На правах рукописи

УДК 629.11.012.8

**Жилейкин Михаил Михайлович**

# ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОХОДНОСТИ МНОГООСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПУТЕМ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва - 2012

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете имени Н. Э. Баумана.

Научный консультант - доктор технических наук, профессор Котиев Г.О.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук [illegible] Борис Николаевич

доктор технических наук [illegible] иколаевич

доктор технических наук [illegible] Николаевич

Ведущая организация:

У1997090
Жилейкин М.М.
Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упругодемпфир...
2012

Защита диссерта[illegible] в 14[30] часов на [illegible] Московском [illegible]на по адресу:

1997090

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

[illegible]нные печатью,

[illegible] Московского

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана
1997090
Жилейкин М. М. Повышение быс

2481

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время специальные многоосные колесные машины (МКМ) становятся не просто транспортной базой наземного подвижного вооружения армии РФ, а являются составной частью современных ударных комплексов, в которых все составляющие тесно связаны. Парк МКМ, стоящих на вооружении, включает в себя специальные колесные шасси от 3-осных образцов до 12-осных грузоподъемностью от 9 т до 80 т, от одиночных машин до 100-тонных автопоездов производства БАЗ, МЗКТ, КЗКТ, УралАЗ, КАМАЗ.

Особенности эксплуатации МКМ, совершенствование технических характеристик и тактических приемов применения установленных систем вооружения предъявляют высокие требования к эксплуатационным показателям машин. Одним из важнейших показателей является подвижность, т.е. способность МКМ двигаться по дорогам с заданными статистическими характеристиками неровностей с заданными скоростями и преодолевать единичные препятствия (эскарп, контрэскарп, траншея и др.).

Тягово-скоростные свойства автомобиля оказывают основное влияние на формирование максимальных и средних скоростей движения. Другие эксплуатационные свойства, в частности, плавность хода, выступают в качестве факторов, ограничивающих дальнейшее повышение эксплуатационных скоростей. В настоящее время конструктивные решения узлов и агрегатов МКМ, влияющие на показатели устойчивости, управляемости, тормозных свойств, поворачиваемости, проходимости достигли высокой степени совершенства. Тем не менее, система первичного подрессоривания сдерживает дальнейший рост скоростей движения.

Главная причина этого заключается в том, что широкий спектр эксплуатационных режимов МКМ предъявляет противоречивые требования к системе первичного подрессоривания. Во-первых, при движении по дорогам хорошего качества с высокими скоростями приоритетным является требование обеспечения устойчивости и управляемости машины. Однако, здесь положение усугубляется склонностью МКМ к опрокидыванию ввиду больших значений отношения базы машины к ширине колеи при высоко расположенном центре тяжести. Для обеспечения этих требований подвеска должна быть «жесткой».

В случае движения по грунтовым дорогам на первое место выходят требования по снижению вибронагруженности экипажа и повышению плавности хода. Здесь, наоборот, требуется «мягкая» длинноходная подвеска.

В момент преодоления машиной крупных единичных препятствий (эскарпы, траншеи, косогоры и др.) силы, действующие на несущую систему МКМ со стороны подвески, в несколько раз превышают статическую нагрузку. Это заставляет разработчиков вводить ограничения, связанные с

уменьшением уровня демпфирования и коэффициента динамичности подвески, которая опять должна быть «мягкой» и длинноходной.

И, наконец, кроме кинематического воздействия со стороны неровностей дороги, на корпус МКМ действуют силы, возникающие при разгоне, торможении, повороте, действии импульсной боковой нагрузки. Здесь, в первую очередь, требуется обеспечение динамической стабилизации корпуса, т.е. устойчивости, для чего подвеска должна быть «жесткой».

Наличие большого количества противоречивых требований и определяет главную проблему: при существующих подходах невозможно создание системы подрессоривания, обеспечивающей повышение эксплуатационных качеств многоосных колесных машин, в первую очередь, быстроходности, при всех возможных режимах эксплуатации.

Разрешить эти противоречия, имеющие важное значение для автомобилестроения в целом, можно введением в подвеску системы, которая обеспечивает изменение сил (в достаточно широком частотном диапазоне), действующих на корпус машины, как функцию условий и режимов движения.

Поэтому совершенствование системы первичного подрессоривания МКМ, проводимое с целью увеличения средних скоростей их движения, является актуальной проблемой.

Цели и задачи. Целью работы является решение проблемы повышения быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного динамического управления упруго-демпфирующими элементами системы подрессоривания.

Для достижения цели в работе были поставлены и решены следующие задачи:

- разработана математическая модель прямолинейного движения МКМ по неровностям дороги, учитывающая упругие крутильные колебания несущей системы машины, внутреннюю динамику процессов, протекающих в упруго-демпфирующих элементах подвески колес, и работу системы управления подвеской;
- разработан закон непрерывного адаптивного динамического управления активными и полуактивными системами подрессоривания, обеспечивающий динамическую стабилизацию корпуса многоосной колесной машины при силовых воздействиях и позволяющий распределять непрерывные управляющие воздействия по подвескам машины;
- разработан закон релейного адаптивного динамического управления полуактивных систем подрессоривания, обеспечивающий снижение показателей вибронагруженности, повышение плавности хода многоосных колесных машин и позволяющий распределять дискретные управляющие воздействия по подвескам машины;
- разработаны алгоритмы статического управления системами

подрессоривания, обеспечивающие повышение профильной проходимости многоосных колесных машин за счет автоматизированного преодоления крупных единичных препятствий;

- проведена комплексная оценка эффективности разработанных законов управления системой подрессоривания по критериям вибронагруженности, энергозатратности, чувствительности к параметрам инерционности и точности реальных систем управления (с разработкой соответствующих критериев оценки эффективности);
- сформулированы требования к информационному полю систем автоматического управления системами подрессоривания, обеспечивающие работоспособность и эффективность применения разработанных законов управления на реальных объектах.

Научная новизна работы. Разработана новая математическая модель прямолинейного движения многоосной колесной машины, отличающаяся тем, что в модели учитываются упругие крутильные колебания несущей системы машины, а также внутренняя динамика процессов, протекающих в упруго-демпфирующих элементах подвески колес, и работа системы управления подвеской.

Разработан закон оптимального непрерывного адаптивного динамического управления активными и полуактивными системами подрессоривания, обеспечивающий повышение быстроходности многоосных колесных машин. Особенностью закона управления является то, что управляющие силовые воздействия зависят от максимальных значений фазовых координат, что позволяет системе управления подвеской адаптироваться к уровню внешних возмущений на корпус многоосной колесной машины.

Разработан новый метод синтеза и декомпозиции многомерной непрерывной системы управления подвеской, позволяющий распределять непрерывные управляющие воздействия по подвескам колес, отличающийся тем, что три управляющих силовых воздействия, приложенные к центру подрессоренной массы МКМ, могут быть распределены по любому количеству упруго-демпфирующих элементов системы подрессоривания при минимальных затратах энергии на управление

Разработан адаптивный закон оптимального релейного динамического управления полуактивных подвесок, обеспечивающий повышение быстроходности многоосных колесных машин. Особенностью данного закона управления является то, что понятие оптимальности сформулировано не на интервале времени управления, а в текущий момент времени, что позволило синтезировать закон релейного управления для любого количества упруго-демпфирующих элементов системы подрессоривания.

Разработаны новые законы статического управления подвеской, обеспечивающие повышение профильной проходимости многоосных

колесных машин, отличающиеся тем, что обеспечивается автоматизированное преодоление крупных единичных препятствий без участия водителя в процессе управления подвеской.

Разработаны новые критерии эффективности работы системы управления подвески многоосных колесных машин, отличающиеся тем, что позволяют оценить чувствительность разрабатываемых законов управления подвеской к параметрам инерционности и точности реальных систем управления и сформулировать на этой базе технические требования к разрабатываемым системам управления подвеской.

Указанные основные положения нового научного подхода к разработке управляемых систем подрессоривания МКМ выносятся на защиту.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируется на накопленном опыте теоретических, расчетных и экспериментальных исследований динамики систем «подвеска – корпус МКМ», а также на применении апробированных методов теории случайных процессов, имитационного моделирования, теории систем автоматического управления, механики жидкости и газа.

Практическая ценность работы. В результате выполнения исследований для практического использования при проектировании управляемых систем подрессоривания МКМ разработаны:

- комплекс программ для ЭВМ, позволяющий моделировать динамику движения МКМ по неровностям местности, и, тем самым, сократить сроки проектирования и доводочных испытаний управляемых систем подрессоривания;
- комплекс алгоритмов управления подвеской МКМ, позволяющий в автоматизированном режиме преодолевать единичные препятствия (траншея, эскарп);
- методика оценки эффективности работы управляемых систем подрессоривания, позволяющая проводить сравнение эффективности работы различных систем управления подвеской МКМ на всем многообразии эксплуатационных режимов;
- комплекс требований к информационному полю, обеспечивающий возможность обоснования требований к точности и быстродействию систем управления подвеской на начальном этапе проектирования.

Реализация результатов работы. Материалы диссертационной работы являются составной частью отчета по ОКР «Платформа – О/МГТУ». Результаты работ внедрены на ОАО «КАМАЗ», в НИИ СМ МГТУ им. Н.Э.Баумана, в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» и используются в учебном процессе на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация работы и публикации. По материалам диссертации опубликовано 20 научных работ. Основные положения и результаты диссертационной работы неоднократно заслушивались и обсуждались на

научно-технических семинарах кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э.Баумана, на научно-технических советах в рамках ОКР «Платформа – О/МГТУ», на научно-технических совещаниях в организациях ОАО «КАМАЗ», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Всесоюзной конференции, посвященной 50-летию МАМИ (Москва, 1988 г.).

Структура работы. Диссертация состоит из введения, восьми глав, основных выводов и списка литературы. Работа изложена на 280 листах машинописного текста, содержит 158 рисунков, 14 таблиц. Библиография работы содержит 129 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована цель работы и приведено краткое содержание выполненных исследований.

В первой главе проведен обзор трудов отечественных и зарубежных авторов, посвященных вопросам обеспечения плавности хода МКМ, в том числе и с помощью разработки управляемых систем подрессоривания. Особенно выделены труды А.С.Антонова, Д.А.Антонова. П.В.Аксенова, Б.Н.Белоусова, Н.Ф.Бочарова, Н.А.Бухарина, Ю.Б.Беленького, Ю.А.Брянского, А.В.Денисова, А.А.Дмитриева, А.И.Гришкевича, Ю.К.Есеновского-Лашкова, Г.О.Котиева, А.С.Литвинова, В.Ф.Платонова, Я.М.Певзнера, Р.В.Ротенберга, В.А.Савочкина, А.А.Силаева, Г.А.Смирнова, Ю.А.Степанова, А.Н.Совы, Я.Е.Фаробина, А.К.Фрумкина, Р.В.Фурунжиева, А.А.Хачатурова, Е.А.Чудакова, А.А.Юрчевского, Н.Н.Яценко, и труды научных школ МГТУ им. Н.Э.Баумана, 21 НИИИ МО РФ, Волгоградского ГТУ.

Обзор и анализ исследований по плавности хода МКМ позволил выявить следующие особенности колебаний машин:

- при движении по грунтовым дорогам характерно наличие интенсивных вертикальных и продольно-угловых колебаний;
- преобладание в спектрах продольно-угловых колебаний низкочастотных составляющих (0,2 … 3 Гц);
- независимо от типа возмущения низкочастотный узкополосный характер спектральных плотностей выходных координат объясняется формой АЧХ многоосных колесных машин, имеющих выраженные резонансные свойства, обусловленные недостаточным демпфированием в подвеске колес;
- в силу особенностей компоновки и вида перевозимого груза рабочие места водителя и экипажа МКМ располагаются на консолях рамы и подвергаются влиянию дополнительных ускорений, возникающих при продольном раскачивании корпуса;

- неподрессоренные массы МКМ не могут совершать интенсивных высокочастотных колебаний даже при высоких скоростях движения, т.к. частоты возмущения не достигают резонансных значений;
- для МКМ характерны достаточно высоко расположенный центр тяжести и почти всегда ограниченная ширина. Длинная узкая рама шасси имеет большую крутильную податливость, влияющую на поперечно-угловые колебания. Вследствие этого ускорения на местах водителя и экипажа определяются не только параметрами подвески, но и колебаниями несущей системы;

Многообразие условий эксплуатации МКМ диктует противоречивые требования к подвескам. Для повышения плавности хода, устойчивости и управляемости необходимы большие значения жесткостей и уровней демпфирования. Преодоление профильных препятствий (траншея, эскарп, контрэскарп и др.) – снижения нагрузок на раму, длинноходности, «мягкой» нагрузочной характеристики.

Одновременно с этим в настоящее время использование длинноходных подвесок МКМ сталкивается с существенными проблемами, связанными с компоновкой шасси. Длинноходная подвеска занимает достаточно много места, которое требуется для размещения других агрегатов и приборов. Зачастую решение принимается в пользу подвески с коротким ходом в ущерб профильной проходимости МКМ. Однако, при этом современные подвески комплектуются сложными гидравлическими и пневматическими устройствами, имеющими широкие возможности по их управлению. В этой связи отмеченное выше противоречие – обеспечение профильной проходимости и высоких средних скоростей движения на дорогах и местности, может быть разрешено путем создания подвесок, в которых на первый план выходит задача создания эффективных алгоритмов управления такими системами, обеспечивающих высокую подвижность МКМ в различных условиях эксплуатации. Проведенный анализ позволяет сделать следующие выводы:

- основная энергия колебаний корпуса МКМ на подвеске сосредоточена в полосе частот до 5 Гц. Разрабатываемые законы управления подвеской должны эффективно работать именно в этом частотном диапазоне;
- упругие крутильные колебания рамы МКМ оказывают существенное влияние на вибронагруженность экипажа машины. В связи с этим математическая модель движения колесной машины по неровностям должна учитывать эти колебания;
- в связи с наличием противоречивых требований к системе первичного подрессоривания МКМ необходимо разрабатывать специализированные законы управления, обеспечивающие динамическую стабилизацию корпуса машины, повышение плавности хода, повышение профильной проходимости.

На основе анализа множества схемных решений управляемых систем подрессоривания была разработана их классификацию по небольшому числу взаимонезависимых признаков (рис. 1). Такая систематизация позволила выявить достоинства и недостатки всех классов управляемых подвесок и сделать следующие выводы:

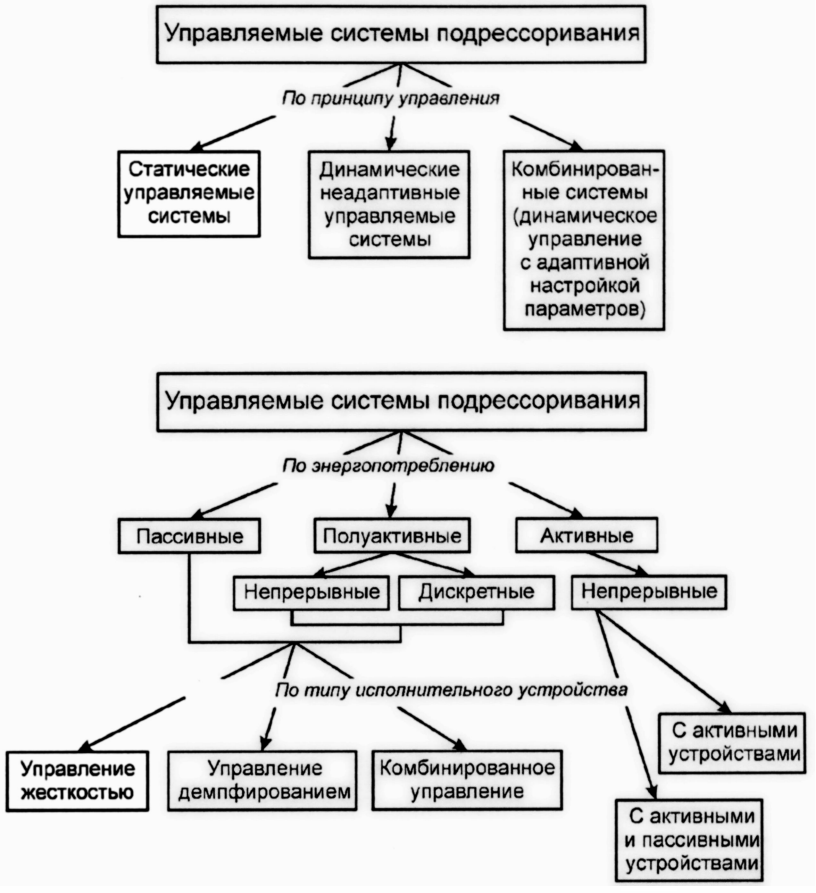



Рис. 1. Классификатор управляемых систем подрессоривания многоосных колесных машин

- управляемая система подрессоривания должна быть адаптивной, полуактивной с динамическим управлением, что является наиболее выгодным для минимизации энергетических потерь на управление и повышения эффективности систем управления;
- учитывая необходимость обеспечения практической реализации без потери эффективности, необходимо использовать более простые

исполнительные устройства подвески, вплоть до перехода к управлению по релейному принципу «включено-выключено».

Современный период развития теории управления характеризуется постановкой и решением задач, учитывающих неточность наших знаний об объектах управления и действующих на них внешних возмущений. В основу принципов разработки математических законов управления подвеской должен быть положен принцип робастного (грубого) управления, позволяющий создавать эффективные системы управления в условиях обладания минимальной информацией об объекте.

При этом адаптивные алгоритмы управления подвеской должны быть построены на основе фундаментальных законов движения колесной машины и отражать физическую сущность протекающих в колебательной системе МКМ процессов.

Практический опыт разработки дискретных алгоритмов управления демпфирующими устройствами подвески показывает, что достаточно двух уровней демпфирования (высокого и низкого), переключение между которыми обеспечивает эффективное гашение колебаний корпуса транспортного средства при движении по неровностям в широком частотном диапазоне. При этом, как показывают работы профессора А.А.Дмитриева, управлять демпфированием желательно только на ходе «сжатия» подвески. Изменение демпфирования при «отбое» может привести к отрыву колес от опорной поверхности, что отрицательно сказывается на устойчивости и управляемости МКМ.

Во второй главе представлены разработанные математические модели движения МКМ, пневмогидравлических устройств подвесок колесных машин, а также методика моделирования реализации случайных неровностей дороги.

Математическая модель прямолинейного движения МКМ была создана на основе модели, разработанной на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э.Баумана. В качестве прототипа была выбрана именно эта модель, т.к. скорость машины задается не принудительно изменением координаты центра масс кузова, а формируется моделированием процесса взаимодействия ведущих колес с опорным основанием. Это позволяет более адекватно представлять движение МКМ по неровностям, а также моделировать преодоление препятствий, процессы буксования и юза с учетом характеристик шины и сцепных свойств грунта.

Главные изменение, внесенные автором в исходную модель – это учет крутильных колебаний несущей системы, разработка подмоделей пневмогидравлических упругодемпфирующих элементов подвески МКМ и блоков управления подвеской.

Для описания положения МКМ в пространстве были выбраны системы координат, представленные на рис. 2. Первая, неподвижная система

координат (НСК) $O_2X_2Y_2Z_2$, служит для моделирования заданных дорожно-грунтовых условий движения. Начало координат системы, точка $O_2$, совпадает с началом моделируемой трассы.

Вторая, полусвязанная система координат $O_1X_1Y_1Z_1$, характеризуется тем, что ее начало точка $O_1$ всегда совпадает с центром масс МКМ и перемещается вместе с ним в пространстве. Оси $O_1X_1$, $O_1Y_1$, $O_1Z_1$ параллельны соответствующим осям несвязанной системы координат.

Третья система координат $OXYZ$, используемая для математического описания движения МКМ, - глобальная подвижная система координат (ГПСК), ее центр $O$ всегда совпадает с центром масс $C$, а оси совпадают с главными осями инерции машины.

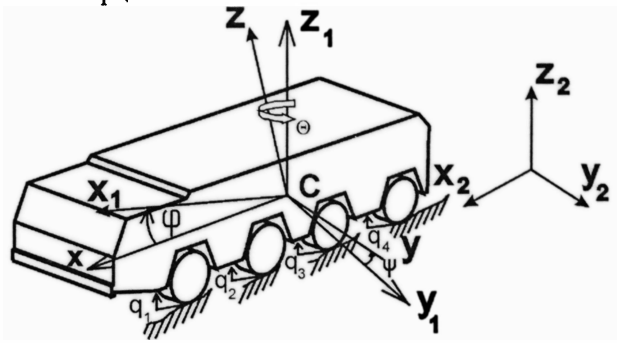



Рис. 2. Положение МКМ в пространстве

Для определения сил, действующих на МКМ со стороны грунта, введена микроподвижная система координат, под которой понимается система $O_TX_TY_TZ_T$, центр которой $O_T$ совпадает с геометрическим центром пятна контакта колеса.

Несущая система МКМ рассмотрена в виде длинного стрежня, имеющего практически бесконечное сопротивление изгибу и растяжению, и податливому при кручении. При колебаниях стержень нагружается сосредоточенными моментами в местах крепления подвески.

Ось $OX$ связанной системы координат совмещена с линией центров кручений поперечных сечений несущей системы. Наряду с глобальной подвижной системой координат $OXYZ$, которая перемещается совместно с сечением, связанным с центром масс корпуса МКМ, введены $n+1$ локальных подвижных систем координат (ЛПСК) $O^iX^iY^iZ^i$, связанных с каждым сечением несущей системы, где приложены сосредоточенные моменты инерции. При этом ЛПСК $O^k X^k Y^k Z^k$, расположенная в центре масс МКМ, совпадает с глобальной подвижной системой координат (ГПСК) $OXYZ$.

Углы закручивания рамы в сечениях сосредоточенных моментов инерции рассматриваются как обобщенные координаты $\psi_1, \psi_2, \ldots, \psi_n$.

Используя теоремы об изменении количества движения тела и момента количества движения в проекциях на оси подвижных систем координат, получена общая форма уравнений движения колесной машины с упруго-деформируемой несущей системой

$$
\begin{cases}
m\dot{V}_{cx} + m(\omega_y V_{cz} - \omega_z V_{cy}) = G_x + F_x + \sum_{i=1}^{2N_{\text{оэу}}} R_i^x \\
m\dot{V}_{cy} + m(\omega_z V_{cx} - \omega_{xk}^c V_{cz}) = G_y + F_y + \sum_{i=1}^{2N_{\text{оэу}}} R_i^y \\
m\dot{V}_{cz} + m(\omega_{xk}^c V_{cy} - \omega_y V_{cx}) = G_z + F_z + \sum_{i=1}^{2N_{\text{оэу}}} (P_i^z + R_i^z) \\
I_{x1}\dot{\omega}_{x1} + \omega_y\omega_z(I_z - I_y) = M_x(P_1) + M_x(P_{N_{\text{оэу}}+1}) + \alpha_{12}(\omega_{x2} - \omega_{x1}) + \chi_{12}(\psi_2 - \psi_1) \\
I_{x2}\dot{\omega}_{x2} + \omega_y\omega_z(I_z - I_y) = M_x(P_2) + M_x(P_{N_{\text{оэу}}+2}) - \\
- \alpha_{12}(\omega_{x2} - \omega_{x1}) + \alpha_{23}(\omega_{x3} - \omega_{x2}) - \chi_{12}(\psi_2 - \psi_1) + \chi_{12}(\psi_3 - \psi_2) \\
\ldots\ldots\ldots

$\dot{\omega}_{xi}$ - проекция вектора углового ускорения i-го сечения несущей системы на ось $X$ локальной подвижной системы координат $O^iX^iY^iZ^i$;

$V_{cx}$, $V_{cy}$, $V_{cz}$ - проекции вектора линейной скорости точки $C$ на оси глобальной подвижной системы координат $O^kX^kY^kZ^k$;

$\dot{V}_{cx}$, $\dot{V}_{cy}$, $\dot{V}_{cz}$ - проекции вектора ускорения точки $C$ на оси глобальной подвижной системы координат $O^kX^kY^kZ^k$;

$G_x$, $G_y$, $G_z$ - проекции вектора силы тяжести на оси глобальной подвижной системы координат $O^kX^kY^kZ^k$;

$F_x$, $F_y$, $F_z$ - проекции вектора силы внешнего воздействия на оси глобальной подвижной системы координат $O^kX^kY^kZ^k$;

$R_i^x$, $R_i^y$, $R_i^z$ - проекции вектора сил взаимодействия колес с грунтом на оси локальной подвижной системы координат $O^iX^iY^iZ^i$;

$P_i^z$ - проекция сил в подвеске на ось $Z^i$ локальной подвижной системы координат $O^iX^iY^iZ^i$;

$M_x(F)$, $M_y(F)$, $M_z(F)$ - проекции момента от силы внешнего воздействия на оси глобальной подвижной системы координат $O^kX^kY^kZ^k$;

$M_x(R_i)$, $M_y(R_i)$, $M_z(R_i)$ - проекции момента от сил взаимодействия колес с грунтом на оси локальной подвижной системы координат $O^iX^iY^iZ^i$;

$M_x(P_i)$, $M_y(P_i)$ - проекции момента от сил в подвеске на оси локальной подвижной системы координат $O^iX^iY^iZ^i$;

$I_y$, $I_z$ - моменты инерции МКМ относительно осей глобальной подвижной системы координат $O^kX^kY^kZ^k$;

$I_{xi}$ - момент инерции i-го сечения несущей системы МКМ относительно оси $X$ локальной подвижной системы координат $O^iX^iY^iZ^i$;

$\alpha_{ij}$ - коэффициент конструктивного трения участка несущей системы МКМ между сечениями $i$ и $j$;

$\chi_{ij}$ - угловая жесткость участка несущей системы МКМ между сечениями $i$ и $j$;

Положение МКМ в пространстве в любой момент времени определяется взаимным расположением полусвязанной и локальных подвижных координатных систем, которые характеризуются тремя угловыми координатами. Эти угловые координаты являются углами Эйлера-Крылова: угол «рысканья» - $\theta$, угол «дифферента» - $\varphi$, угол «крена» - $\psi_i$.

Связь углов Эйлера-Крылова с другими кинематическими параметрами вращательного движения – проекциями угловой скорости на связанные оси –

устанавливается на основе кинематических соотношений, которые называются уравнениями связи вращательного движения:

$$\begin{cases} \omega_{x_i} = \dot{\psi}_i \cos\varphi - \dot{\theta}\cos\psi_i \sin\varphi \\ \omega_y = \dot{\varphi} + \dot{\theta}\sin\psi_i \\ \omega_z = \dot{\theta}\cos\varphi\cos\psi_i + \dot{\psi}_i \sin\varphi \end{cases}$$

Практический интерес для расчетов представляет соотношение, определяющее скорости изменения значения углов $\varphi$, $\psi_i$, $\theta$.

$$\begin{cases} \dot{\psi}_i = \omega_{xi}\cos\varphi + \omega_z \sin\varphi \\ \dot{\theta} = \dfrac{\omega_z\cos\varphi - \omega_x \sin\varphi}{\cos\psi_i} \\ \dot{\varphi} = \omega_y - \mathrm{tg}\psi_i \cdot (\omega_z\cos\varphi - \omega_{xi}\sin\varphi) \end{cases}$$

Матрица перехода из i-ой ЛПСК в НСК $B_i$ имеет следующий вид:

$$B_i = \begin{pmatrix} \cos\theta\cdot\cos\varphi - \sin\psi_i\cdot\sin\varphi\cdot\sin\theta & -\cos\psi_i\cdot\sin\theta & \sin\varphi\cdot\cos\theta + \cos\varphi\cdot\sin\psi_i\cdot\sin\theta \\ \sin\theta\cdot\cos\varphi + \cos\theta\cdot\sin\varphi\cdot\sin\psi_i & \cos\psi_i\cdot\cos\theta & \sin\varphi\cdot\sin\theta - \sin\psi_i\cdot\cos\theta\cdot\cos\varphi \\ -\cos\psi_i\cdot\sin\varphi & \sin\psi_i & \cos\varphi\cdot\cos\psi_i \end{pmatrix}$$

После определения сил, действующих на МКМ в неподвижной системе координат, вычисление проекций этих же сил в проекциях на оси локальных подвижных систем координат проводится по следующей формуле

$$\left[F_i^X, F_i^Y, F_i^Z\right]^T = B_i^T \cdot \left[F_i^{X_2}, F_i^{Y_2}, F_i^{Z_2}\right]^T$$

$$j = 1,\ldots, k-1, k+1,\ldots, n+1;\ \ i = 1,\ldots, 2N_{osy}$$

где: $F_i^X, F_i^Y, F_i^Z$ - – проекции силы на оси в локальной подвижной координатной системе $O^iX^iY^iZ^i$; $N_{osy}$ – количество осей МКМ.

Определив в локальных подвижных системах координат проекции сил, действующих на МКМ, вычислим моменты от этих сил в тех же системах координат. В общем виде уравнения, описывающие моменты от проекций силы в ЛПСК, могут быть записаны как:

$$\begin{cases} M_i^X(F_i) = F_i^Z y_i - F_i^Y z_i \\ M_i^Y(F_i) = F_i^X z_i - F_i^Z x_i \\ M_i^Z(F_i) = F_i^Y x_i - F_i^X y_i \end{cases}$$

где $x_i$, $y_i$, $z_i$ – проекции точки приложения силы в локальной подвижной координатной системе $O^iX^iY^iZ^i$.

Для адекватного описания физических процессов, протекающих в подвеске МКМ при управлении, разработаны математические модели пневмогидравлических устройств подвески (гидравлический амортизатор,

одно- и двухобъемная пневмогидравлические рессоры (ПГР), ПГР с камерой противодавления).

Основным внешним фактором, который определяет внешнее воздействие на ходовую систему машины, является профиль трассы в вертикальной плоскости. Встреча различных участков местности и направлений движения носит случайный характер. Поэтому функцию профиля неровностей дороги необходимо рассматривать как реализацию двумерного случайного процесса (по двум колеям).

Моделирование высот неровностей дороги по одной колее проводится на основе неканонического разложения случайных центрированных функций

$$Z_1(l) = \sqrt{\frac{2D_z}{N}} \sum_{i=1}^{N} \cos \omega_i l$$

где: $\omega_i$ – независимые случайные величины (частоты неровностей дороги); $D_z$ – дисперсия процесса $Z_1(l)$; $l$ – длина пути; $N$ – количество гармоник, определяет точность представления случайного процесса.

Случайный процесс $Z_2$ неровностей дороги для второй колеи получен на выходе фильтра, дифференциальное уравнение которого описано уравнением

$$\frac{dZ_2(l)}{dl} + \frac{n}{B} Z_2(l) = \frac{n}{B} Z_1(l)$$

где: $B$ – ширина колеи МКМ; $n$ – эмпирический коэффициент аппроксимации (из литературных источников).

При исследовании плавности хода МКМ основное влияние имеет сглаживание возмущений вследствие конечной длины площадки контакта. Сглаживающие свойства шины учитываются с помощью метода А.А.Хачатурова.

Третья глава посвящена описанию и анализу результатов экспериментальных исследований с целью подтверждения адекватности разработанных во второй главе.

Для проверки адекватности математической модели пневмогидравлической рессоры во время стендовых испытаний была исследована ПГР с двумя пневмоцилиндрами, работающими на ходе сжатия (двухобъемная) - рис. 3. Испытания ПГР проводились в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». Для испытаний использовался электрогидравлическом стенде POZ 0317 фирмы Schenk (рис. 4).

В процессе испытаний замерялись статическая и динамические характеристики исследуемой ПГР. Для получения статической характеристики шток ПГР перемещается от среднего положения (ход штока 0,12 м) до полностью вдвинутого, а затем – до полностью выдвинутого со скоростью не более 1мм/с. При этом замерялись сила на штоке и ход штока.

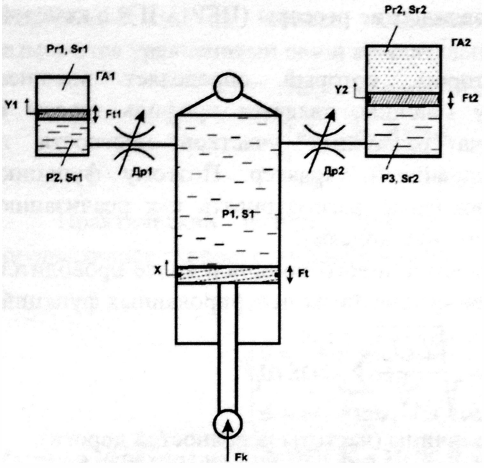



Рис. 3. Схема двухобъемной ПГР

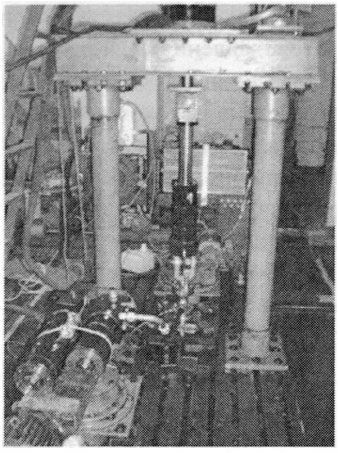


Рис. 4. Стенд для испытания ПГР

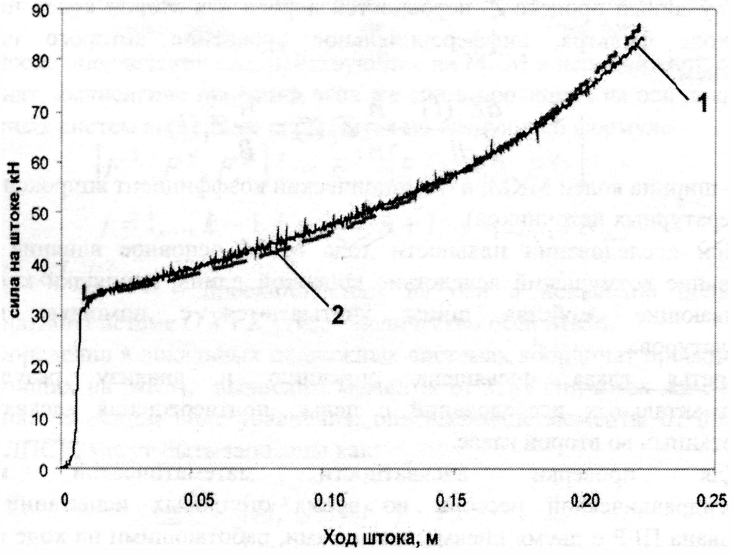



Рис. 5. Статическая характеристика ПГР
1 – экспериментальная характеристика; 2 – расчетная характеристика

На рис. 5 представлена статическая характеристика ПГР, полученная экспериментально, в сравнении с расчетной, полученной при тех же условиях нагружения. Динамические нагрузочные характеристики ПГР определялись следующим образом. Шток ПГР перемещался по гармоническому закону с частотой в диапазоне 0,2 … 1,1 Гц и амплитудой 0,1; 0,15 и 0,3 м. При этом

замерялись сила на штоке и ход штока. Колебания штока проходили относительно статического положения 0,120 м.

На рис. 6 для примера приведена динамическая нагрузочная характеристики ПГР, полученная экспериментально, в сравнении с расчетной, полученной при тех же условиях нагружения.

Для оценки тепловой нагруженности ПГР были проведены испытания на нагрев. Нагружение рессоры осуществлялось периодической нагрузкой с амплитудой 30 мм и частотой 1 Гц. Цель этих испытаний – исследование влияния нагрева ПГР на ее динамические характеристики. Во время испытаний фиксировалась температура большого пневмоцилиндра ПГР через каждые 30 с. После нагрева ПГР периодическим нагружением на 28°С (с 30 до 58°С) были получены динамические характеристики ПГР (рис. 7).

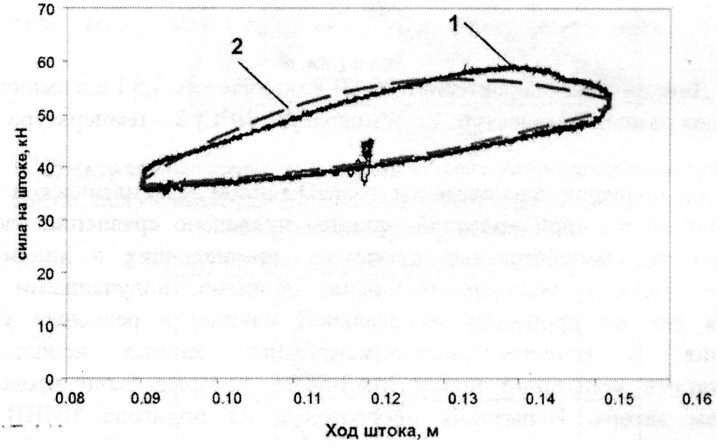



Рис. 6. Динамическая характеристика ПГР: частота 0,4 Гц; амплитуда 30 мм
1 – экспериментальная характеристика; 2 – расчетная характеристика

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований ПГР позволил сделать следующие выводы:

1. Проведенное сравнение расчетных и экспериментальных нагрузочных характеристик двухобъемной пневмогидравлической рессоры свидетельствует о приемлемой (ошибка не более 5 %) точности разработанных подходов в составлении математических моделей пневмогидравлических устройств подвески многоосной колесной машины. Полученная математическая модель может быть признана адекватной и пригодной для математического описания процессов, протекающих в подвеске МКМ для различных схем пневмогидравлических устройств подвески, в том числе и с управлением.
2. Нагрев пневмогидравлической рессоры в области рабочих температур практически не влияет на ее вид динамических нагрузочных характеристик. Соответствующее допущение, принятое при разработке математических

моделей пневмогидравлических устройств подвески МКМ, является правомерным.




Рис. 7. Динамическая характеристика ПГР при частоте 3,5 Гц и амплитуде 15 мм для разных температур: 1 – температура 30°С; 2 – температура 58°С

Для проверки адекватности разработанной математической модели движения многоосной колесной машины проведено сравнение расчетных характеристик колебательных процессов, протекающих в динамической системе МКМ, с экспериментальными данными, полученными в ходе замеров тех же процессов на реальной машине в реальных условиях движения. В качестве экспериментальных данных использовались результатами испытаний шасси МАЗ-547В, которые были проведены с участием автора. Испытания проводились на полигоне НИИИ 21 (г. Бронницы) на двух трассах: с асфальтобетонным покрытием и с булыжным покрытием. Проводились заезды в режиме прямолинейного движения со скоростью 14 м/с на асфальтобетонной дороге и со скоростью 8 м/с на булыжной. Регистрировался процесс вертикальных ускорений в районе центра тяжести корпуса машины, датчик ускорений был закреплен на жестком основании металлоконструкции крепления балласта.

На рис. 8 и 9 представлены спектральные плотности вертикальных ускорений центра масс шасси, полученные экспериментально и в результате моделирования для динамометрической и булыжной дорог.

Спектральные плотности виброускорений, полученные экспериментально, свидетельствуют о наличии в случайном процессе ускорений ряда узкополосных составляющих. Среди них можно выделить составляющие, соответствующие первому и второму резонансам, т.е. колебаниям массы на подвеске и колебаниям неподрессоренных масс на шинах. Кроме этого, прослеживаются и другие составляющие, соответствующие упругим колебаниям рамы (7…8 Гц) и колебаниям различных агрегатов шасси.

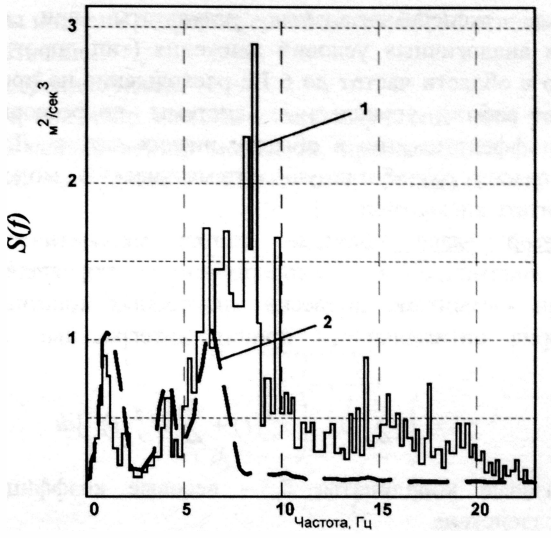



Рис. 8. Спектральные плотности вертикальных виброускорений центра масс шасси, полученные для асфальтобетонной дороги (скорость 14 м/с)
1 – полученные экспериментально;
2 – полученные по результатам моделирования

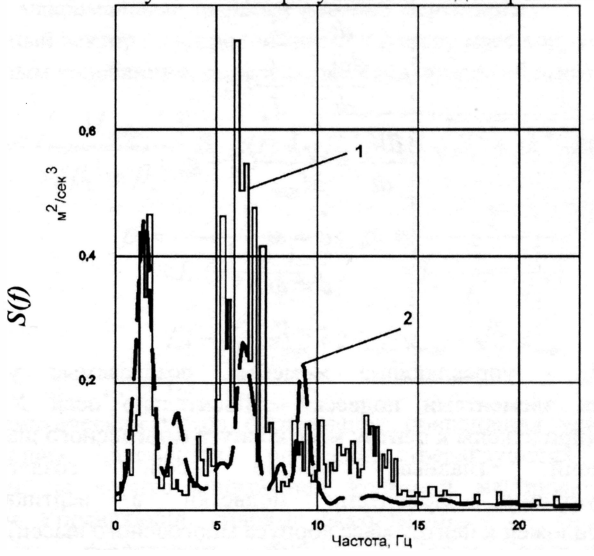



Рис. 9. Спектральные плотности вертикальных виброускорений центра масс шасси, полученные для булыжной дороги (скорость 8 м/с)
1 – полученные экспериментально;
2 – полученные по результатам моделирования

Полученные экспериментальные результаты при сравнении с расчетными для аналогичных условий движения (тип дороги и скорость) показывают, что в области частот до 6 Гц расхождение не превышает 15%. Исследуемые в работе управляемые системы подрессоривания дают положительный эффект именно в области низких частот. Для указанного частотного диапазона разработанную математическую модель движения МКМ можно считать адекватной.

В четвертой главе проведен синтез математических законов адаптивного динамического непрерывного управления упруго-демпфирующими элементами подвески многоосных колесных машин. В качестве критерия оптимальности принят интегральный квадратичный критерий вида

$$I = \int_{t_0}^{t_1} [\sum_{i=1}^{n} \beta_i^2 \cdot \left( x_i^2(t) + \sum_{j=1}^{m} U_j^2(t) \right)] dt$$

где: $x(i)$ – фазовые координаты; $\beta_i$ – весовые коэффициенты; $U_j$ – управляющие воздействия

Значение функционала $I$ зависит от начального состояния $X(t_0)$, момента времени $t_0$ и управления $U(t)$ в течение интервала $(t_0,t_1)$. Уравнения состояния записаны следующим образом:

$$\begin{cases} \dfrac{d\omega_x}{dt} = \dfrac{1}{J_x} U_1 \\ \dfrac{d\omega_y}{dt} = \dfrac{1}{J_y} U_2 \\ \dfrac{dV_z}{dt} = \dfrac{1}{M_{\text{ïîä}}} U_3 - g \\ \dot{\varphi} = \omega_x \\ \dot{\phi} = \omega_y \\ \dot{z} = V_z \end{cases}$$

где: $U_1$, $U_2$ - управляющие моменты, создаваемые упруго-демпфирующими элементами подвески относительно осей X и Y соответственно (приложены к центру масс корпуса многоосного шасси);

$U_3$ - управляющий главный вектор сил, создаваемый упругодемпфирующими элементами подвески в вертикальном направлении (приложен к центру масс корпуса многоосного шасси);

$\omega_x$,$\omega_y$ – угловые скорости корпуса относительно осей X и Y соответственно;

$V_z$ – скорость корпуса относительно оси $Z$;

$\varphi$, $\psi$ – углы наклона корпуса относительно осей X и Y соответственно;

$z$ – перемещение центра масс относительно оси $Z$;

$J_x$, $J_y$ – моменты инерции подрессоренной массы МКМ относительно осей X и Y соответственно;

$M_{подр}$ – подрессоренная масса.

В работе получено аналитические выражения для управляющих воздействий. Главный вектор моментов, приложенный к центру масс корпуса МКМ, по угловым колебаниям, определяется следующим образом

$$U(t) = -\frac{J}{\sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}}\left[\beta_1 \cdot \phi(t) + \sqrt{\beta_2^2 + 2\beta_1\sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}} \cdot \omega(t)\right]$$

$$\beta_1 = \frac{1}{I_1^*(\frac{1}{I_1^*} + \frac{1}{I_2^*})}$$

$$\beta_2 = \frac{1}{I_2^*(\frac{1}{I_1^*} + \frac{1}{I_2^*})}$$

$$I^*_1 = \sqrt{2} \cdot \phi_{\max}^2 + 2\phi_{\max} \cdot \omega_{\max} + \sqrt{2} \cdot \omega_{\max}^2$$

$$I^*_2 = \omega_{\max}^2$$

где: φ - угол наклона корпуса; ω - угловая скорость;

$\varphi_{max}$, $\omega_{max}$ – максимальные значения фазовых переменных.

Главный вектор сил, приложенный к центру масс корпуса МКМ по вертикальным колебаниям, определяется следующим образом:

$$U_3(t) = -\frac{M_{подр}}{\sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}}\left[\beta_1 \cdot z(t) + \sqrt{\beta_2^2 + 2\beta_1\sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}} \cdot \dot{z}(t)\right] + M_{подр}g$$

$$\beta_1 = \frac{1}{I_1^*(\frac{1}{I_1^*} + \frac{1}{I_2^*})} \; ; \; \beta_2 = \frac{1}{I_2^*(\frac{1}{I_1^*} + \frac{1}{I_2^*})}$$

$$I^*_1 = \sqrt{2} \cdot z_{\max}^2 + 2z_{\max} \cdot \dot{z}_{\max} + \sqrt{2} \cdot \dot{z}_{\max}^2$$

$$I^*_2 = \dot{z}_{\max}^2$$

Математический метод определения приращения усилий в упруго-демпфирующих элементах подвески, реализующих управляющие воздействия на корпус многоосной колесной машины, заключается в следующем. Управляющие силовые факторы $M_{Ux} = U_1$, $M_{Uy} = U_2$, $R_{Uz} = U_3$ могут быть реализованы только в виде приращения усилия $\Delta P_i$, $i = 1, 2, \ldots, 2N$ (где $N$ - число осей колесной машины) в каждом упругодемпфирующем элементе подвески. При этом

$$\Delta P_i = P_{i\partial} - P_i$$

где: $P_{i\partial}$ - действительное текущее значение усилия в упруго-демпфирующем элементе;

$P_i$ - искомое значение усилия в упругодемпфирующем элементе.

Критерий оптимальности, на основании которого определялись значения искомых величин $\Delta P_i$, сформулирован следующим образом

$$f(\Delta P) = \sum_{i=1}^{2N} (P_i - P_{i\partial})^2 \to \min$$

Оптимизационная задача решается методом неопределенных множителей Лагранжа при наличии ограничений в виде равенств. Для определения $\Delta P_i$ в работе получена линейная система

$$\begin{cases} 2(\Delta P_1) + \lambda_1 L_1 + \dfrac{B\lambda_2}{2} + \lambda_3 = 0 \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ 2(\Delta P_N) + \lambda_1 L_N + \dfrac{B\lambda_2}{2} + \lambda_3 = 0 \\ 2(\Delta P_{N+1}) + \lambda_1 L_{N+1} + \dfrac{B\lambda_2}{2} + \lambda_3 = 0 \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ 2(\Delta P_{2N}) + \lambda_1 L_{2N} + \dfrac{B\lambda_2}{2} + \lambda_3 = 0 \\ M_{Ux} = \sum_{i=1}^{2N} \Delta P_i L_i \\ M_{Uy} = \dfrac{B}{2} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{N} \Delta P_i - \sum_{j=N+1}^{2N} \Delta P_j \right] \\ R_{Uz} = \sum_{i=1}^{2N} \Delta P_i \end{cases}$$

где: $L_i$ – координаты мостов МКМ относительно центра масс корпуса.

В пятой главе проведен синтез математического закона релейного управления двухуровневым демпфированием упруго-демпфирующих элементов подвески многоосных колесных машин.

В качестве меры отклонения системы от состояния покоя (фазовые координаты $X_i=0,\ i=1,\ldots,2N$) принята функция Ляпунова

$$V = \sum_{i=1}^{2N} x^2{}_i$$

Уравнения состояния записаны следующим образом:

$$\begin{cases} \dfrac{d\omega_x}{dt} = \dfrac{B}{2}\cdot\sum_{i=1}^{N} U_i - \dfrac{B}{2}\cdot\sum_{j=N+1}^{2N} U_j \\ \dfrac{d\omega_y}{dt} = \sum_{i=1}^{2N} L_i \cdot U_i \\ \dfrac{dV_z}{dt} = \sum_{i=1}^{2N} U_i \\ \dot{\varphi} = \omega_x \\ \dot{\psi} = \omega_y \\ \dot{z} = V_z \end{cases}$$

Полная производная по $t$ от функции $V$ вдоль траектории движения системы имеет вид

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \sum_{i=1}^{2N} \frac{\partial V}{\partial x_i}\cdot\varphi_i \equiv W(t, X, U)$$

Оптимальным по отношению к демпфированию функции $V(X)$ будет управление, которое доставляет функции $W(t,X,U)$ наименьшее отрицательное значение среди всех управлений $U \in \Omega[U]$ :

$$U_{onm} = \arg\{\min_{U\in\Omega} W[t, X(t), U]\}$$

Принятое понятие оптимальности системы, связанное со свойствами движения системы в текущий момент времени, существенно отличается от понятия оптимальности, выраженного соответствующим интегральным функционалом, представляющим собой интегральные оценки качества переходных процессов на всем интервале их протекания. Отказ от интегрального критерия качества и переход к критерию с оценкой качества в каждый текущий момент времени существенно упрощает процедуру синтеза. В работе получены выражения для вектора управляющих воздействий U:

$$U_1 = -sign(\frac{B}{2}\cdot\dot{\psi} + L_1\cdot\dot{\varphi} + \dot{z})$$

$$U_2 = -sign(\frac{B}{2}\cdot\dot{\psi} + L_2\cdot\dot{\varphi} + \dot{z})$$

.....

$$U_N = -sign(\frac{B}{2}\cdot\dot{\psi} + L_N\cdot\dot{\varphi} + \dot{z})$$

$$U_{N+1} = -sign(-\frac{B}{2}\cdot\dot{\psi} + L_{N+1}\cdot\dot{\varphi} + \dot{z})$$

.....

$$U_{2N} = -sign(-\frac{B}{2}\cdot\dot{\psi} + L_{2N}\cdot\dot{\varphi} + \dot{z})$$

В дополнение к приведенному выше закону управления в работе разработан адаптивный алгоритм управления, функциями которого являются, во-первых, классификация входного воздействия по критерию «высокая частота – низкая частота», и, во-вторых, выдача необходимой управляющей команды на исполнительное устройство по переходу на низкий (при действии высокочастотного воздействия со стороны неровностей дороги) или высокий (при отсутствии высокочастотного воздействия) уровни демпфирования. Это повышает приспосабливаемость системы релейного управления подвеской МКМ к широкому спектру режимов эксплуатации.

В шестой главе проведено исследование работоспособности разработанных математических законов управления подвеской путем моделирования движения МКМ методами имитационного моделирования движения машины в различных условиях. В качестве объекта моделирования выбрана многоосная колесная машина полной массой 60 т с колесной формулой 8х8, оснащенная пневмогидравлической подвеской. Проведены расчеты конструктивных параметров подвески МКМ, необходимые для использования в разработанных во второй главе математических моделях, а также обоснован выбор режимов движения МКМ.

Результаты моделирования движения многоосной колесной машиной с активной непрерывно управляемой подвеской показали, что уровень вертикальных и угловых ускорений корпуса МКМ при движении по гармоническим и случайным неровностям дороги в случае управляемой подвески ниже, чем в случае неуправляемой, на 10 … 40%.

Моделирование переходных процессов поперечного крена корпуса МКМ при действии боковой импульсной нагрузки показало, что амплитуда крена в случае работы управляемой подвески меньше в 2,6 раза по сравнению со случаем неуправляемой подвески, а время переходного процесса сокращается в 10 раз. При движении в повороте амплитуда крена корпуса в случае работы управляемой подвески меньше в 4,7 раза по сравнению со случаем неуправляемой подвески. При торможении со скорости 36 км/час до нуля за 10 сек амплитуда крена корпуса в случае работы управляемой подвески меньше в 1,5 раза по сравнению со случаем неуправляемой подвески. При преодолении эскарпа в случае работы управляемой подвески максимальное значение угла наклона корпуса уменьшилось на 15% по сравнению со случаем неуправляемой подвески.

Результаты моделирования движения многоосной колесной машиной с релейным управлением двухуровневым демпфированием показали, что уровень вертикальных и угловых ускорений корпуса МКМ при движении по гармоническим и случайным неровностям дороги в случае управляемой подвески ниже, чем в случае неуправляемой, на 10 … 50%.

В седьмой главе разработаны статические алгоритмы управления подвеской многоосных колесных машин, позволяющие преодолевать крупные единичные препятствия (эскарп, траншея) в автоматизированном режиме, т.е. без участия водителя в процессе управления подвеской.

Алгоритм управления подвеской МКМ при преодолении эскарпа заключается в следующем. После заезда колес первой оси на препятствие в момент, когда колеса второй оси теряют контакт с дорогой (происходит их вывешивание), система управления принудительно устанавливает их в крайнее верхнее положение. Эта мера облегчает заезд колес второй оси на эскарп, что снижает действующие со стороны подвески нагрузки на раму. Одновременно с этим колеса третьей и четвертой оси принудительно выдвигаются в крайнее нижнее положение. Это способствует выравниванию корпуса машины, исключает вывешивание колес третьей оси и облегчает водителю процесс управления. После заезда на эскарп колес четвертой оси (этот момент определяется по смене знака угла наклона корпуса) корпус машины автоматически выравнивается.

В работе подробно рассмотрены этапы преодоления МКМ эскарпа высотой 0,6 м. Установлено, что у машины с колесной формулой 8х8 с управляемой подвеской при заезде на эскарп пиковые значения сил, действующих на несущую систему со стороны подвески, снижаются на 30%, а углы продольного наклона корпуса уменьшаются на 50% по сравнению с неуправляемой подвеской. В работе установлено, что при спуске с эскарпа управление подвеской не требуется.

Логика работы алгоритма управления подвеской МКМ при преодолении траншеи заключается в следующем. При активации режима корпус МКМ принудительно устанавливается в положение «дифферент на корму», после чего начинается движение машины. Эта мера способствует тому, что при пропадании контакта колес первой оси с опорным основанием начинается резкий наклон корпуса вперед. Заранее установленный дифферент на корму увеличивает время такого «клевка», благодаря чему колеса первой оси успевают «зацепиться» за противоположный брустверт траншеи, и машина не проваливается. Далее, в момент преодоления траншеи колесами второй и третье осей (этот момент определяется по датчику «прогибов» подвески) система управления принудительно устанавливает колеса этих осей в среднее положение, что облегчает их заезд на противоположный брустверт и уменьшает нагрузки на раму, действующие со стороны подвески. После заезда колес третьей оси на брустверт система управления принудительно устанавливает корпус МКМ в положение «дифферент на нос». Эта мера способствует тому, что при пропадании контакта колес четвертой оси с опорным основанием начинается резкий наклон корпуса назад. Заранее установленный дифферент на нос увеличивает время такого «клевка», благодаря чему колеса четвертой оси успевают

«зацепиться» за противоположный брустверт траншеи, и машина не проваливается.

В работе подробно рассмотрены этапы преодоления МКМ траншеи шириной 1,5 м. Установлено, что машина с колесной формулой 8х8 с управляемой подвеской способна преодолевать траншеи, ширина которых превышает диаметр колеса не более, чем на 5%. Машина с неуправляемой подвеской такое препятствие не преодолевает.

В восьмой главе проведен комплексный сравнительный анализ эффективности работы активной непрерывной и релейной полуактивной систем управления подвеской МКМ.

При исследовании быстроходности МКМ на основании проведенного обзора исследований было принято, что система подрессоривания не ограничивает скорость движения МКМ (водитель не сбрасывает скорость), если максимальные вертикальные ускорения на месте водителя не превосходят 3,5$g$ (критерий 1), а среднеквадратические отклонения (СКО) вертикальных ускорений за фиксированный промежуток времени не превышают норму по снижению производительности труда от усталости, которая составляет 0,56 м/с$^2$ (115 дБ) при продолжительности воздействия вибрации 8 часов (критерий 2).

Прогнозирование быстроходности МКМ с управляемой подвеской при ограничениях по вибронагруженности водителя было проведено с помощью методов имитационного моделирования движения машины по всей совокупности грунтовых дорог Европейской части России. Все виды грунтовых дорог были разбиты на 5 категорий (таблица 1) по среднеквадратическим отклонениям (СКО) неровности дорожного профиля.

Категории грунтовых дорог

Таблица 1

| Категория | Диапазон СКО неровностей, м | Среднее значение диапазона, м | Вероятность $p_j$ появления дороги данной категории (по данным профессора А.А.Дмитриева) |
|---|---|---|---|
| 1 | От 0 до 0,046 | 0,0231 | 0,40 |
| 2 | От 0,046 до 0,092 | 0,069 | 0,30 |
| 3 | От 0,092 до 0,139 | 0,116 | 0,18 |
| 4 | От 0,139 до 0,185 | 0,162 | 0,08 |
| 5 | От 0,185 до 0,231 | 0,208 | 0,04 |

Для определения средней скорости движения МКМ на $j$-ой категории грунтовых дорог была смоделирована трасса протяженностью $L_{\Sigma j}$ и разбита на отдельные участки $L_{1j}, L_{2j}, \ldots, L_{mj}$ (рис. 10).

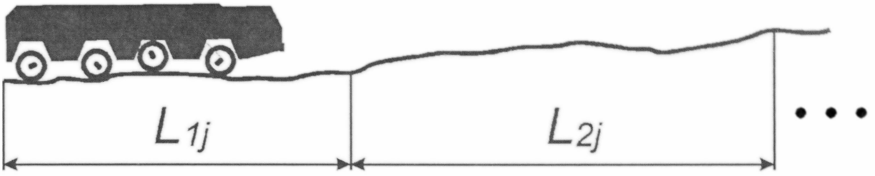



Рис. 10. Определение режимов движения МКМ

Величины $L_{ij}$ выбирались из условия обеспечения заданной точности при оценке параметров быстроходности. Далее было проведено моделирование прямолинейного движения МКМ по $i$-ому участку $j$-ой категории грунтовой дороги, при каждом заезде скорость движения увеличивалась до тех пор, пока не нарушатся условия либо по критерию 1, либо по критерию 2.

Средняя скорость движения по грунтовой дороге $j$-ой категории $V^{cp}_j$ определяется по следующей формуле

$$V_j^{cp} = \frac{L_{\Sigma j}}{T_{\Sigma j}} = \frac{L_{\Sigma j}}{\sum_{i=1}^{m_j} \frac{L_{ij}}{V_{ij}}}$$

где: $T_{\Sigma j}$ - суммарное время движения по дороге $j$-ой категории.

Среднюю скорость движения $V^{cp}$ по всей совокупности грунтовых дорог можно рассчитать как средневзвешенное значение по формуле

$$V^{cp} = \frac{L_\Sigma}{T_\Sigma} = \frac{L_\Sigma}{\sum_{j=1}^{5} \frac{L_{\Sigma j}}{V^{cp}{}_j}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{5} \frac{L_{\Sigma j}}{L_\Sigma} \cdot \frac{1}{V^{cp}{}_j}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{5} \frac{p_j}{V^{cp}{}_j}}$$

где: $T_\Sigma$ - суммарное время движения по дороге $j$-ой категории; $L_\Sigma$ - суммарная протяженной грунтовых дорог.

Значение средней скорости движения $V^{cp}$ для неуправляемой подвески, а также для вариантов управления как с помощью активного непрерывного закона, так и с помощью полуактивного релейного закона, приведены в таблице 2.

Оценка энергетических затрат на управление активной подвеской при движении по случайному профилю показала, что для МКМ полной массой 60

тонн с колесной формулой 8х8 с активной непрерывно управляемой подвеской при движении по грунтовым дорогам средние затраты мощности на управление подвеской не превышают 115 кВт.

Таблица 2

| Способ управления подвеской | $V^{cp}$, км/час | Повышение быстроходности, % |
|---|---|---|
| Неуправляемая подвеска | 31,75 | – |
| Активное непрерывное управление | 40,00 | 26,0 |
| Полуактивное релейное управление | 45,45 | 43,2 |

Разработаны новые критерии эффективности работы системы управления подвески многоосных колесных машин, отличающиеся тем, что позволяют оценить чувствительность разрабатываемых законов управления подвеской к параметрам инерционности и точности реальных систем управления и сформулировать на этой базе технические требования к разрабатываемым системам управления подвеской.

Критерий эффективности, характеризующий работу системы управления подвеской (СУП) для *i*-ой скорости движения на всей совокупности грунтовых дорог с учетом инерционности звеньев системы:

$$K_{\Delta t_i} = \left( \frac{1}{5} \sum_{j=1}^{5} \frac{D_{\Delta t_{ij}} - D_{0ij}}{D_{\Delta t_0 ij} - D_{0ij}} \right) \times 100\%$$

где: $D_{\Delta t_{ij}}$ - дисперсия вертикальных ускорений на месте водителя для случая управляемой подвески и суммарной временной задержки $\Delta t$;

$D_{0ij}$ - дисперсия вертикальных ускорений на месте водителя для случая неуправляемой подвески;

$D_{\Delta t_0 ij}$ - дисперсия вертикальных ускорений на месте водителя для случая управляемой подвески и суммарной временной задержки $\Delta t=0$ (идеальная система);

$j$ – номер категории грунтовой дороги.

Данный критерий характеризует степень снижения дисперсии вертикальных ускорений на месте водителя для управляемой подвески с ненулевой временной задержкой по сравнению с неуправляемой, отнесенную к той же величине, но для идеальной системы с нулевой задержкой.

Анализ зависимости показателя $K_{\Delta t_i}$ от скорости движения МКМ по грунтовым дорогам показывает, что система непрерывного управления подвеской весьма чувствительна к инерционности звеньев. Диапазон запаздывания 0,1 … 0,3 сек является характерным для большинства систем

управления. Система непрерывного управления при таком запаздывании весьма существенно теряет свою эффективность. Отсюда требования по быстродействию для непрерывного управления – очень высокие. Можно утверждать, что система сохранит свою эффективность, если время запаздывания не будет превышать 0,1 сек.

Аналогичные исследования были проведены для системы релейного управления в диапазоне времени задержки 0 … 0,5 сек. Результаты моделирования показали, что в указанном диапазоне релейная система нисколько не потеряла в эффективности, сохранив значение показателя $K_{\Delta_i}$ на уровне 100 %.

Критерий эффективности, характеризующий работу СУП для *i*-ой скорости движения на всей совокупности грунтовых дорог с учетом суммарной относительной погрешности измерений, может быть записан следующим образом:

$$K_{\Delta A_i} = \left( \frac{1}{5} \sum_{j=1}^{5} \frac{D_{\Delta A_{ij}} - D_{0ij}}{D_{\Delta A_{0ij}} - D_{0ij}} \right) \times 100\%$$

где: $D_{\Delta A_{ij}}$ - дисперсия вертикальных ускорений на месте водителя для случая управляемой подвески и суммарной погрешности $\Delta A$;

$D_{\Delta A_{0ij}}$ - дисперсия вертикальных ускорений на месте водителя для случая управляемой подвески и суммарной погрешности ΔA=0 (идеальная система);

Критерий характеризует степень снижения дисперсии вертикальных ускорений на месте водителя для управляемой подвески с ненулевой суммарной относительной погрешностью измерений по сравнению с неуправляемой, отнесенную к той же величине, но для идеальной системы с нулевой ошибкой.

Анализ зависимости показателя $K_{\Delta A_i}$ от скорости движения МКМ по грунтовым дорогам показывает, что система непрерывного управления подвеской весьма чувствительна к погрешности измерений. Приемлемым значением суммарной относительной погрешности измерений по всем каналам может быть признан диапазон 2,5…5%.

Аналогичные исследования, проведенные для системы релейного управления в том же диапазоне значений суммарной относительной ошибки. Результаты моделирования показали, что в указанном диапазоне релейная система нисколько не потеряла в эффективности, сохранив значение показателя $K_{\Delta A_i}$ на уровне 100 %.

Для проведения сравнительного анализа эффективности различных СУП (релейной и непрерывной) введем критерий $K_i$ (для i-ой скорости

движения на всей совокупности грунтовых дорог), характеризующий работу данной системы по сравнению с неуправляемой подвеской.

$$K_i = \left( \frac{1}{5} \sum_{j=1}^{5} \frac{D_{ij} - D_{0ij}}{D_{0ij}} \right) \times 100\%$$

Где: $D_{ij}$ - дисперсия вертикальных ускорений на месте водителя для случая управляемой подвески при движении с i-ой скоростью.

Критерий характеризует степень снижения дисперсии вертикальных ускорений на месте водителя для случая управляемой подвески по сравнению с неуправляемой системой подрессоривания. На рис. 12 показана зависимость показателя эффективности $K_i$ от скорости движения.

Из графиков на рис. 11 видно, что для релейной системы управления степень гашения колебаний практически постоянна и находится в районе 50% до скорости движения примерно 50 км/час, далее снижается до 43%, что можно объяснить тем, что при высокочастотном воздействии на высоких скоростях демпфирующие силы в подвеске увеличиваются. Система непрерывного управления демонстрирует максимальную эффективность в диапазоне скоростей 10… 30 км/ч, потом эффективность снижается и стабилизируется на уровне 20%. Такой характер изменения показателя эффективности непрерывной системы управления можно объяснить физическими ограничениями, которые накладываются на управляющие воздействия, и, в первую очередь, ограничениями, связанными с количеством энергии, которая может быть затрачена на цели управления.

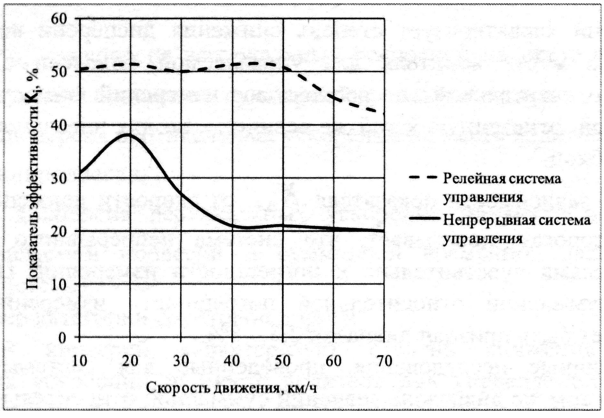



Рис. 11. Зависимости критерия эффективности $K_i$ для систем непрерывного и релейного управления для различных скоростей движения по грунтовым дорогам

Результаты комплексного сравнения эффективности двух законов управления (релейного и непрерывного) позволяют указать оптимальные

области для их применения. Закон релейного управления двухуровневым демпфированием применим в системах с исполнительными органами релейного типа (золотниковые устройства и клапана в пневмогидравлических упругих элементах и в гидравлических амортизаторах, снабженных системой управления открытием и закрытием клапанов). Закон на основе непрерывного управления может быть применим в системах подрессоривания, где главной задачей является динамическая стабилизация корпуса МКМ. Оба этих алгоритма могут быть объединены в одной системе подрессоривания МКМ на основе разделения их функций. Закон дискретного управления в этом случае должен работать в транспортных режимах движения, обеспечивая высокую плавность хода при минимальных энергетических затратах. Закон непрерывного управления включается в работу в тех случаях, когда приоритетной задачей становится стабилизация корпуса МКМ (при поворотах, разгонах, торможениях, воздействии импульсной боковой нагрузки на корпус МКМ).

На основе проведенного анализа эффективности работы разработанных законов управления в работе сформулированы требования к информационному полю для систем как непрерывного, так и релейного управления системой подрессоривания МКМ. Определен набор входных и выходных сигналов, диапазоны их изменения, требования по точности и быстродействию.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана новая математическая модель прямолинейного движения многоосной колесной машины, отличающаяся тем, что в модели учитываются упругие крутильные колебания несущей системы машины, внутренняя динамика процессов, протекающих в упруго-демпфирующих элементах подвески колес и работа системы управления подвеской. Установлено путем сравнения расчетных и экспериментальных нагрузочных характеристик двухобъемной пневмогидравлической рессоры, что ошибка моделирования не превышает 10 %, что свидетельствует о точности разработанных подходов в составлении математических моделей пневмогидравлических устройств подвески многоосных колесных машин. Полученная математическая модель может быть признана адекватной и пригодной для математического описания процессов, протекающих в подвеске МКМ, для различных схем пневмогидравлических устройств подвески, в том числе и с управлением. Установлено путем сравнения расчетных и экспериментальных (по результатам дорожных испытаний шасси МАЗ-547В) спектральных плотностей вертикальных виброускорений, что в области частот до 6 Гц расхождение не превышает 15%. Для целей исследования работоспособности и эффективности управляемой системы первичного подрессоривания разработанную математическую модель движения многоосной колесной машины следует считать адекватной.

2. Установлено с помощью методов имитационного моделирования, что разработанный закон оптимального непрерывного адаптивного динамического управления активных и полуактивных подвесок обеспечивает повышение быстроходности многоосных колесных машин при движении по грунтовым дорогам Европейской части России до 26%. Особенностью данного закона управления является то, что управляющие силовые воздействия зависят от максимальных значений фазовых координат, что позволяет системе управления подвеской адаптироваться к уровню внешних возмущений на корпус многоосной колесной машины.

3. Доказано с помощью методов имитационного моделирования, что новый метод синтеза и декомпозиции многомерной непрерывной системы управления системой подрессоривания позволяет распределять непрерывные управляющие воздействия по подвескам колес. Метод отличается тем, что позволяет минимизировать затраты энергии на управление подвеской МКМ за счет получения минимальных приращений усилий в подвесках.

4. Установлено с помощью методов имитационного моделирования, что разработанный адаптивный закон оптимального релейного динамического управления полуактивных подвесок обеспечивает повышение быстроходности многоосных колесных машин при движении по грунтовым дорогам Европейской части России до 43,2%. При этом понятие оптимальности сформулировано не на интервале времени управления, а в текущий момент времени, что позволило синтезировать закон релейного управления для любого количества упруго-демпфирующих элементов системы подрессоривания.

5. Установлено с помощью методов имитационного моделирования, что разработанные новые законы статического управления подвеской обеспечивают повышение профильной проходимости многоосных колесных машин за счет автоматизированного преодоления крупных единичных препятствий. Доказано, что разработанные законы статического управления обеспечивают преодоление МКМ с колесной формулой 8х8 траншеи шириной, не более чем на 5% больше диаметра колеса, а в случае преодоления эскарпа пиковые нагрузки на раму со стороны подвески снижаются на 30%, углы продольного наклона корпуса уменьшаются на 50% по сравнению с неуправляемой подвеской. Отличительной особенностью разработанных алгоритмов статического управления является то, что преодоление единичных неровностей (эскарп, траншея) осуществляется в автоматизированном режиме, т.е. без участия водителя в процессе управления подвеской.

6. Разработаны новые критерии эффективности работы системы управления системами подрессоривания многоосных колесных машин, отличающиеся тем, что позволяют оценить чувствительность разрабатываемых законов управления подвеской к параметрам

инерционности и точности реальных систем управления и сформулировать на этой базе технические требования к разрабатываемым системам управления подвеской.

7. Сравнительный анализ алгоритмов непрерывного и дискретного управления, проведенный по результатам моделирования, показывает, что применение релейного алгоритма управления двухуровневым демпфированием подвески МКМ является оптимальным по критерию снижения вибронагруженности. Алгоритм непрерывного активного управления системой подрессоривания должен включаться в работу в тех случаях, когда приоритетной задачей становится стабилизация корпуса машины (при поворотах, разгонах, торможениях, воздействии импульсной боковой нагрузки на корпус МКМ).

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Жилейкин М.М. Разработка статического алгоритма управления подвеской многоосных колесных машин: автоматизированное преодоление эскарпа [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 8, № 77-30569/347058 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/347058.html, свободный.

2. Жилейкин М.М. Разработка статического алгоритма управления подвеской многоосных колесных машин: автоматизированное преодоление траншеи [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 9, № 77-30569/347098 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/347098.html, свободный.

3. Жилейкин М.М. Синтез адаптивной динамической непрерывной системы гашения колебаний корпуса многоосных колесных машин [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 10, № 77-30569/347169 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/347169.html, свободный.

4. Жилейкин М.М. Синтез адаптивной динамической непрерывной системы стабилизации корпуса [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 11, № 77-30569/347435 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/347435.html, свободный.

5. Жилейкин М.М. Разработка адаптивного алгоритма регулирования клиренса многоосных колесных шасси // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Машиностроение. – 2011. – Специальный выпуск «Энергетическое и транспортное машиностроение». – С. 74 – 79.

6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик двухкамерной

пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъёмности [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 12, №77-30569/346642 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/346642.html, свободный.

7. Жилейкин М.М. Разработка адаптивного алгоритма релейного управления двухуровневым демпфированием подвески многоосных колесных машин [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 12, № 77-30569/347444 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/347444.html, свободный.

8. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Выпуск 1, №77-30569/346660 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/346660.html, свободный.

9. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Разработка адаптивных законов управления двухуровневым демпфированием в подвеске быстроходных многоосных колесных машин // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2012. - №1 (72). – С. 28 – 33.

10. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Выпуск 2, №77-30569/293578 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/293578.html, свободный.

11. Калинин П.С., Горелов В.А., Жилейкин М.М. Анализ параметрических моделей магнитореологических демпфирующих устройств для колесной транспортной техники // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2012. - №2. – С. 25 – 31.

12. Жилейкин М.М. Сравнительный анализ эффективности работы непрерывной и релейной систем управления подвеской многоосных колесных машин [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Выпуск 3, № 77-30569/347783 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/347783.html, свободный.

13. Жилейкин М.М., Соколов А.В. Влияние балансирных связей осей на плавность хода многоосного автомобиля // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1987. - № 8. – С. 157.

14. Галашин В.А., Грушников В.А., Жилейкин М.М. Оценка работоспособности рукавных пневморессор // Материалы Всесоюзной конференции, посвященная 50-летию МАМИ: Тез. докл. – М., 1988. - С. 68.
15. Жилейкин М.М., Галашин В.А., Грушников В.А. Экспериментальное исследование работоспособности рукавных пневморессор // Полигонные испытания, исследование и совершенствование автомобилей: Сб. трудов НАМИ, 1991. – С. 54-57.
16. А.с. 1260588 СССР МКИ F 16 F 9/04 «Пневматический упругий элемент» / Галашин В.А., Бородин В.П., Жилейкин М.М., Соколов А.В. // Б.И. – 1986. - № 36.
17. А.с. 1288399 СССР МКИ F 16 F 9/04 «Пневматический амортизатор» // Галашин В.А., Бородин В.П., Жилейкин М.М. // Б.И. – 1987. - № 5.
18. А.с. 1439325 СССР МКИ F 16 F 9/04 «Пневматический упругий элемент» / Галашин В.А., Бородин В.П., Жилейкин М.М., Соколов А.В. // Б.И. – 1988. - № 43.
19. А.с. 1677405 СССР МКИ F 16 F 9/04 «Пневматическая виброизолирующая опора» // Галашин В.А., Бородин В.П., Жилейкин М.М., Соколов А.В. // Б.И. – 1991. - № 34.
20. А.с. 1695602 СССР МКИ F 16 F 9/04 «Способ гашения колебаний транспортного средства на двухкамерной пневматической подвеске» // Галашин В.А., Бородин В.П., Жилейкин М.М., Соколов А.В. // Б.И. – 1991. - № 41.

Подписано к печати 02.04.2012 Заказ №190
Объем 2,0 печ.л. Тираж 100 экз.
Типография МГТУ им. Н.Э.Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5
(499) 263-62-01