей подвески

Рисунок 1 – Нарботки на отказ

Морозов С.А. в своей работе делает акцент на исследовании криволинейного движения грузового автомобиля при осуществлении им частых маневров при преодолении закруглений дорог. Такое движение грузового автомобиля сопряжено с ухудшением безопасности движения, так как на автомобиль, имеющий высокое расположение центра масс, воздействует боковая сила инерции, способствующая отклонению автомобиля от заданного направления движения, а также возможному появлению бокового скольжения, которое ухудшает устойчивость и может привести к опрокидыванию автомобиля. Достичь снижения нагрузки деталей ходовой части автомобиля, уменьшения неподрессоренной массы, улучшения плавности хода и динамики взаимодействия колес с неровностями дороги, можно путем выявления зависимостей положения управляемых колес автомобиля на нагрузочный режим подвески при движении автомобиля по криволинейному участку дороги. Выявлено, что использование в грузовых автомобилях традиционных конструкций подвесок не обеспечивает необходимых показателей соотношения углов поворота и наклона плоскостей управляемых колес. Это сопровождается повышенным проскальзыванием шин при их контакте с опорной поверхностью дороги, увеличением уровня нагрузок, воспринимаемых элементами подвески и ходовой системы автомобиля, ухудшением устойчивости грузового автомобиля, а также ростом интенсивности износа шин. Перспективным направлением, способствующим повышению эффективности работы специализированных грузовых автомобилей, является разработка и исследование конструкций независимых подвесок. Максимальное снижение действующих на ходовую часть автомобиля и на независимую подвеску нагрузок достигается за счет оптимального соотношения в подвеске углов поворота и наклона плоскостей управляемых колес автомобиля [28].

В работе Мазура В.В. представлены результаты исследования повышения плавности хода при движении автомобиля за счет внутреннего подрессоривания колес. Выявлена зависимость, которая показывает, как изменяется максимальное ускорение подрессоренной массы прицепа КЗАП-8140 автопоезда при его движении с различной скоростью по дороге с задаваемой высотой периодически повторяющихся неровностей опорной поверхности 3 см (рис. 2). Данная зависимость показывает, что значение частот, при которых ускорение подрессоренной массы прицепа автопоезда превышает $9,8 \text{ м/с}^2$, соответствует моменту отрыва груза от кузова прицепа автопоезда [29].

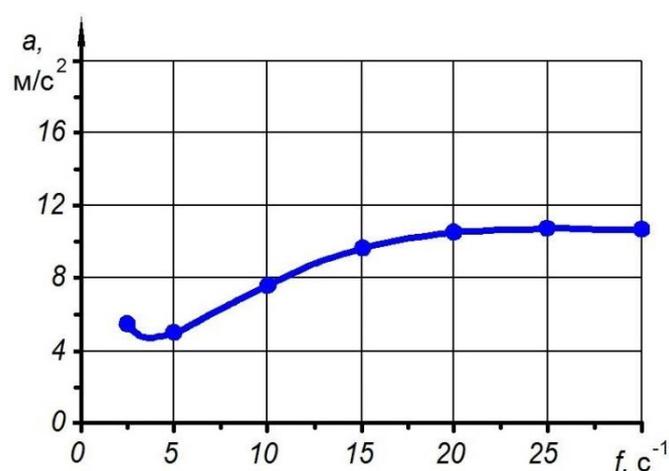
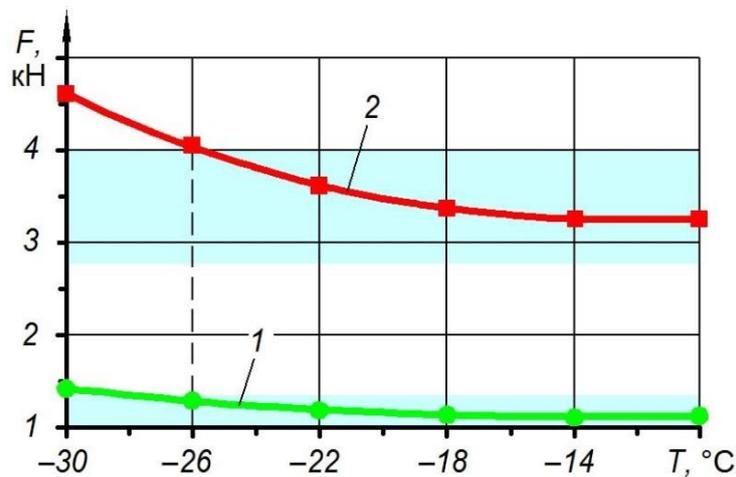


Рисунок 2 – Максимальное ускорение подрессоренной массы прицепа КЗАП-8140 автопоезда при его движении по неровностям опорной поверхности дороги

Домнышев Д.А. в своей работе установил, что гидравлические амортизаторы подвесок грузовых автомобилей плохо приспособлены к воздействию низких температур окружающей среды. Превышение при низких температурах установленных предельных значений динамической вязкости и значений плотности рабочей жидкости в гидравлических амортиза-

торах сопровождается ростом сил сопротивления на отбой и сжатие, ухудшением плавности хода, увеличением динамической нагруженности, уменьшением скорости движения грузового автомобиля, снижением его производительности, а также возрастанием количества отказов деталей подвески и грузового автомобиля в целом. Выявлено, что значения сил сопротивления рабочей жидкости в исследуемом амортизаторе подвески грузового автомобиля превышают значения, установленные заводом изготовителем. Выявлено, что при температуре рабочей жидкости -27°C , максимальное и минимальное значение сил сопротивления составляют 4022 Н и 1226 Н соответственно. В этом случае исследуемый амортизатор является неработоспособным. Выделенная на рисунке 3 область показывает, что в интервале температур -10°C исследуемый гидравлический амортизатор работоспособен. За выделенной областью в этом же интервале температуры наблюдается превышение заданных значений сил сопротивления [30].



1 – сила сопротивления отбоя $F_{отб}$; 2 – сила сопротивления сжатия $F_{сж}$

Рисунок 3 – Зависимости изменения сил сопротивления гидравлического амортизатора подвески грузового автомобиля от температуры окружающей среды

Надеждин В.С. в своей работе предлагает перспективный метод снижения нагруженности элементов передней оси грузового автомобиля, основанный на рациональном выборе параметров углового расположения управляемых колес грузового автомобиля. Необходимость разработки данного метода связана с тем, что при криволинейном движении грузового автомобиля происходит существенное возрастание нагруженности балки моста, усталостное разрушение поворотного кулака, а также ускоренный износ шкворневого узла. Кроме этого, движение на поворотах сопровождается возможным возникновением критических ситуаций из-за воздействия на грузовой автомобиль центробежной силы инерции, а также перераспределения нагрузок по осям и колесам, как в продольном направлении, так и в поперечном. При резком торможении, нагрузки в отдельных элементах подвески и переднего моста грузового автомобиля достигают критических значений, что сопровождается их ускоренным износом, и, как следствие, ухудшением безопасности дорожного движения. Автоматическое изменение углов наклона управляемых колес грузового автомобиля к опорной поверхности дороги позволит перераспределять нагрузки, действующие на элементы подвески и передней оси автомобиля [31].

В работе Ерхова А.В. описывается, что снижение динамических нагрузок на ЛА при движении по неровностям опорной поверхности дороги, сокращение потерь мощности при колебаниях, а также повышение эффективности ЛА достигается за счет рационального выбора геометрических параметров подвески. Это объясняется тем, что величина и характер возмущающего воздействия на ЛА от неровностей опорной поверхности дороги во многом зависит от взаимодействия с этими неровностями его подвески. Разработка перспективных

конструкций подвесок для ЛА требует в настоящее время для определения их оптимальных геометрических параметров более точных математических моделей, учитывающих сложную взаимосвязь энергетических потерь и динамических процессов при движении ЛА по недостаточно обустроенной дороге [32].

В работе Новикова В.В. сделан вывод о том, что используемые в отечественных грузовых автомобилях пассивные подвески обладают недостаточными виброзащитными свойствами. Это приводит к тому, что уровень вибрации в типичных условиях эксплуатации таких транспортных средств значительно превышает допустимые нормы, что сопровождается преждевременной утомляемостью водителя, ускоренным износом дорог, а также ухудшением безопасности дорожного движения. Проблема повышения плавности хода автомобилей, оснащенных пассивными подвесками, до уровня действующих нормативных документов до сих пор до конца не решена, в связи с чем, требует разработки соответствующих теоретических обоснований [33].

Соколов А.В. в своей работе делает акцент на том, что возможности улучшения плавности хода ЛА при оптимизации конструктивных параметров нерегулируемых подвесок и подвесок со статистическим регулированием ограничены. Существенного повышения плавности хода ЛА можно добиться за счет использования подвесок с динамическим регулированием. Однако внедрение таких подвесок сдерживается вследствие существенной сложности системы управления и высоким энергопотреблением. В этой связи, наиболее перспективным направлением считается разработка и исследование полуактивной подвески. Несмотря на ее меньшую эффективность в сравнении с активной подвеской она лишена выше описанных недостатков [34].

В научной работе Енаева А.А. установлено, что частое и резкое торможение автомобиля при движении по недостаточно обустроенной дороге в сравнении с движением по обустроенной дороге сопровождается более интенсивным процессом возникновения клевков и пробоев в подвеске, потерей устойчивости в результате отрыва шин автомобиля от опорной поверхности дороги, а также возможным заносом автомобиля. Приведенная зависимость на рисунке 4 показывает изменение во времени тормозной силы на колесах автомобиля, в результате возникающих при его резком торможении переходных процессов в передней и задней подвесках. В начальный период времени в результате различных колебательных процессов, протекающих в передней и задней подвесках, тормозная сила на колесах автомобиля немного снижается и далее изменяется в пределах среднего значения с меньшим темпом затухания. На рисунках 5 и 6 приведены зависимости изменения колебательных процессов задней подрессоренной массы исследуемого автомобиля ГАЗ-66-11 при его резком торможении на обустроенной дороге от различных значений коэффициента сцепления с дорогой φ , жесткости и демпфирования в подвеске [35].

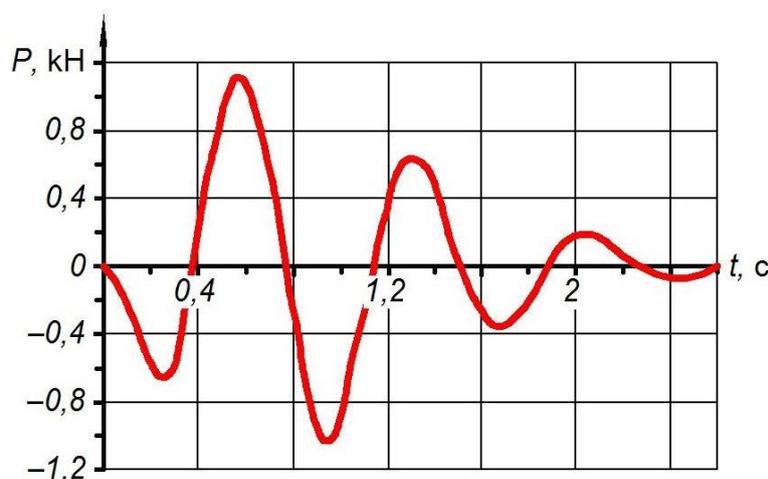


Рисунок 4 – Зависимость изменения тормозной силы на колесах автомобиля после резкого торможения при движении по обустроенной дороге

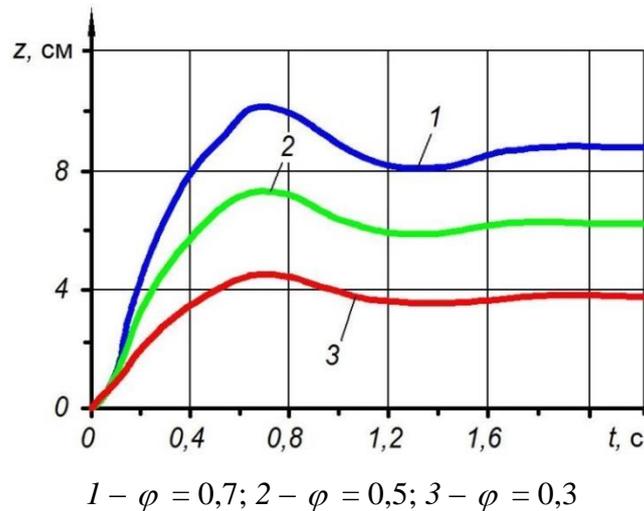
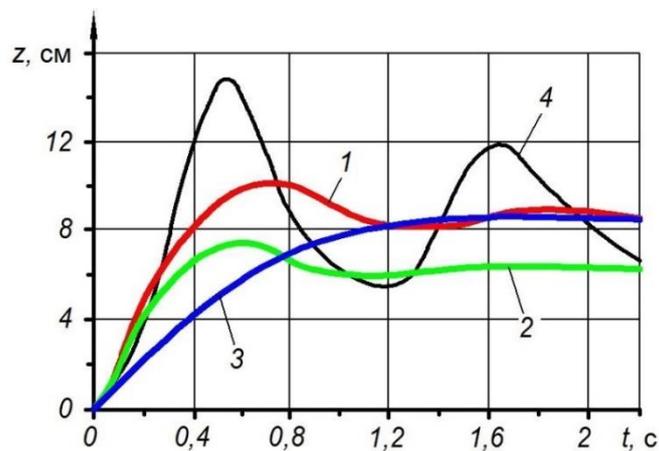


Рисунок 5 – Зависимости изменения колебательных процессов задней поддрессоренной массы автомобиля ГАЗ-66-11 при его резком торможении на обустроенной дороге



1 – номинальные значения параметров; 2 – увеличенная на 40 % приведенная жесткость; 3, 4 – увеличенное и уменьшенное неупругое сопротивление в подвеске автомобиля

Рисунок 6 – Зависимости изменения колебательных процессов задней поддрессоренной массы автомобиля ГАЗ-66-11 при его резком торможении на обустроенной дороге с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,7$

В работе Рейзиной Г.Н. установлено, что при движении автотранспортного средства по недостаточно обустроенной дороге, его двигатель затрачивает дополнительную мощность, расходуемую на колебания в подвеске автомобиля. Выявлено, что при повышении высоты неровностей на опорной поверхности дороги в 2 раза ($h = 5$ см и $h = 10$ см, и $\nu = 10$ Гц), затраты энергии на их преодоление увеличиваются в 4 раза, а при повышении высоты неровностей в 4 раза ($h = 20$ см), затраты энергии на их преодоление увеличиваются в 14-15 раз. Расход мощности на колебания при высоте неровности опорной поверхности дороги $h = 8$ см и частоте 10 Гц составляет 10 л. с. на 1 т массы автотранспортного средства [36].

Климов А.В. в своей работе описывает, что в конструкциях автотранспортных средств, задействованных в сельском хозяйстве, наиболее часто применяются подвески с металлическими упругими элементами в виде рессор и гидравлическими амортизаторами. Демпфирование возникающих при движении автомобиля колебаний поддрессоренных масс металлическими упругими элементами осуществляется путем преобразования механической энергии колебаний в тепловую энергию, которая непроизводительно рассеивается через элементы подвески в окружающее пространство. В гидравлических телескопических амортизаторах демпфирование воз-

никающих при движении автомобиля колебаний осуществляется за счет дросселирования рабочей жидкости через специальные калиброванные отверстия, имеющиеся в конструкции амортизатора. Дросселирование рабочей жидкости сопровождается ее нагревом с аналогичным непроизводительным рассеиванием тепловой энергии через элементы подвески в окружающее пространство. В случае отсутствия в подвеске автомобиля гидравлических амортизаторов, демпфирование колебаний поддресоренных масс производится за счет рассеивания энергии в виде гистерезисных потерь через материал шин автомобиля при их деформации [37].

В монографии Дербаремдикера А.Д. указывается, что наличие амортизаторов в подвеске автомобиля при его движении по неровностям опорной поверхности дороги позволяет за счет демпфирования колебаний повысить плавности хода и увеличить скорость движения автомобиля до 1,5 раз. Использование в конструкциях подвесок амортизаторов с несоответствующими рабочими параметрами, не учитывающими характеристики колебательной системы автомобиля, а также особенности процесса колебаний при движении в сложных дорожных и природно-климатических условиях, сопровождается ухудшением их эффективности. Возрастание скоростей движения автомобилей соответственно повышает требования, предъявляемые к плавности их хода. Гашение колебаний осуществляется путем преобразования механической энергии в тепловую, непроизводительно рассеиваемую в окружающее пространство или же в электрическую, накапливаемую в аккумуляторах для последующего полезного использования. Гашение колебаний путем их преобразования в тепловую энергию может осуществляться следующими тремя способами. Первый – с помощью сухого трения (фрикционные амортизаторы). Второй – с помощью жидкостного трения (гидравлические амортизаторы). Третий – с помощью межмолекулярного трения (пневматические и резиновые амортизаторы). Совершенствование подвесок современных грузовых автомобилей предъявляет к их конструкциям новые повышенные требования, которые могут быть достигнуты путем разработки и практического применения амортизаторов с автоматическим регулированием [38].

В статье Дубровского А.Ф. установлено, что появление пробоев в передней и задней подвесках автомобилей УРАЛ, а также ухудшение их устойчивости за счет частого отрыва колес от дороги наблюдается при движении автомобилей со скоростями от 50 до 60 км/ч. Для сведения к минимуму этих негативных последствий, водителям грузовых автомобилей приходится существенно снижать скорость движения до 20-30 км/ч. Это в свою очередь, сопровождается ухудшением производительности автомобилей. Демпфирующие и жесткостные свойства подвесок грузовых автомобилей во многом зависят от их конструктивных параметров. Демпфирующие и жесткостные свойства подвески, величины микропрофиля дороги, а также массово инерционные параметры автомобиля определяют следующие его колебательные характеристики: диссипативные; резонансные спектры частот; математические ожидания и дисперсии ускорений; галлопирования; собственных частот; покачивания; размахов углов виляния и колебаний. Колебательные характеристики грузового автомобиля УРАЛ, оснащенного рессорной подвеской зависят от жесткости многолистных рессор. Кроме этого, рессорная подвеска за счет сил сухого трения между отдельными рессорами обладает демпфирующими свойствами. Высокие значения сухого трения между отдельными рессорами в подвеске приводят к увеличению продольных колебаний грузового автомобиля. Одним из направлений повышения эффективности подвесок грузовых автомобилей, обеспечивающих требуемую величину и характер колебаний, является максимальное задействование в процессе гашения колебаний амортизаторов [39].

В работе Любимова И.И. и др. приведены результаты исследования стабильности контакта колес грузового автомобиля, оснащенного нерегулируемой подвеской с опорной поверхностью дороги при изменении массы поддресоренной части автомобиля. Выявлен значительный рост коэффициента затухания собственных колебаний ψ_p и частоты ω_p при уменьшении значения поддресоренной массы M_p грузового автомобиля (рис. 7). Кроме этого, также установлено, что при уменьшении значения поддресоренной массы M_p происходит снижение собственных колебаний неподдресоренной массы ω_n . В случае применения в подвеске амортизаторов с неизменной регулировкой снижение собственных колебаний неподдресоренной массы ω_n сопровождается повы-

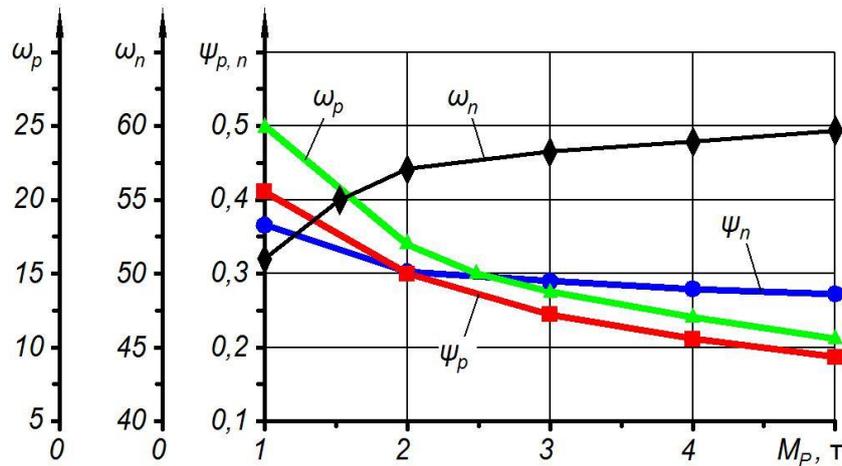


Рисунок 7 – Зависимости изменения значений коэффициентов затухания колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс, а также собственных частот от масс поддрессоренной части грузового автомобиля

шением значения коэффициента затухания высокочастотных колебаний ψ_n . Рост величины поддрессоренной массы оказывает большее влияние на изменение низкочастотных собственных колебаний, в сравнении с высокочастотными [40].

На рисунке 8 представлена зависимость влияния массы поддрессоренной M_p части грузового автомобиля на изменение амплитудно-частотной характеристики перемещений кузова и колеса автомобиля. Выявлено, что снижение поддрессоренной массы M_p способствует уменьшению амплитуды резонансных колебаний, а также смещению области низкочастотного резонанса в сторону больших значений частот (рис. 8, а). Это объясняется тем, что происходит повышение значений частоты и коэффициента затухания собственных колебаний. С увеличением значений поддрессоренной массы M_p на частотной характеристике перемещений колеса грузового автомобиля прослеживаются два выраженных максимума. Первый, больший максимум – при высокочастотном резонансе. Второй, меньший – при низкочастотном резонансе (рис. 8, б). При снижении массы поддрессоренной M_p части, низкая собственная частота увеличивается, высокая собственная частота снижается. При этом происходит рост амплитуд перемещений колеса при резонансных режимах, особенно в межрезонансной области [40].

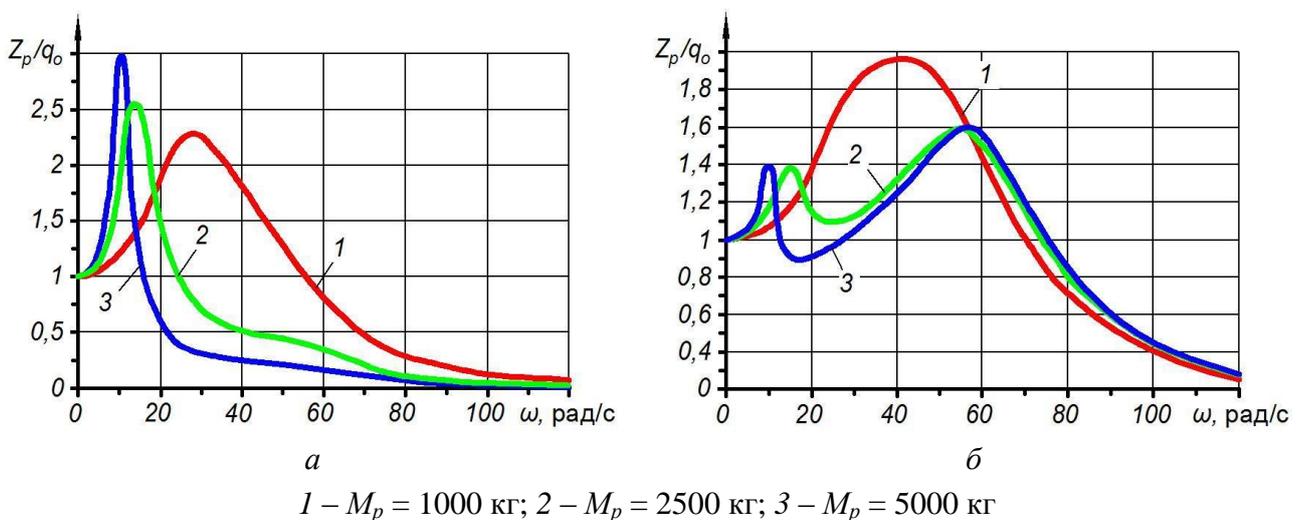
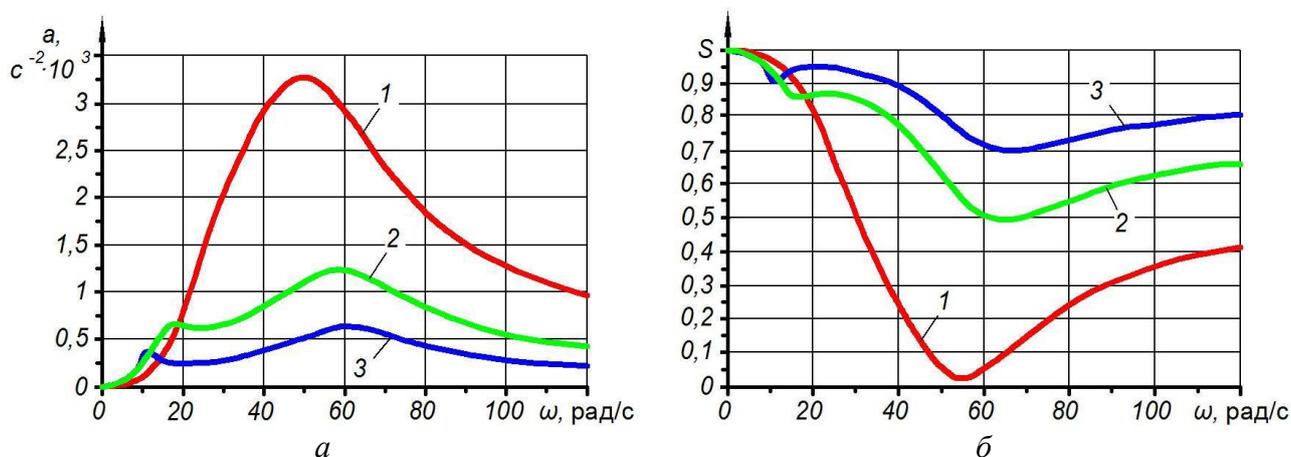


Рисунок 8 – Зависимости влияния массы поддрессоренной части M_p грузового автомобиля на изменение амплитудно-частотной характеристики перемещений кузова (а) и колеса (б) автомобиля

Зависимости изменения плавности хода грузового автомобиля от массы поддрессоренной части приведены на рисунке 9, *а*. Установлено, что при снижении массы поддрессоренной части наблюдается рост на всех частотах ускорения кузова автомобиля. Это связано с тем, что при возрастании относительной массы неподдрессоренных частей происходит возбуждение со стороны опорной поверхности дороги больших значений колебаний, которые усиливают влияние неподдрессоренных масс на поддрессоренную. При снижении поддрессоренной массы M_p стабильность контакта колеса с опорной поверхностью дороги ухудшается на всех частотах (рис. 9, *б*). Применение в конструкции грузового автомобиля нерегулируемой подвески сопровождается при снижении поддрессоренной массы ухудшением параметров плавности хода автомобиля, а также снижением стабильности силового контакта колес автомобиля с опорной поверхностью дороги. Выявлено, что при значительном снижении поддрессоренной массы автомобиля, влияние величины статической нагрузки на стабильность контакта колес с опорной поверхностью дороги становится определяющим [40].



а – амплитудно-частотные характеристики ускорений кузова;

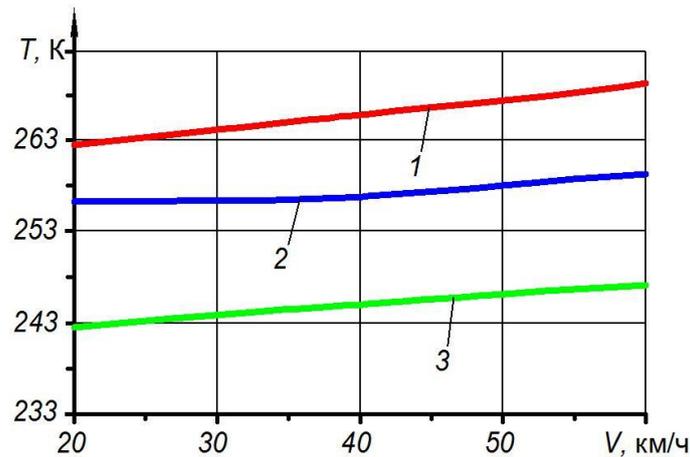
б – амплитудно-частотные характеристики стабильной колесной нагрузки;

1 – $M_p = 1000$ кг; 2 – $M_p = 2500$ кг; 3 – $M_p = 5000$ кг

Рисунок 9 – Зависимости изменения плавности хода грузового автомобиля от массы его поддрессоренной части

Долгушин А.А. в своей работе установил, что эксплуатация автомобилей в условиях низких температур сопровождается нарушением теплового режима работы практически всех его агрегатов и систем, и, как следствие сокращением их ресурса. Выполненное исследование изменения установившейся температуры рабочей жидкости в амортизаторах подвески при эксплуатации автомобиля в условиях низких температур, показало, что значительного повышения температуры рабочей жидкости амортизатора при повышении скорости движения автомобиля не наблюдается (рис. 10). Это связано с тем, что движение автомобиля с высокой скоростью сопровождается обдувом амортизатора встречным потоком воздуха, который способствует ускорению отвода тепловой энергии, выделяемой в амортизаторе в окружающее пространство. Увеличение скорости движения автомобиля в интервале от 20 до 60 км/ч сопровождается повышением установившейся температуры рабочей жидкости в амортизаторе с 241, 255 и 263 К до 246, 260 и 268 К, соответственно [41].

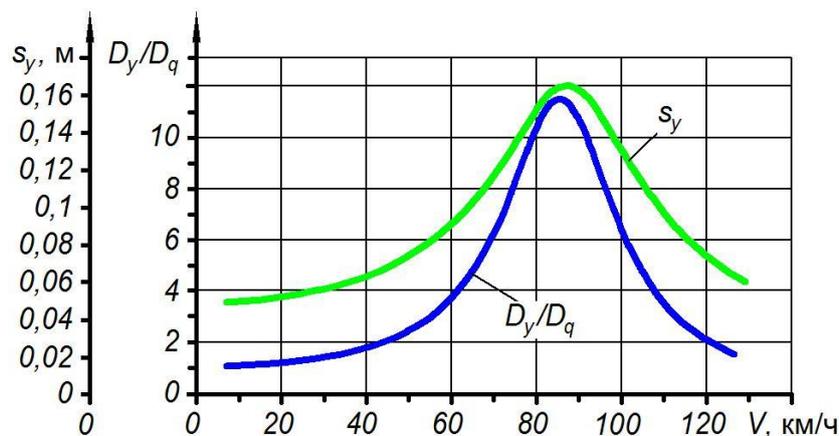
Работа Левина А.И. и Винокурова Г.Г. посвящена исследованию амплитудных характеристик случайных стационарных колебаний подвесок грузовых автомобилей (отношения дисперсий D_y / D_q и среднеквадратического отклонения S_y), которые оказывают существенное влияние на повреждение элементов их конструкции. Результаты расчетов позволили построить зависимости изменения амплитудных характеристик случайных колебаний подвески грузового автомобиля КАМАЗ при изменении его скорости движения (рис. 11). Выявлено, что повышение скорости движения грузового автомобиля сопровождается увеличением амплитуды случайных



1 – 241 К; 2 – 255 К; 3 – 263 К

Рисунок 10 – Зависимости изменения установившейся температуры рабочей жидкости амортизатора от температуры окружающей среды и скорости движения автомобиля

колебаний D_y / D_q подвески. Максимальное значение амплитуда случайных колебаний D_y / D_q подвески достигает при скорости движения автомобиля $V = 86,7$ км/ч. Для достижения оптимального процесса движения автомобиля по исследуемому участку опорной поверхности дороги с заданными параметрами подвески рекомендуется поддерживать скорость движения автомобиля либо до 40 км/ч, либо более 120 км/ч [42].

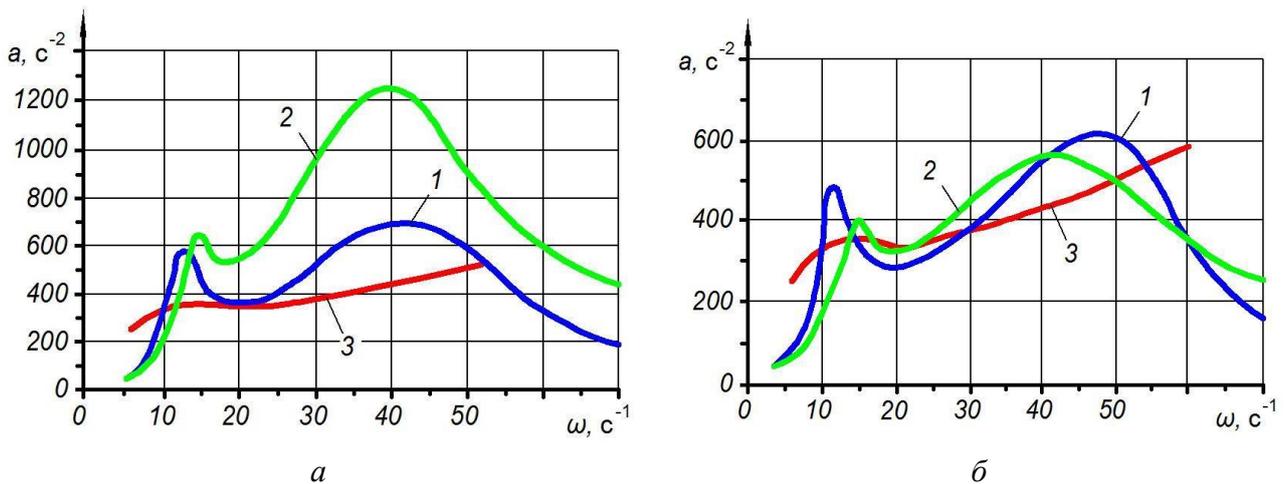


D_y / D_q – отношение дисперсий; S_y – среднее квадратическое отклонение

Рисунок 11 – Зависимости изменения амплитудных характеристик случайных колебаний подвески грузового автомобиля КАМАЗ при изменении его скорости движения

В работе Чернышова К.В. приведены экспериментальные и граничные амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений передней и задней подвесок грузовых автомобилей с номинальной нагрузкой в кузове для подрессоренных масс. Данные характеристики были получены на барабанном стенде при изменении имитируемых высот неровностей опорной поверхности ± 10 мм (рис. 12). Анализ полученных зависимостей показывает, что ни один исследуемый грузовой автомобиль не удовлетворяет нормам вибронегруженности при движении со скоростью 10 км/ч по необустроенной грунтовой дороге [43].

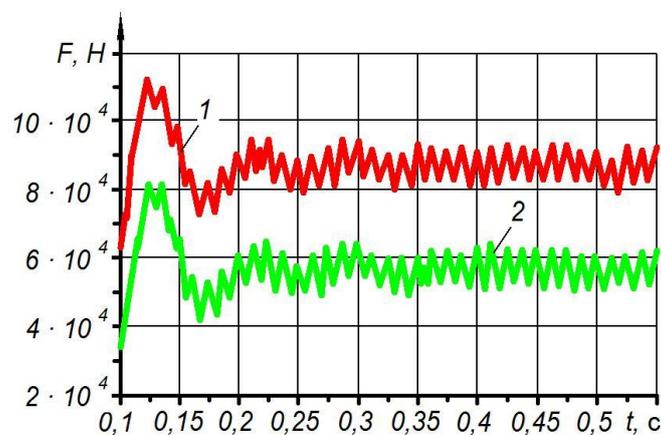
В работах Лагеререва И.А. и Лагеререва А.В. установлено, что неправильное размещение крана-манипулятора в транспортном положении может привести к нарушению центровки шасси грузового автомобиля и перегрузке его передней подвески. Результаты моделирования нагруженности подвески грузового автомобиля КАМАЗ с манипулятором Kanglim KS3105 в различных транспортных положениях приведены на рисунке 13. Они показывают, что для



1 – ГАЗ-66; 2 – УРАЛ-375; 3 – при движении по необустроенной грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч

Рисунок 12 – Экспериментальные и граничные амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений передней (а) и задней (б) подвесок грузовых автомобилей с номинальной нагрузкой в кузове для подрессоренных масс

снижения нагрузки на подвеску грузового автомобиля КАМАЗ предпочтительным является положение стрелы манипулятора за кабиной. В случае расположения крана-манипулятора в положении стрелой вперед, допустимые нагрузки на подвеску в стационарном режиме движения превышают 50 % от номинальных нагрузок [44, 45].

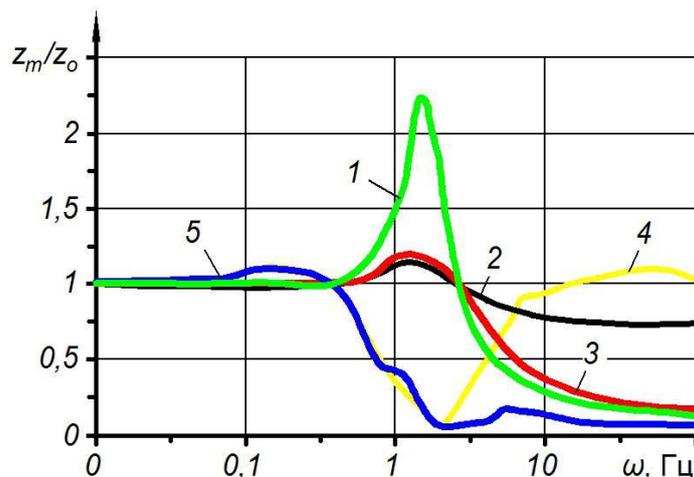


транспортные положения стрелы крана-манипулятора:
1 – над кабиной; 2 – за кабиной

Рисунок 13 – Зависимости изменения нагрузок, воспринимаемых передней подвеской автомобиля при различных транспортных положениях крана-манипулятора

Чумаков Д.А. в своей работе представил, полученные в результате исследования зависимости изменения амплитудно-частотных характеристик вертикальных колебаний подрессоренных масс автомобилей, оснащенных различными типами подвесок (рис. 14). Установлено, что наилучшие показатели виброзащиты подрессоренной массы во всем исследуемом диапазоне частотного воздействия обеспечивает гибридная подвеска, содержащая элементы, как активной, так и пассивной подвесок (кривая 5). Несмотря на это, применение таких подвесок на практике ограничено по причине их конструктивной сложности и необходимости подвода энергии от двигателя автомобиля. Высокие показатели виброзащиты обеспечивает также использование пассивной подвески с регулируемым демпфированием. Однако такие подвески имеют высокую стоимость,

из-за чего их практическое применение ограничивается использованием только на дорогах автомобилях высокого уровня комфорта. В настоящее время наибольшее распространение получили пассивные нерегулируемые подвески с различным уровнем неупругого сопротивления. Это связано с тем, что используемые в их конструкциях металлические, пневматические упругие элементы, а также нерегулируемые гидравлические амортизаторы имеют простую конструкцию, высокую надежность и низкую себестоимость. Анализ зависимостей, представленных на рисунке 14 показывает, что показатели виброзащиты у таких подвесок низкие, в связи с чем, при движении автомобилей, оснащенных этими подвесками по недостаточно обустроенным дорогам не соблюдаются нормы вибронегативности. В этой связи, требуется поиск новых направлений повышения эффективности пассивных систем поддресоривания с целью улучшения их виброзащитных свойств [46].



исследуемые типы подвесок: 1, 2 – пассивные;
3 – регулируемая; 4 – активная; 5 – гибридная

Рисунок 14 – Зависимости изменения амплитудно-частотных характеристик вертикальных колебаний поддресоренных масс автомобилей от частоты для исследуемых типов подвесок

Курносоев А.Ф. и др. в своей работе установили, что эксплуатация автомобилей при низких температурах окружающей среды сопровождается ухудшением функционирования основных агрегатов и систем автомобилей, возрастанием числа их отказов, а также снижением плавности хода и скорости движения. Низкие температуры окружающей среды отрицательно воздействуют на тепловой режим работы гидравлических амортизаторов подвески автомобиля. При таких температурах происходит изменение свойств металлов и изделий из резины и пластмассы, повышение вязкости рабочей жидкости, изменение внутреннего давления в амортизаторе, а также ухудшение функционирования основных подвижных узлов подвески. При вывозке грузов автомобилями в условиях низких температур на небольшие расстояния до 20 км, температура рабочей жидкости в гидравлических амортизаторах повышается не значительно, так как в процессе погрузочно-разгрузочных работ за период времени 3-17 мин происходит ее быстрое остывание, которое сопровождается при низких температурах нарушением теплового режима их работы (рис. 15) [47].

В работе Афраймовича С.А. установлено, что эксплуатация автомобилей в различных дорожных и природно-климатических условиях сопровождается воздействием на рессоры различных по величине нагрузок и напряжений. Листовые рессоры подвесок грузовых автомобилей подвержены усталостному разрушению от действия вертикальных нагрузок и реактивного крутящего момента. Установлено, что долговечность листовой рессоры во многом зависит от уровня обустроенности дороги, по которой осуществляется движение автомобиля (рис. 16). На необустроенной дороге (рис. 16, а) долговечность листовой рессоры подвески снижается от 10 до 20 раз, в сравнении с обустроенной дорогой (рис. 16, б) [48].

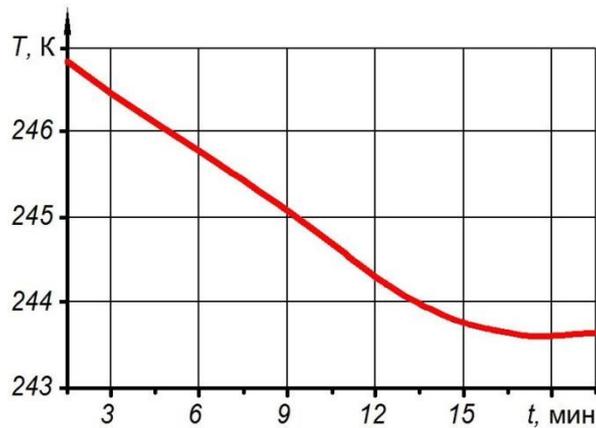
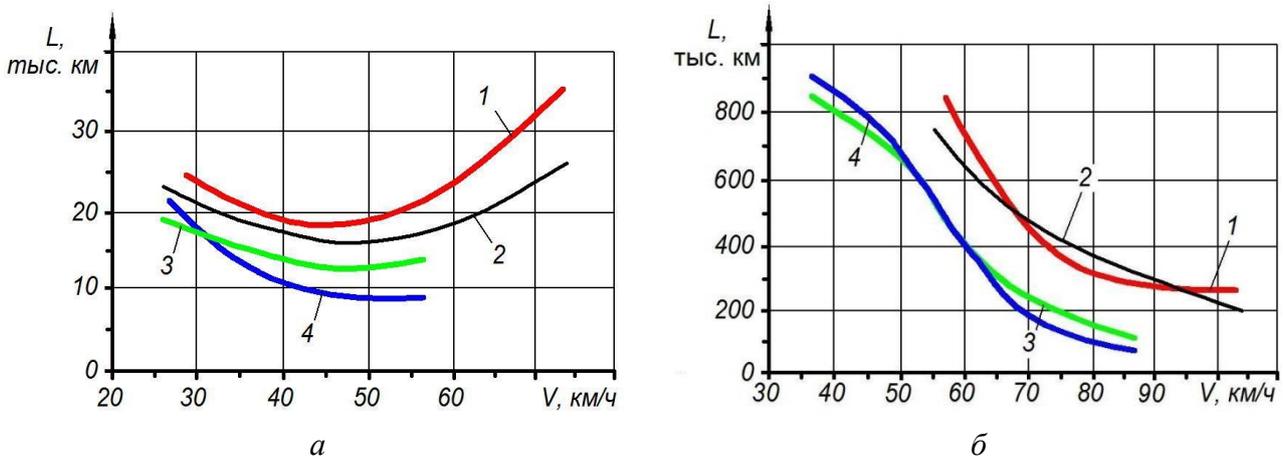


Рисунок 16 – Зависимость изменения температуры рабочей жидкости в амортизаторе подвески автомобиля от времени наработки



a – по необустроенной дороге; *б* – по обустроенной дороге;
 1, 2, 4 – задние рессоры подвесок автомобилей ГАЗ-21, ГАЗ-24 и ГАЗ-53А;
 3 – передняя рессора подвески автомобиля ГАЗ-53А

Рисунок 16 – Закономерности изменения долговечности рессор исследуемых автомобилей от скорости их движения и уровня обустроенности дорог

4 Обсуждение и заключение

Выполненный анализ научных работ зарубежных и российских авторов позволяет сделать следующие выводы.

Большинство рассмотренных в этой статье исследований направлены на выявление зависимостей изменения динамических характеристик подвески автомобиля при его движении по дорогам различного уровня обустроенности, а также влияния колебаний нагрузок в подвеске автомобиля на повреждение опорной поверхности дороги.

Основными направлениями развития существующих конструкций подвесок автомобилей, являются: снижение их массогабаритных параметров, повышение надежности; применение независимых подвесок; повышение прочности упругих элементов; улучшение виброзащитных свойств и динамических характеристик; разработка новых схем полуактивных подвесок с динамическим изменением параметров, новых типов автоматически регулируемых амортизаторов; снижение себестоимости изготовления; применение перспективных конструкций рекуперативных подвесок.

Установлено, что: использование в автомобилях традиционных конструкций подвесок не обеспечивает необходимых показателей соотношения углов поворота и наклона плоско-

стей управляемых колес; применение композитных материалов в рессорной подвеске позволяет снизить массу подвески, а также повысить ее прочность; гидравлические амортизаторы подвесок грузовых автомобилей все еще не достаточно приспособлены к воздействию низких температур окружающей среды; повышение демпфирующих свойств подвески автомобиля приводит к снижению нагрузок на шины и повреждений опорной поверхности дороги; установка в конструкцию подвески рекуперативных амортизаторов позволяет снизить расход топлива ЛА на 10 %; коэффициент жесткости рессор является ограничивающим параметром и сильно влияет на вертикальное и боковое перемещение автомобиля; на жесткость листовой рессоры оказывает влияние ее конфигурация, предварительная деформация рессоры увеличивает ее жесткость; активная подвеска лучше всего подходит для минимизации износа шин автомобиля, уменьшая его до 10 % по сравнению с пассивной подвеской; минимальные динамические нагрузки, воспринимаемые дорогой достигаются при использовании упругих элементов в подвеске и шин, обладающих малой жесткостью; пневматические подвески имеют наименьшее демпфирование, а балансирная подвеска наносит наибольший ущерб дорожному покрытию; использование на задней оси седельного тягача пневмоподвески дает возможность за счет плавного опускания или подъема этой оси с седельно-сцепным устройством упростить процесс сцепления или расцепления седельного тягача с полуприцепом; с увеличением массы лесоматериалов, наработка на отказ деталей балансирной подвески полуприцепа ЛА уменьшается; автоматическое изменение углов наклона управляемых колес грузового автомобиля к опорной поверхности дороги позволит перераспределять нагрузки, действующие на элементы подвески и передней оси автомобиля; при повышении высоты неровностей на опорной поверхности дороги в 2 раза затраты энергии на их преодоление увеличиваются в 4 раза, а при повышении высоты неровностей в 4 раза, затраты энергии на их преодоление увеличиваются в 14-15 раз; нерациональное размещение крана-манипулятора в транспортном положении может привести к нарушению центровки шасси грузового автомобиля и перегрузке его передней подвески.

Практическая реализация полученных результатов позволит: снизить уровень колебаний; улучшить динамику управляемости; контакт колес с дорогой; снизить динамические нагрузки на детали ходовой части и шины, а также вертикальные и продольные ускорения кабины ЛА; повысить поперечную устойчивость, управляемость, плавность хода ЛА, комфорт при движении; снизить повреждаемость опорной поверхности дороги; сократить расход топлива ЛА; повысить производительность и безопасность ЛА при вывозке древесины по ЛД. Все это в совокупности будет способствовать повышению эффективности ЛА, осуществляющих вывозку лесоматериалов в сложных дорожных и природно-климатических условиях, и, как следствие снижению конечной себестоимости лесоматериалов.

Список литературы

1 Никонов, В. О. Современное состояние, проблемы и пути повышения эффективности лесовозного автомобильного транспорта / В. О. Никонов ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2021. – 202 с. – Библиогр. : С. 181-202 (196 назв.). Режим доступа : <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=45694525>.

2 Посметьев, В. И. Анализ эффективности и классификация упругих устройств, используемых в традиционных и новых подвесках колесных машин [Электронный ресурс] / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев // Воронежский научно-технический вестник. – 2017. – Т. 1, № 1 (19). – С. 78-89. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/1/78-89.pdf> – Загл. с экрана. – Библиогр. : С. 88-89 (18 назв.).

3 Никонов, В. О. Состояние и перспективы совершенствования конструкций гидропневматических подвесок колесных машин [Электронный ресурс] / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, Д. Л. Свиридов, В. О. Бородкин // Воронежский научно-технический вестник. – 2019. – Т. 2, № 2 (28). – С. 19-37. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2019/2-28-2019/19->

37.pdf – Загл. с экрана. – *Библиогр.* : С. 35-37 (29 назв.).

4 Никонов, В. О. Анализ конструктивных особенностей торсионных подвесок транспортных средств [Электронный ресурс] / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, И. В. Сизьмин, В. О. Бородкин // Воронежский научно-технический вестник. – 2019. – Т. 2, № 2 (28). – С. 4-18. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2019/2-28-2019/-4-18.pdf> – Загл. с экрана. – *Библиогр.* : С. 17-18 (21 назв.).

5 Посметьев, В. И. Анализ конструктивных особенностей гидропневматических подвесок, используемых в колесных транспортных средствах / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, А. В. Набокин // Воронежский научно-технический вестник. – 2020. – Т. 2, № 2 (32). – С. 85-108. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2020/2-32-2020/85-108.pdf> – Загл. с экрана. – *Библиогр.* : С. 105-108 (36 назв.).

6 Tadesse B. A. Design optimization and numerical analyses of composite leaf spring in a heavy-duty truck vehicle / B. A. Tadesse, O. Fatoba // *Materials Today : Proceedings* 62 (2022) 2814-2821. – *Bibliogr.* : p. 2821 (25 titles). – DOI 10.1016/j.matpr.2022.02.367.

7 Topac M. M. Kinematic optimization of an articulated truck independent front suspension by using response surface methodology / M. M. Topac, E. Bohar, C. Olguner, N. S. Kuralay // *Avtech 15 / III Automotive and Vehicle Technologies Conference Proceedings, 2015.* – 13 p. – *Bibliogr.* : pp. 12-13 (21 titles).

8 Davis L. Dynamic load sharing on air-sprung heavy vehicles – can suspensions be made friendlier by fitting larger air lines? / L. Davis // 29th Australasian Transport Research Forum, 2006-9 – 15 p. – *Bibliogr.* : pp. 13-14 (16 titles).

9 Valasek, M. Development of semi-active truck suspension / M. Valasek, M. Babic, Z. Sika, I. Magdolen // *IFAC Proceedings Volumes, Vol. 30, Issue 8, June 1997, Pages 467-472.* – *Bibliogr.* : p. 472 (14 titles). – DOI 10.1016/S1474-6670(17)43865-1.

10 Larten C.-P. Modeling and identification of air suspension in heavy-duty vehicles / C.-P. Larten // *Master of Science Thesis in Electrical Engineering Department of Electrical Engineering, Linkoping University, 2016.* – 72 p. – *Bibliogr.* : pp. 61-62 (15 titles).

11 Karlavist R. Hudropneumatic suspension in a truck / R. Karlavist / *Karlstads Universitet, 2020.* – 61 p. – *Bibliogr.* : pp. 54-55 (13 titles).

12 Landin N. Semi-Active Axle Suspension for Heavy Trucks / N. Landin // *Master is Degree Project Stockholm, Sweden, 2013.* – 63 p. – *Bibliogr.* : pp. 60-61 (19 titles).

13 Sun L. Optimum design of road-friendly vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces / L. Sun // *Applied Mathematical Modelling* 26 (2002) 635-652. – *Bibliogr.* : pp. 650-652 (56 titles). – DOI 10.1016/S0307-904X(01)00079-8.

14 Zhang P. S. Design of Electromagnetic Shock Absorbers for Energy Harvesting from Vehicle Suspension / P. S. Zhang // *Stony Brook University, 2010.* – 129 p. – *Bibliogr.* : pp. 112-114 (39 titles).

15 Metered H. A. Modelling and control of magnetorheological dampers for vehicle suspension systems / H. A. Metered // *School of mechanical, aerospace and civil engineering, 2010,* – 220 p. – *Bibliogr.* : pp. 209-218 (89 titles).

16 Mantilla D. Optimal design of leaf spring for vehicle suspension under cyclic conditions / D. Mantilla, N. Arzola, O. Araque // *Ingeniare. Revista chilena de ingenieria, vol. 30 № 1, 2022 pp. 23-36.* – *Bibliogr.* : pp. 35-36 (28 titles).

17 Tolea B. The influence of the suspension upon the axle weight distribution for heavy trucks / B. Tolea, I. Radu, D. Dima, H. Beles // *Scientific Bulletin, Automotive series, year XXIV, № 28, 2017.* – 7 p. – *Bibliogr.* : p. 56 (10 titles). – DOI 10.26825/bup.ar.2018.007.

18 Topac M. M. Development of an Independent Front Suspension for Truck Tractor / M. M. Topac, C. Olguner, E. Bahar // *Mechanika, 2022, Vol. 28(2)* – pp. 121-129. – *Bibliogr.* : pp. 128-129 (25 titles). – DOI 10.5755/j02.mech.290092.

19 Chen Y. Failure Mode and Effects Analysis of Dual Leveling Valve Air spring Suspensions on Truck Dynamics / Y. Chen, Y. Hou, A. Peterson, M. Ahmadian // *Vehicle System*

Dynamics 57 / 4, pp. 617-635. – *Bibliogr.* : pp. 22-23 (17 titles). – DOI 10.1080/00423114.2018.1480787.

20 Kat C.-J. Validated leaf spring suspension models / C.-J. Kat / Submitted in partial fulfilment of the requirements for the degree. Philosophic Doctor (Mechanical Engineering). Faculty of Engineering, the built environment and information technology (EBTT), 2012. – 210 p.

21 Xueying Lv Research Review of a Vehicle Energy-Regenerative Suspension System / Xueying Lv, Yanju Ji, Huanyu Zhao, Jiabao Zhang, Guanyu Zhang, Liu Zhang // *Energies* 2020, 13, 441. – *Bibliogr.* : pp. 11-14 (68 titles). – DOI 10.3390/en13020441.

22 Zhang H. Active and semi-active suspensions for articulated vehicles to minimise tyre wear / H. Zhang // KTN Royal Institute of Technology School of Engineering Science, 2021. – 51 p. – *Bibliogr.* : pp. 40-43 (36 titles).

23 Misaghi Bonabi S. Impact Of Truck Suspension And Road Roughness On Loads Exerted To Pavements (2011). Open Access Theses Dissertations. 2543. https://digitalcommons.utep.edu/open_etd/2543. – *Bibliogr.* : pp. 64-65 (22 titles).

24 Kubo P. Influence of shock absorber condition on pavement fatigue using relative damage concept / P. Kubo, C. Paiva, A. Ferreira, A. Larocca // *Journal of traffic and transportation engineering (english edition)* 2015 ; 2(6) : 406-413. – *Bibliogr.* : p. 413 (23 titles). – DOI 10.1016/j.jtte.2015.10.001.

25 Keles T. ECU controlled intelligent lift axle dropping and lifting system for heavy trucks / T. Keles, L. Güvenç, E. Altug // *Engineering Science and Technology, an International Journal* 22 (2019) 885-893. – *Bibliogr.* : p. 893 (9 titles). – DOI 10.1016/j.jestch.2019.01.010.

26 Лабоцкий, П. В. Подвески современных магистральных грузовых автомобилей [Электронный ресурс]. Режим доступа : <https://core.ac.uk/reader/323159230>. – Загл. с экрана.

27 Платонов, А. А. Повышение эффективности работы лесовозных автопоездов при вывозке древесины в малолесных регионах : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.21.01. – Воронеж, 2000. – 20 с.

28 Морозов, С. А. Угловые параметры качения управляемых колес как фактор повышения устойчивости движения и снижения нагруженности передней оси грузового автомобиля : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т (МАМИ). – Москва, 2006. – 23 с.

29 Мазур, В. В. Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним поддрессированием колес : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т (МАМИ). – Москва, 2004. – 27 с.

30 Домнышев, Д. А. Обеспечение эксплуатационных характеристик гидравлических амортизаторов автомобилей, используемых в сельском хозяйстве при низких температурах : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.20.03 / ФГБУН Сибирский федеральный научный центр агробиотехнологий Российской академии наук. – Новосибирский район, 2021. – 24 с.

31 Надеждин, В. С. Метод снижения нагруженности элементов передней оси путем выбора рациональных параметров угловой ориентации управляемых колес грузового автомобиля : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т (МАМИ). – Москва, 2012. – 23 с.

32 Ерхов, А. В. Влияние параметров подвески гусеничного лесопромышленного трактора на динамику и энергопотери при движении по неровному пути : диссертация ... кандидата технических наук : 05.21.01 / Моск. лесотехн. ин-т. – Москва, 1989. – 221 с. – *Библиогр.* : С. 191-204 (150 назв.).

33 Новиков, В. В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов : автореферат дис. ... доктора технических наук : 05.05.03 / Волгогр. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2005. – 32 с.

34 Соколов, А. В. Повышение плавности хода многоосного автомобиля с управляемой подвеской : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т

им. Н. Э. Баумана. – Москва, 1992. – 16 с.

35 Енаев, А. А. Колебания автомобиля при торможении и применение их исследования в проектных расчетах, технологии испытаний, доводке конструкции : диссертация ... доктора технических наук : 05.05.03. – Братск, 2002. – 449 с. – *Библиогр.* : С. 420-440 (230 назв.).

36 Рейзина, Г. Н. Оценка мощности, затрачиваемой на колебания, при движении автомобиля / Г. Н. Рейзина, Е. В. Коробко // Грузовик, 2013, № 8. – С. 41-43. – *Библиогр.* : С. 43 (6 назв.).

37 Климов, А. В. Повышение энергоэффективности транспортных средств сельскохозяйственного назначения путём применения амортизаторов с рекуперативным эффектом : диссертация ... кандидата технических наук : 05.20.01 / Моск. с.-х. акад. им. К. А. Тимирязева. – Москва, 2019. – 206 с. – *Библиогр.* : С. 162-175 (128 назв.).

38 Дербаремдикер, А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / Дербаремдикер А. Д. // М., Машиностроение, 1969. – 236 с. – *Библиогр.* : С. 233-235 (61 назв.).

39 Дубровский, А. Ф. Выбор параметров подвески грузовых автомобилей Урал для повышения скорости движения по изношенным грунтовыми дорогам / А. Ф. Дубровский, М. И. Абрамов, Ю. А. Сакулин // Вестник ОГУ, № 10 (171), 2014. – С. 66-75. – *Библиогр.* : С. 75 (7 назв.).

40 Любимов, И. И. О влиянии загруженности автомобиля на качество поддрессирования / И. И. Любимов, Ю. А. Буйлов // Вестник СГТУ. 2013, № 2 (70). – С. 195-200. – *Библиогр.* : С. 200 (6 назв.).

41 Долгушин, А. А. Исследование теплового режима работы агрегатов трансмиссии и подвески автомобиля в зимних условиях / А. А. Долгушин, А. Ф. Курносов, М. В. Вакуленко, Д. А. Домнышев // Достижения науки и техники АПК. 2015. Т. 29. № 7 – С. 82-84. – *Библиогр.* : С. 84 (4 назв.).

42 Левин, А. И. Использование теории динамических систем для моделирования колебаний подвески автомобильной техники Севера / А. И. Левин, Г. Г. Винокуров // Вестник СВФУ, № 5 (61) 2017. – С. 57-66. – *Библиогр.* : С. 65-66 (13 назв.).

43 Чернышов, К. В. Совершенствование методики оценки виброзащитных свойств подвески по параметрам микропрофиля дороги и нормам вибронагруженности / К. В. Чернышов, И. М. Рябов, А. В. Поздеев // VI Всероссийская научно-техническая конференция “Пром-Инжиниринг”. 2020. – С. 104-109. – *Библиогр.* : С. 109 (14 назв.).

44 Лагерев И. А. Влияние транспортного положения крана-манипулятора на нагруженность подвески базового грузового автомобиля / И. А. Лагерев // Материалы Международной научно-практической конференции Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительных отраслях, 2017. – С. 144-148. – *Библиогр.* : С. 148 (3 назв.).

45 Лагерев, А. В. Влияние транспортной конфигурации крана-манипулятора на нагруженность подвески базового шасси / А. В. Лагерев, И. А. Лагерев // Известия МГТУ МАМИ № 4 (34), 2017. – С. 29-35. – *Библиогр.* : С. 34 (7 назв.).

46 Чумаков, Д. А. Повышение виброзащитных свойств пневматической подвески автотранспортных средств комбинированными демпфирующими устройствами различных типов : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.03 / ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – Волгоград, 2020. – 230 с. – *Библиогр.* : С. 157-182 (219 назв.).

47 Домнышев, Д. А. Обеспечение параметров функционирования элементов подвески на основе применения современных технологий и средств / Д. А. Домнышев, А. А. Долгушин, А. Ф. Курносов, В. В. Тихоновский, В. В. Домнышева, Н. Е. Сацкевич, В. Н. Корниенков // Материалы 8-й Международной научно-практической конференции Информационные технологии, системы и приборы в АПК, Агроинфо-2021, под ред. В. В. Альта. Новосибирск – Краснообск, 2021 – С. 252-254. – *Библиогр.* : С. 254 (7 назв.). – DOI 10.26898/agroinfo-2021-252-254.

48 Афраймович, С. А. Расчет на усталостную прочность и определение долговечности элемента подвески грузового автомобиля [Электронный ресурс]. Режим доступа :

<https://elib.sfu-kras.ru/bitstream/handle/2311/29055/afraymovich.pdf?sequence>. – Загл. с экрана. (Дата обращения 10.12.2022 г.). Красноярск, 2016. – 59 с. – Библиогр. : С. 58-59 (10 назв.).

References

1 Nikonov V. O. *Sovremennoe sostoyanie, problemi i puti povisheniya effektivnosti lesovoznogo avtomobilnogo transporta* [Current state, problems and ways to improve the efficiency of timber road transport]. Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "VGLTU". – Voronezh, 2021. – 202 p. Access mode : <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=45694525>. (In Russ.).

2 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. *Analiz effektivnosti i klassifikaciya uprugih ustroystv, ispolzuemih v tradicionnih i novih podveskah kolesnih mashin* [Efficiency analysis and classification of elastic devices used in traditional and new suspensions of wheeled vehicles]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2017. – V. 1, № 1 (19). – S. 78-89. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/1/78-89.pdf> – Head. from the screen. (In Russ.).

3 Nikonov V. O., Posmetev V. I., Sviridov D. L., Borodkin V. O. *Sostoyanie i perspektivi sovershenstvovaniya konstrukcii gidropnevmaticheskikh podvesok kolesnih mashin* [Status and prospects for improving the design of hydropneumatic suspensions of wheeled vehicles]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2019. – V. 2, № 2 (28). – S. 19-37. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2019/2-28-2019/19-37.pdf> – Head. from the screen. (In Russ.).

4 Nikonov V. O., Posmetev V. I., Sizmin I. V., Borodkin V. O. *Analiz konstruktivnih osobennostei torsionnih podvesok transportnih sredstv* [Analysis of design features of torsion bar suspensions of vehicles]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2019. – V. 2, № 2 (28). – P. 4-18. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2019/2-28-2019/4-18.pdf> – Head. from the screen. (In Russ.).

5 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Nabokin A. V. *Analiz konstruktivnih osobennostei gidropnevmaticheskikh podvesok, ispolzuemih v kolesnih transportnih sredstvakh* [Analysis of design features of hydropneumatic suspensions used in wheeled vehicles]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2020. – V. 2, № 2 (32). – S. 85-108. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2020/2-32-2020/85-108.pdf> – Head. from the screen. (In Russ.).

6 Tadesse B. A., Fatoba O. Design optimization and numerical analyses of composite leaf spring in a heavy-duty truck vehicle. *Materials Today : Proceedings* 62 (2022) 2814-2821 : doi : 10.1016/j.matpr.2022.02.367.

7 Topac M. M., Bohar E., Olguner C., Kuralay N. S. Kinematic optimization of an articulated truck independent front suspension by using response surface methodology. *Avtech 15 / III Automotive and Vehicle Technologies Conference Proceedings*, 2015. – 13 p.

8 Davis L. Dynamic load sharing on air-sprung heavy vehicles – can suspensions be made friendlier by fitting larger air lines? 29th Australasian Transport Research Forum, 2006-9 – 15 p.

9 Valasek M., Babic M., Sika Z., Magdolen I. Development of semi-active truck suspension. *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 30, Issue 8, June 1997, Pp. 467-472 : doi : 10.1016/S1474-6670(17)43865-1.

10 Larten C.-P. Modeling and identification of air suspension in heavy-duty vehicles. Master of Science Thesis in Electrical Engineering Department of Electrical Engineering, Linköping University, 2016. – 72 p.

11 Karlavist R. *Hudropnevmatisk suspension i en truck*. Karlstads Universitet, 2020. – 61 p.

12 Landin N. *Semi-Active Axle Suspension for Heavy Trucks*. Master is Degree Project Stockholm, Sweden, 2013. – 63 p.

13 Sun L. Optimum design of road-friendly vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces. *Applied Mathematical Modelling* 26 (2002) 635-652 : doi : 10.1016/S0307-904X(01)00079-8.

14 Zhang P. S. *Design of Electromagnetic Shock Absorbers for Energy Harvesting from Vehicle Suspension*. Stony Brook University, 2010. – 129 p.

15 Metered H. A. Modelling and control of magnetorheological dampers for vehicle suspension systems. School of mechanical, aerospace and civil engineering, 2010, – 220 p.

16 Mantilla D., Arzola N., Araque O. Optimal design of leaf spring for vehicle suspension under cyclic conditions. *Ingeniare. Revista chilena de ingenieria*, vol. 30 № 1, 2022 pp. 23-36.

17 Tolea B., Radu I., Dima D., Beles H. The influence of the suspension upon the axle weight distribution for heavy trucks. *Scientific Bulletin, Automotive series*, year XXIV, № 28, 2017. – 7 p. : doi : 10.26825/bup.ar.2018.007.

18 Topac M. M., Olguner C., Bahar E. Development of an Independent Front Suspension for Truck Tractor. *Mechanika*, 2022, Vol. 28(2) – pp. 121-129 : doi : 10.5755/j02.mech.290092.

19 Chen Y., Hou Y., Peterson A., Ahmadian M. Failure Mode and Effects Analysis of Dual Leveling Valve Air spring Suspensions on Truck Dynamics. *Vehicle System Dynamics* 57 / 4, pp. 617-635 : doi : 10.1080/00423114.2018.1480787.

20 Kat C.-J. Validated leaf spring suspension models. Submitted in partial fulfilment of the requirements for the degree. Philosophic Doctor (Mechanical Engineering). Faculty of Engineering, the built environment and information technology (EBTT), 2012. – 210 p.

21 Xueying Lv, Yanju Ji, Huanyu Zhao, Jiabao Zhang, Guanyu Zhang, Liu Zhang Research Review of a Vehicle Energy-Regenerative Suspension System. *Energies* 2020, 13, 441 : doi : 10.3390/en13020441.

22 Zhang H. Active and semi-active suspensions for articulated vehicles to minimise tyre wear. KTN Royal Institute of Technology School of Engineering Science, 2021. – 51 p.

23 Misaghi Bonabi S. Impact Of Truck Suspension And Road Roughness On Loads Exerted To Pavements (2011). Open Access Theses Dissertations. 2543. https://digitalcommons.utep.edu/open_etd/2543.

24 Kubo P., Paiva C., Ferreira A., Larocca A. Influence of shock absorber condition on pavement fatigue using relative damage concept. *Journal of traffic and transportation engineering (english edition)* 2015 ; 2(6) : 406-413 : doi : 10.1016/j.jtte.2015.10.001.

25 Keles T., Güvenç L., Altug E. ECU controlled intelligent lift axle dropping and lifting system for heavy trucks. *Engineering Science and Technology, an International Journal* 22 (2019) 885-893 : doi : 10.1016/j.jestch.2019.01.010.

26 Labockii P. V. *Podveski sovremennih magistralnih gruzovih avtomobilei* [Suspensions of modern long-haul trucks]. Access mode: <https://core.ac.uk/reader/323159230>. – Zagl. from the screen.

27 Platonov A. A. *Povishenie effektivnosti raboti lesovoznih avtopoezdov pri vivotzke drevesini v malolesnih regionah* [Improving the efficiency of logging road trains when hauling wood in sparsely forested regions]. Abstract dis. ... candidate of technical sciences : 05.21.01. – Voronezh, 2000. – 20 p. (In Russ.).

28 Morozov S. A. *Uglovie parametri kacheniya upravlyaemih koles kak faktor povisheniya ustoichivosti dvizheniya i snizheniya nagrujennosti perednei osi gruzovogo avtomobilya* [Angular rolling parameters of the steered wheels as a factor in increasing the stability of movement and reducing the load on the front axle of a truck]. Abstract dis. ... candidate of technical sciences : 05.05.03 / Mosk. state tech. un-t (MAMI). – Moscow, 2006. – 23 p. (In Russ.).

29 Mazur V. V. *Povishenie plavnosti hoda avtotransportnih sredstv vnutrennim podressorivaniem koles* [Improving the smoothness of the course of vehicles by internal suspension of wheels]. Abstract dis. ... candidate of technical sciences : 05.05.03 / Mosk. state tech. un-t (MAMI). – Moscow, 2004. – 27 p. (In Russ.).

30 Domnishev D. A. *Obespechenie ekspluatatsionnih harakteristik gidravlicheskih amortizatorov avtomobilei, ispolzuemih v selskom hozyaistve pri nizkih temperaturah* [Ensuring the performance of hydraulic shock absorbers of vehicles used in agriculture at low temperatures]. Abstract dis. ... candidate of technical sciences : 05.20.03 / Siberian Federal Scientific Center for Agrobiotechnologies of the Russian Academy of Sciences. – Novosibirsk region, 2021. – 24 p. (In Russ.).

31 Nadejdin V. S. *Metod snizheniya nagrujennosti elementov perednei osi putem vibora racionalnih parametrov uglovoi orientacii upravlyaemih koles gruzovogo avtomobilya* [The method

of reducing the loading of the elements of the front axle by choosing rational parameters of the angular orientation of the steered wheels of a truck]. Abstract dis. ... candidate of technical sciences : 05.05.03 / Mosk. state tech. un-t (MAMI). – Moscow, 2012. – 23 p. (In Russ.).

32 Erhov A. V. *Vliyanie parametrov podveski gusenichnogo lesopromishlennogo traktora na dinamiku i energopoteri pri dvizhenii po nerovnomu puti* [Influence of the parameters of the suspension of a caterpillar forestry tractor on the dynamics and energy losses when driving on an uneven path]. Dissertation ... candidate of technical sciences : 05.21.01 / Mosk. forest engineering in-t. – Moscow, 1989. – 221 p. (In Russ.).

33 Novikov V. V. *Povishenie vibrozashitnih svoystv podvesok ATS za schet izmeneniya strukturi i harakteristik pnevmogidravlicheskih ressor i amortizatorov* [Improving the vibration-proof properties of ATS suspensions by changing the structure and characteristics of pneumohydraulic springs and shock absorbers]. Abstract dis. ... doctors of technical sciences : 05.05.03 / Volgograd. state tech. un-t. – Volgograd, 2005. – 32 p. (In Russ.).

34 Sokolov A. V. *Povishenie plavnosti hoda mnogoosnogo avtomobilya s upravlyaemoi podveskoi* [Improving the smoothness of the ride of a multi-axle vehicle with controlled suspension]. Abstract dis. ... candidate of technical sciences : 05.05.03 / Mosk. state tech. un-t im. N. E. Bauman. – Moscow, 1992. – 16 p. (In Russ.).

35 Enaev A. A. *Kolebaniya avtomobilya pri tormozhenii i primenenie ih issledovaniya v proektnih raschetah, tehnologii ispitaniya, dovodke konstrukcii* [Vehicle vibrations during braking and the use of their research in design calculations, testing technology, design development]. Dissertation ... doctor of technical sciences : 05.05.03. – Bratsk, 2002. – 449 p. (In Russ.).

36 Reizina G. N., Korobko E. V. *Ocenka moschnosti, zatrachivaemoi na kolebaniya, pri dvizhenii avtomobilya* [Estimation of the power spent on vibrations when the car is moving]. Truck, 2013, № 8. – P. 41-43. (In Russ.).

37 Klimov A. V. *Povishenie energoeffektivnosti transportnih sredstv selskohozyaistvennogo naznacheniya putem primeneniya amortizatorov s rekuperativnim efektom* [Improving the energy efficiency of agricultural vehicles through the use of shock absorbers with a regenerative effect]. Dissertation ... candidate of technical sciences : 05.20.01 / Mosk. s.-x. acad. them. K. A. Timiryazev. – Moscow, 2019. – 206 p. (In Russ.).

38 Derbaremdiker A. D. *Gidravlicheskie amortizatori avtomobilei* [Hydraulic shock absorbers for cars]. M., Mashinostroenie, 1969. – 236 p. (In Russ.).

39 Dubrovskii A. F., Abramov M. I., Sakulin Yu. A. *Vibor parametrov podveski gruzovih avtomobilei Ural dlya povisheniya skorosti dvizheniya po iznoshennim gruntovim dorogam* [The choice of suspension parameters for Ural trucks to increase the speed of movement on worn-out dirt roads]. Bulletin of OSU, № 10(171), 2014. – P. 66-75. (In Russ.).

40 Lyubimov I. I., Builov Yu. A. *O vliyaniy zagruzennosti avtomobilya na kachestvo podressorivaniya* [On the influence of vehicle load on the quality of suspension]. Bulletin of SSTU. 2013, № 2 (70). – S. 195-200. (In Russ.).

41 Dolgushin A. A., Kurnosov A. F., Vakulenko M. V., Domnishev D. A. *Issledovanie teplovogo rejima raboti agregatov transmissii i podveski avtomobilya v zimnih usloviyah* [Investigation of the thermal mode of operation of transmission and suspension units of a car in winter conditions]. Achievements of science and technology of the agro-industrial complex. 2015. V. 29. № 7 – C. 82-84. (In Russ.).

42 Levin A. I., Vinokurov G. G. *Ispolzovanie teorii dinamicheskikh sistem dlya modelirovaniya kolebaniy podveski avtomobilnoi tehniki Severa* [Using the Theory of Dynamic Systems for Modeling Suspension Oscillations of Automotive Equipment of the North]. Vestnik SVFU, № 5 (61) 2017. – S. 57-66. (In Russ.).

43 Chernishov K. V., Ryabov I. M., Pozdeev A. V. *Sovershenstvovanie metodiki ocenki vibrozashitnih svoystv podveski po parametram mikroprofilya dorogi i normam vibronagruzennosti* [Improving the methodology for assessing the vibration-protective properties of the suspension according to the parameters of the road microprofile and the norms of vibration loading]. VI All-

Russian Scientific and Technical Conference “Prom-Engineering”. 2020. – S. 104-109. (In Russ.).

44 Lagerev I. A. *Vliyanie transportnogo polojeniya krana-manipulyatora na nagrujennost podveski bazovogo gruzovogo avtomobilya* [Influence of the transport position of the crane-manipulator on the loading of the suspension of the base truck]. Materials of the International scientific and practical conference Energy-resource-saving technologies and equipment in the road and construction industries, 2017. – P. 144-148. (In Russ.).

45 Lagerev A. V., Lagerev I. A. *Vliyanie transportnoi konfiguracii krana-manipulyatora na nagrujennost podveski bazovogo shassi* [Influence of the transport configuration of a crane-manipulator on the loading of the suspension of the base chassis]. Proceedings of MSTU MAMI № 4 (34), 2017. – С. 29-35. (In Russ.).

46 Chumakov D. A. *Povishenie vibrozashitnih svoystv pnevmaticheskoi podveski avtotransportnih sredstv kombinirovannymi dempfiyuschimi ustroystvami razlichnih tipov* [Improving the anti-vibration properties of the air suspension of vehicles by combined damping devices of various types]. Dissertation ... candidate of technical sciences : 05.05.03 / Volgograd State Technical University. – Volgograd, 2020. – 230 p. (In Russ.).

47 Domnishev D. A., Dolgushin A. A., Kurnosov A. F., Tihonovskii V. V., Domnisheva V. V., Sackevich N. E., Kornienkov V. N. *Obespechenie parametrov funkcionirovaniya elementov podveski na osnove primeneniya sovremennih tehnologii i sredstv* [Ensuring the functioning parameters of the suspension elements based on the use of modern technologies and means]. Proceedings of the 8th International scientific and practical conference Information technologies, systems and devices in the agro-industrial complex, Agroinfo-2021, ed. V. V. Alta. Novosibirsk – Krasnoobsk, 2021 – P. 252-254 : doi 10.26898/agroinfo-2021-252-254. (In Russ.).

48 Afraimovich S. A. *Raschet na ustalostnuyu prochnost i opredelenie dolgovechnosti elementa podveski gruzovogo avtomobilya* [Fatigue strength calculation and determination of the durability of a truck suspension element]. Electronic resource. Access mode : <https://elib.sfu-kras.ru/bitstream/handle/2311/29055/afraymovich.pdf?sequence>. – Zagl. from the screen. (Accessed 10.12.2022). Krasnoyarsk, 2016. – 59 p. (In Russ.).

© Посметьев В.И., Никонов В.О., 2022