

ФГБОУ ВПО «Южно-уральский государственный университет» (НИУ)

На правах рукописи

Волченко Татьяна Сергеевна

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТЫ
ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК**

Специальность 01.02.06

Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

д.т.н., профессор Шефер Л.А.

Челябинск – 2014

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава 1	

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ..... 9

1.1. Обзор научных работ в области исследований колебаний грузовых автотранспортных средств 11

1.2 Способы снижения вибрационных нагрузок подрессоренных частей грузовых автотранспортных средств за счет улучшения качества системы подрессоривания..... 18

1.3 Обзор литературы и нормативных документов, необходимых при проектировании грузовых автотранспортных средств 29

1.4 Выводы по главе, постановка цели и основных задач исследования 40

Глава 2

ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ПЕРЕВОЗЯЩИХ ГРУЗЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ..... 43

2.1 Обобщение имеющейся информации о дорожных условиях эксплуатации для грузовых автомобилей, перевозящих груз специального назначения 46

2.2 Способ формирования пространственного случайного дорожного воздействия..... 55

2.3 основные допущения и формирование динамической модели динамики движения грузовых автотранспортных средств 60

2.4 Моделирование пространственной модели автотранспортных средств..... 68

2.5 Спектральный анализ систем поддресоривания грузовых автотранспортных средств, перевозящих грузы специального назначения	76
2.6 Анализ характеристик динамической нагруженности системы грузовых автотранспортных средств, перевозящих груз специального назначения. Выводы по главе	81

Глава 3

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПО КРИТЕРИЮ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА	87
---	-----------

3.1 Оптимальные процессы колебаний грузовых автотранспортных средств.....	87
3.2 Алгоритм методики оптимизационного проектирования	93
3.3 Характеристики управляемости автомобиля как основные факторы, влияющие на выбор расчетных значений величины колесной базы...	94
3.4 Плоская расчетная динамическая схема как простейшая модель для поиска основных проектных параметров системы виброизоляции транспортных средств	101
3.5 Выводы по главе	106

Глава 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГРУЗОВОГО АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА	108
--	------------

4.1 Описание процесса проведения испытаний.....	108
4.2 Проведение стендовых испытаний и оценка полученных результатов	109
4.3 Выводы по главе	114

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	116
-------------------------	------------

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	119
--------------------------------	------------

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Объектом исследования данной работы является дорожное грузовое автотранспортное средство, перевозящее груз специального назначения в условиях случайного нагружения. Помимо упруго-демпфирующих свойств системы поддресоривания на эксплуатационные качества и плавность движения влияют также распределение масс по длине автомобиля и геометрические параметры колесной базы. При этом имеется большое количество норм, стандартов и условий, определяющих массово-центровочные и моментные характеристики, которые позволяют обеспечить защиту несущей конструкции от влияния действующих вибринагрузок и обеспечить соответствие проектируемого изделия мировым стандартам качества. Это значит, что при выборе СП необходимо учитывать ряд параметров, характеризующих в совокупности **систему виброизоляции автотранспортного средства**: упруго-демпфирующие параметры непосредственно самой подвески; упругую характеристику шин; параметр колесной базы.

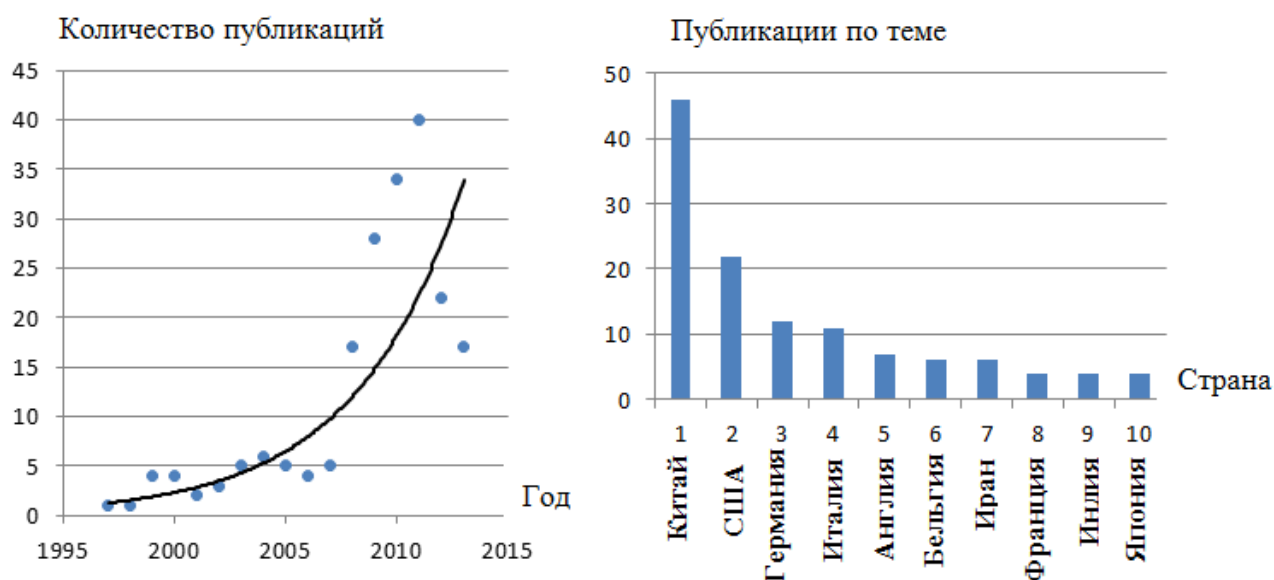


Рисунок 1. Статистика исследований в области оптимизации систем поддресоривания автотранспортных средств

Из рисунка 1 видно, что в настоящее время растет количество исследований в области динамики систем поддресоривания автотранспортных средств.

Наибольшее внимание данному вопросу уделяют такие страны как Китай, Соединенные Штаты и Германия, Россия занимает 12 место в этом списке. Среди университетов наибольшее количество исследований принадлежит университетам Италии и Китая.

Таким образом, разработка способов улучшения плавности движения за счет выбора рациональных расчетных характеристик системы виброизоляции на стадии проектирования ГАТС является актуальной проблемой для экономики России.

Степень разработанности темы исследования. Наиболее важными, с точки зрения вклада в изучение явлений, связанных с динамическими процессами, протекающими в транспортной системе за счет работы подвески, являются труды А.А. Хачатурова, А.А. Силаева, В.П. Тарасика, В.Б. Проскурякова, М.С. Высоцкого, Р.В. Ротенберга, Н.Н. Яценко, В.В. Новикова, Rakheja S., Balike K.P., Lohman B, Chen W, Kim W, Kang J. и многих других.

В результате проведенных многочисленных исследований вышеперечисленными авторами были выявлены возможности повышения эффективности работы СП. При этом было показано, что значительное влияние на виброзащитные свойства подвески оказывает амортизирующее устройство, качество которого можно улучшить за счет применения различных технических способов корректировки его характеристик. Исследовано множество способов совершенствования СП легковых и спортивных автомобилей при воздействии на них случайного воздействия. Кроме того существуют LMS-технологии, изученные в ходе проведения исследований, позволяющие исходя из структуры и заданных параметров СП производить расчеты любого характера с целью корректировки и отладки изделия.

Таким образом, ранее проведенные исследования внесли существенный вклад в более глубокое понимание динамических процессов транспортных систем за счет работы СП. Однако, из опубликованных статей и научных трудов видно, что существующие способы оптимизации параметров систем поддрессирования непосредственно грузовых автотранспортных средств не позволяют снизить

вибрационные нагрузки до значений действующих норм, так как это очень сложная проблема, для решения которой необходимы новые теоретические предпосылки.

Целью диссертационной работы является разработка прикладных методов и средств исследования динамики дорожных грузовых автомобилей, позволяющих на ранних стадиях проектирования и модернизации изделий минимизировать вибронегруженность несущих систем путем рационального выбора характеристик СП и конструктивных параметров автомобиля.

Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

1) Обобщение имеющейся информации об условиях эксплуатации грузовых автомобилей и формирование расчетного способа задания пространственного случайного дорожного воздействия.

2) Формирование расчетной модели, описывающей динамику движения грузовых автотранспортных средств при случайном дорожном воздействии. Модель ориентирована на исследование динамической нагруженности несущей системы проектируемого изделия.

3) Разработка методики условной оптимизации СВ ГАТС по критерию вибронегруженности несущей системы автомобиля

4) Анализ и обобщение результатов экспериментальных стендовых исследований и сопоставление их с различными результатами моделирования вариантов несущей системы.

5) Разработка рекомендаций и внедрение результатов в практику конструкторского отдела ОАО «КАМАЗ» при модернизации грузового автомобиля КАМАЗ-5308.

Методология и методы исследований: Исследования динамики работы системы виброизоляции ГАТС проводились на основе теории колебаний, статистической механики и динамики машин, а также спектрального анализа и методами математического моделирования поведения технических объектов при динамических воздействиях. Анализ характеристик параметров системы виброизоляции проводился численным исследованием с помощью компьютерных

пакетов MathCAD и ANSYS, методами дифференциального и интегрального исчислений. Оптимизационные задачи решались с применением методов теории автоматического регулирования. Опытные результаты получены на испытательном стенде.

Достоверность полученных результатов определяется использованием математического аппарата, основанного на применении метода конечного элемента, теории численных методов. Основные положения и выводы доказываются аналитически и подтверждаются опытным путем. Обработка, обобщение и сравнение опытных данных с теоретическими производилась с помощью математического аппарата, компьютерных технологий, отвечающих современному уровню. Апробация результатов исследований и основных положений работы осуществлялась в публикациях автора и на научно-исследовательских конференциях.

На защиту выносятся основные положения, составляющие научную новизну:

1. Разработка способа задания пространственного дорожного воздействия, отличающегося возможностью индивидуально прикладывать усилие, передаваемое через неподрессоренные массы несущей системе, на каждую опорную точку с учетом корреляции продольного и поперечного профилей и запаздывания между мостами автомобиля.

2. Разработка расчетной модели динамики движения ГАТС применительно к двухосным и трехосным автомобилям различной модификации, предназначенным для перевозки различных грузов, в том числе специализированного назначения. Модель комплексно отображает разнообразие упруго-вязких характеристик элементов системы поддрессоривания и конструктивных параметров изделия;

3. Методика условной оптимизации параметров СВ ГАТС, отличающаяся возможностью оперативно произвести оценку и минимизировать вибрационные нагрузки несущей элементов на стадии проектирования уникальных конструкций;

Практическая ценность и реализация полученных результатов:

1) Разработаны алгоритмы и комплексы программ, моделирующие процесс эксплуатации грузовых автотранспортных средств, позволяющие снизить материальные и временные затраты при разработке конструкции, испытаний и доводки опытных образцов специализированного грузового автотранспорта;

2) На базе предложенного комплекса возможна разработка программ для стендовых исследований эффективности различных систем поддрессоривания, а также для проведения ресурсных испытаний перспективного ряда моделей грузовых автомобилей.

3) Разработанные алгоритмы и программные средства используются для подготовки студентов автомобильного профиля.

4) Результаты диссертационного исследования внедрены в процесс проектирования и сборки грузовых дорожных автомобилей на ОАО «КАМАЗ».

Апробация работы: основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на: Всероссийской научно-технической конференции «Динамика машин и рабочих процессов» (ЮУрГУ, г.Челябинск 2007); Всероссийской научно-технической конференции «Динамика машин и рабочих процессов» (ЮУрГУ, г.Челябинск 2012); научно-технической конференции Российской школы «Наука и технологии», посвященной 85-летию академика В. П. Макеева (МСНТ, г.Миасс, 2009).; научно-технической конференции Российской школы «Наука и технологии»,(МСНТ, г.Миасс, 2008); конференции аспирантов и докторантов Южно-Уральского Государственного Университета, (г. Челябинск 2009).

Структура и объем работы: диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 152 наименований. Содержание работы изложено на 133 страницах машинописного текста, включая 37 рисунков и 14 таблиц.

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основными факторами, влияющими на вибрационную нагруженность грузового автотранспортного средства, являются условия эксплуатации: транспортные, дорожные и климатические.

В первую очередь, отметим, что в качестве грузового автотранспортного средства в рамках данной работы подразумевается сложная механическая система, состоящая из взаимодействующих элементов и подверженная комплексу внешних воздействий, предназначенная для перемещения грузов особого назначения по дорогам с твердым и булыжным покрытием в сухое время года.

Транспортные условия должны учитывать объем, вид и расстояние перевозок грузов, условия погрузки и разгрузки, организацию перевозок, а также условия технического обслуживания и ремонта автомобиля. В основном на практике мы встречаемся с промышленными, специализированными перевозками общего назначения, строительными, сельскохозяйственными, а также с транспортировкой грузов специального назначения, для которых дополнительно оговариваются условия транспортировки и максимально возможные продольные и поперечные вибрационные перегрузки.

Учитывая дорожные условия при проектировании автомобиля, необходимо принимать во внимание тип дорожных одежд и виды дорожных покрытий, допускаемую нагрузку на ось, расчетную скорость движения, элементы профиля с учетом рельефа местности.

Анализ климатических условий позволяет определить состояние покрытия дороги, видимость и температуру окружающей среды.

В совокупности своей все эти условия определяют режимы работы автотранспортного средства: нагрузочный и скоростной.

Основным оценочным показателем, определяющим уровень комфортабельности и безопасности автотранспортного средства и перевозимого груза, является плавность хода с точки зрения минимума вибраций, возникающих в процессе движения. Этот показатель, в первую очередь, должен обеспечивать удовлетворительное состояние груза, среднюю скорость и безопасность движения автомобиля, а также долговечность его агрегатов. Наилучшим с точки зрения плавности хода является то автотранспортное средство, уровень вибрации которого минимален.

1.1. ОБЗОР НАУЧНЫХ РАБОТ В ОБЛАСТИ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Работы многих ученых посвящены анализу колебаний автомобиля, оценке плавности хода и его виброзащитных свойств. Множество из них посвящено исследованию колебаний и оптимизации основных проектных параметров системы поддрессоривания легковых автомобилей, а также разработке новых систем поддрессоривания, позволяющих снизить вибрационные перегрузки грузовых АТС общего назначения. Однако существует сравнительно небольшое количество работ направленных на исследование колебаний грузовых АТС, осуществляющих перевозку грузов специального назначения.

В работах А. И. Гришкевича, А. С. Литвинова, Й. Раймпеля, Н. Ф. Бочарова, М. С. Высоцкого, В. В. Осепчугова, Г. А. Гаспарянца, А. Н. Островцева и др. дано подробное описание каждого агрегата, приведены анализы и расчеты отдельных систем, на основе этого рассматриваются вопросы колебаний автотранспортного средства. П. В. Аксенов и Д. А. Антонов представили полный анализ колебаний многоосных автотранспортных средств.

Подробно рассмотрены и проанализированы вопросы виброзащиты колесных машин авторами Р. В. Ротенбергом, А. А. Хачатуровым, А. А. Силаевым, И. Г. Пархиловским, Е. А. Чудаковым, Н. Н. Яценко, Ю. Б. Беленьким, Г. Г. Гридасовым, В. В. Новаком, Я. М. Певзнером, А. А. Полунгяном, Chiesa A., Marguard E., Oberto L., Ellis J., Julien M. и другими.

В основном степень вибронагруженности автомобиля зависит от параметров и качества подвески (системы поддрессоривания), которая обеспечивает упругое соединение несущей системы с колесами, выполняет функцию снижения динамических нагрузок и обеспечения равномерного распределения их на опорные элементы при движении, служит для повышения тяговых качеств машины. Это значит, что, при анализе колебаний автомобиля,

необходимо, в первую очередь, решить задачи проектирования и расчета системы поддресоривания.

Подробно занимаясь вопросами плавности хода с точки зрения вибраций поддресоренных частей, Е. А. Чудаков, И. Г. Пархиловский, П. М. Волков, М. Olley и др. основывались на линейной теории поддресоривания и рассматривали простейшие одномассовые модели автомобиля. Недостаток использования такой теории в нашем случае заключается в том, что не удастся рассмотреть отдельно колебания поддресоренных частей, то есть тех, вес которых передается на упругие элементы подвески и неподдресоренных частей. Также нет возможности проанализировать непосредственно влияние неподдресоренных масс при исследовании колебаний автомобиля в целом. Вместе с тем воздействие принимается как единичная или периодическая неровность.

Р. В. Ротенберг, Н. Н. Яценко, Я. М. Певзнер исследовали колебания многомассовых систем. Благодаря результатам их научных работ появилась возможность анализировать влияние неподдресоренных масс, однако, дорожная поверхность принималась как некая детерминированная неровность.

Несколько позже Р. В. Ротенберг, А. А. Силаев, А. И. Гришкевич М. Mitshke и др. применили к расчету автомобиля и его агрегатов, в частности, речь идет о системе поддресоривания, теорию случайных функций, что дало возможность рассматривать уже более реальный профиль дорожной поверхности.

Авторы Яценко Н. Н., Певзнер Я. М., Беленький Ю. Б., Тихонов А. А. и др. достаточно полно и подробно изучили вопросы упругодемпфирующих способностей шин и их проектирования.

После глубокого анализа всех выше перечисленных работ, а также работ многих других авторов можно сказать следующее. Качественная подвеска автомобиля должна в первую очередь обеспечивать его:

- Достаточную с точки зрения норм и стандартов плавность хода;
- движение по неровным дорогам без ударов в ограничители хода;
- безопасность водителя и пассажиров при возможном отрыве колеса от

поверхности дороги.

Все эти условия выполняются подвеской при правильном выборе характеристик упругих и демпфирующих элементов. Такими характеристиками являются жесткость и демпфирование непосредственно подвески, а также радиальная жесткость шин, так как эта характеристика обеспечивает безопасность движения, а именно стабильность контакта шин с дорогой.

В работах А. А. Силаева подробно рассматривается спектральная теория поддрессоривания транспортных машин и ее применение к решению практических задач плавности хода. Рассматривается плоская система на нескольких опорах при вертикальных и продольно – угловых колебаниях и плоская система при поперечных колебаниях. Предполагается, что автомобиль движется по конкретному типу дорог и с постоянной скоростью. Автор, предполагая известным параметр жесткости подвески, предлагает найти оптимальный параметр демпфирования, исследуя уравнение среднего квадратичного отклонения на экстремум. При этом учитываются такие условия как вероятность пробивания подвески, то есть удары в ограничители хода, и вероятность отрыва колеса от грунта. Также с помощью методов фазовых диаграмм и статистической линеаризации рассмотрены системы с линейным упругим элементом и упругими ограничителями хода колес, то есть нелинейные системы поддрессоривания, которые в вопросах плавности хода способны наиболее точно описать поведение автомобиля при воздействии на него различного рода дорожных неровностей.

Р. В. Ротенберг также предлагает рассчитывать колебания и плавность хода с помощью определения подходящих параметров системы поддрессоривания методом последовательной оптимизации. При фиксированном затухании определяется оптимальное значение жесткости упругого элемента, после чего делают уточнение непосредственно параметра затухания. Автор рассматривает плоскую систему на нескольких опорах и не учитывает влияние неподдрессоренных масс на колебания автотранспортного средства, считая известными и фиксированными жесткость и демпфирование шин.

И. Н. Успенский, А. А. Мельников, Я. М. Певзнер исследуя подвеску, разработали основные принципы ее расчета. Суть этих работ заключается в том,

что, имея подвеску определенного типа с известными основными данными, будь то геометрия рессоры или объем газа в рабочей полости пневматического элемента, рассчитывается жесткость упругого элемента. Затем, учитывая нормы плавности хода, подбирается характеристика амортизатора. После расчета основных характеристик делается поверочный расчет с целью их уточнения и оценки соответствия предлагаемой подвески проектируемому автомобилю.

Следует отметить работу научного коллектива под руководством А. А. Хачатурова. Авторы достаточно подробно рассмотрели колебания плоских одномассовых и двухмассовых систем, проанализировали линейные и нелинейные колебания подрессоренных частей автотранспортного средства. Подробно описали математическую модель пространственной системы автомобиля. На основе спектральной теории определили влияние параметров шин, жесткости и демпфирования подвески на колебания кузова при движении автомобиля с постоянной скоростью по конкретному типу дорожной поверхности. Описали способ расчета оптимальной передаточной характеристики подвески. Достаточно полно и подробно описана математическая модель дорожной поверхности, предоставлено большое количество данных по микропрофилю различного типа дорог, что дает возможность точнее решать вопросы плавности хода.

А. А. Полунгян, исследуя поведение автомобиля при движении по различным типам дорог, предложил рассмотреть непосредственно процесс проектирования системы подрессоривания. Условно он поделил этот процесс на три этапа:

- выбор и определение основных параметров системы с помощью собственных частот колебаний подрессоренных масс и относительных коэффициентов затухания. Такими параметрами являются коэффициенты жесткости упругого элемента и сопротивления амортизатора, приведенные к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью;
- определение нагрузочных характеристик упругого и демпфирующего устройств в виде нелинейной зависимости вертикальной нагрузки на колесо от

массы подрессоренной части автомобиля и прогиба подвески, измеренных в центре пятна контакта шины с опорной поверхностью;

- расчет конструктивных параметров.

Автор предлагает для рассмотрения плоские одномассовые и многомассовые системы, что дает возможность обнаружить, как влияют на колебания автомобиля неподдресоренные массы, а также проанализировать колебания сиденья водителя. В этих работах также предлагается при фиксированном значении затухания определять параметр жесткости, после чего производить уточнение и оптимизацию величины демпфирования.

В работах В. П. Тарасика очень хорошо описан процесс поиска параметров системы подрессоривания на основе плоских математических моделей колебаний АТС. Пространственная модель колебаний используется в качестве анализа виброзащитных свойств автомобиля.

В момент торможения или разгона автотранспортного средства происходит крен кузова в продольной плоскости. Противоклевковые свойства И. Н. Успенский и А. А. Мельников предлагают оценивать по положению центра крена кузова относительно центра тяжести автомобиля. Если центр крена и центр тяжести совпадают, то крен кузова практически отсутствует, однако при этом и жесткость подвески будет увеличиваться, что приведет к ухудшению плавности хода. Вместе с тем центр тяжести определяется исходя из величины колесной базы машины, то есть расстояния между осями. Это говорит о влиянии величины колесной базы автотранспортного средства на плавность хода и безопасность движения.

Наиболее глубоко вопросы общей компоновки грузового автомобиля рассматривали М. С. Высоцкий, Л. Х. Гиллес, С. Г. Херсонский, Н. Ф. Бочаров и др. Их основное внимание сосредоточено на влиянии базы на распределение нагрузок по опорной поверхности и соответствии этого распределения установленным нормам и ГОСТам. Определять расстояние между осями авторы рекомендуют с помощью составления уравнения суммы моментов относительно

передней оси колесной машины. Однако анализа параметров системы поддрессоривания в зависимости от этой величины не рассматривается.

Таковыми учеными как Ю. Ю. Беленький, Г. П. Веселов, А. М. Горелик, А. С. Горобцов, А. Н. Густомясов, Л. И. Добрых, Б. М. Елисеев, С. С. Журавлев, В. И. Колмаков, Г. О. Котиев, А. А. Мельников, А. Д. Пашин, Я. М. Певзнер, И. М. Рябов, К. В. Чернышов были подробно изучены вопросы эксплуатации пневмогидравлических рессор, однако не удалось обеспечить соблюдение норм вибронагруженности АТС.

Р. А. Акопян, В. М. Великородный, В. А. Галашин, М. М. Грибов, А. Д. Дербаремдикер, Б. А. Калашников, Я. М. Певзнер, Б. Н. Фитилев исследовали повышение виброзащитных свойств при помощи воздушного демпфирования. Недостатком такого способа является слабый эффект гашения колебаний с малой амплитудой, вследствие сжимаемости воздуха. Применение воздушного демпфирования возможно совместно с гидравлическим, но для этого необходимо определить их оптимальные параметры.

Вопросами разработки методов оперативной оценки виброзащитных свойств при проектировании подвесок АТС, удовлетворяющих нормам вибронагруженности при различных условиях движения, занимались Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков, В. Ф. Платонов, Р. В. Ротенберг, А. А. Хачатуров. Но они рекомендуют разные значения основных проектных параметров СП АТС.

В работах В. В. Новикова, И. М. Рябова, К. В. Чернышова, А. С. Дьякова предлагается повышать виброзащитные свойства подвесок и снижать уровень вибраций до соответствующих норм за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов. Оценка виброзащитных свойств происходит по граничным передаточным функциям. Было доказано существование в цикле колебаний подвески зон неэффективной работы амортизатора, введен коэффициент эффективной работы амортизатора. На основании этого разработаны новые алгоритмы оптимального регулирования амортизатора по фазе, частоте и направлению колебаний, исключая неэффективные зоны.

Исходя из выше изложенного материала видно, что в настоящее время имеется большое количество научных исследований в области колебаний автотранспортных средств, множество из которых направлено на улучшение виброзащитных свойств легковых автомобилей. Также ряд работ направлен на исследование вибрационных перегрузок промышленных, строительных и сельскохозяйственных грузовых автотранспортных средств, осуществляющих перевозку грузов общего назначения. Однако мало внимания уделяется разработкам методик определения основных проектных параметров систем поддресоривания грузовых автотранспортных средств, осуществляющих перевозку грузов специального назначения, например, транспортировку ракетных установок, где значительно большее внимание необходимо уделять вибрационным нагрузкам, передающимся такому грузу при движении.

1.2. СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК ПОДРЕССОРЕННЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ЗА СЧЕТ УЛУЧШЕНИЯ КАЧЕСТВА СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

Основной способ повышения плавности хода и виброизоляционных свойств грузового автомобиля – улучшение качества системы поддрессоривания. Сама по себе система поддрессоривания состоит из направляющего, упругого и демпфирующего устройств. Направляющее устройство воспринимает силы и моменты, действующие на колесо, определяет характер перемещений колеса относительно несущей системы. В качестве направляющего устройства используют листовые рессоры или стабилизаторы, представляющие собой торсионный стержень, закручивающийся при крене. Упругое устройство передает вертикальные силы, действующие со стороны колеса на несущую систему. В качестве упругого элемента используют листовые рессоры, пружины и торсионы, пневматические упругие элементы. С целью уменьшения поперечного крена кузова используют дополнительное упругое устройство, так называемый, стабилизатор поперечной устойчивости. Демпфирующее устройство обеспечивает затухание колебаний кузова и колес. В процессе развития автомобильной промышленности было разработано большое количество видов и типов подвесок, которые делятся:

- 1) по способу соединения с корпусом машины: жесткие, полужесткие (тракторные), мягкие;
- 2) по типу характеристик: постоянной жесткости, переменной жесткости, прогрессивная
- 3) по способу передачи сил и моментов от колес: рессорная, штанговая, однорычажная или двухрычажная;
- 4) по типу направляющих устройств: зависимая балансирующая, независимая, смешанная;

5) по типу упругого элемента: рессорная, пружинная, торсионная, пневматическая, гидропневматическая, резиновая;

6) по типу гасящего элемента (амортизатора): с рычажным механическим или гидравлическим амортизатором, с телескопическим однотрубным или двухтрубным амортизатором;

7) по наличию шкворня: шкворневая, бесшкворневая;

8) по управляемости: пассивная (неуправляемая), полуактивная (управляется только дорожный просвет), активная (управляемая).

Одной из первых разработали и стали применять, в основном на грузовых автомобилях и тяжелом транспорте, зависимую подвеску, характеризуемую зависимостью перемещения одного колеса моста от перемещения другого колеса. Передача сил и моментов от колес на кузов при зависимой подвеске осуществляется упругими элементами – рессорами или с помощью штанг.

Затем появилась более комфортная независимая подвеска, которая обеспечивает независимость перемещения одного колеса моста от перемещения другого колеса и позволяет автомобилю передвигаться по плохим дорогам и бездорожью. По типу направляющего устройства независимые подвески делятся на рычажные и телескопические. Наиболее популярной является независимая подвеска Макферсон, которую в настоящее время используют на некоторых автомобилях марки BMW, Audi, Toyota, отечественных автомобилях Жигули.

На современных грузовых автомобилях, например, на автомобилях Volvo FL с полной массой 16 т и 12 – тонных самосвалах или автомобилях КАМАЗ, очень часто используются рессорные независимые подвески. Рессора является уникальным устройством, так как играет роль одновременно направляющего, гасящего и упругого элементов. Однако недостатками рессорной подвески являются: высокая металлоемкость, о чем говорит тот факт, что энергия, запасаемая единицей объема, в четыре раза меньше, чем у пружин и торсионов; наличие высокого межлистового трения, отрицательно сказывающегося на плавности хода автомобиля и на долговечности самой рессоры. Так при эксплуатации в хороших дорожных условиях долговечность рессор

магистральных грузовиков составляет 100 – 150 тыс. км пробега, а в плохих условиях падает даже до 10 – 15 тыс. км. Основным недостатком, негативно влияющим на виброзащитные свойства автомобиля, является линейная характеристика жесткости упругого элемента. Нелинейности характеристики, хоть и в небольших пределах, можно достичь установкой серьги с наклоном на легких и средних грузовиках или за счет цилиндрической задней опоры на тяжелых грузовиках. Также удастся увеличить жесткость путем установки поддрессорника или нижней дополнительной рессоры, делающей характеристику подвески прогрессивной.

Самый современный и наиболее распространенный тип подвески – с пневматическим упругим элементом, который представляет собой резинокордную оболочку, уплотненную по торцам и заполненную воздухом под давлением. Разработав почти 70 лет назад такие подвески, компания Firestone Industrial Products Company до сих пор остается лидером их производства. Пневматический упругий элемент имеет нелинейную характеристику, изменяющуюся в широком диапазоне, что дает возможность обеспечить высокую плавность хода с частотой колебаний 0,9 – 2 Гц, и небольшую массу. Он позволяет регулировать высоту кузова автомобиля над полотном дороги при изменении нагрузки за счет закачки в него воздуха, что обеспечивает снижение центра тяжести автомобиля и повышает его устойчивость на дорогах. Высока и долговечность пневмоэлементов, например, ресурс баллонов автобусов GMC составляет до 1 млн. км. Подвески с такими упругими элементами применяют в том случае, когда поддрессоренная масса при загрузке автомобиля меняется в широких пределах, или в случае особых требований к плавности хода, тогда вместе с пневмобаллонами устанавливают дополнительные пневморезервуары, обеспечивающие более пологую характеристику упругого элемента. При сжатии пневмобаллона в нем повышается давление воздуха, а также увеличивается его эффективная площадь, в результате чего жесткость возрастает. Подвеска на двухсекционных баллонах обеспечивает частоту колебаний поддрессоренных масс около 1,3 Гц, трехсекционные баллоны снижают частоту еще на 10 – 15%.

Существуют также пневмоэлементы рукавного и диафрагменного типа, которые позволяют уменьшить размеры упругого элемента и частоту собственных колебаний автомобиля. Упругая характеристика таких элементов, особенно в районе больших деформаций, еще более пологая. Главные недостатки таких элементов заключаются в меньшей долговечности по сравнению с обычными пневмоэлементами, что обусловлено изгибом и перекачиванием резинокордной оболочки при деформациях, а также в высокой чувствительности к смещениям в поперечной плоскости и перекосам поршня. Однако недостатки эти компенсируются стабильностью несущей способности в более широком диапазоне величин хода подвески.

В целом недостаток пневматических упругих элементов заключается в необходимости установки в подвеске громоздких ограничителей хода отбоя и сжатия и устройства, гасящего вертикальные колебания.

У компании Firestone множество возможностей для научных исследований и новых разработок конструкций подвесок благодаря огромному опыту, накопленному за столь длительный период. Именно поэтому основное внимание специалисты компании уделяют новым материалам, прежде всего композитным. Большинство лабораторных исследований проводится с участием научно-технического центра Bridgestone Americas Center for Research and Technology и применением уникального оборудования. Сканирующая электронная и зондовая микроскопия используется для анализа причин разрушения материалов путем их подвергания искусственному старению под воздействием высоких температур и озона

Повысить плавность хода автотранспортных средств возможно с помощью систем автоматического регулирования характеристик подвески, то есть подвесок с возможностью ограничения амплитуды колебаний при помощи системы автоматического управления. Такие подвески бывают двух типов: активные и полуактивные (67,68, 89, 111 диссертация).

Активная подвеска – программно-аппаратный комплекс, управляющий жесткостью и дорожным просветом в процессе движения автомобиля с помощью

гидравлических приводов, встроенных в подвеску. Это упрощает управление, увеличивает безопасность и прижимную силу. Устанавливается на автомобили высокой проходимости или бизнес класса с целью улучшения плавности хода. Дорожный просвет изменяется в зависимости от типа дорог и скорости движения, при этом центр тяжести смещается вниз и повышается курсовая устойчивость, то есть свойство автомобиля, характеризующее его способность сохранять направление своей продольной оси в соответствии с направлением траектории движения.

Первая в мире серийная активная подвеска под названием Active Body Control (ABC) была применена в автомобиле «Mercedes – Benz SL» и «Mercedes – Benz CL» (рисунок 1.1). Гидроцилиндры, помещенные в специальные кожухи и имеющие насосы, нагнетающие масло и доводящие давление в системе до 200 атм., по команде бортового компьютера способны моментально изменять высоту опор пружин у каждого колеса индивидуально примерно 10 раз в секунду. Таким образом, получается, что чем жестче подвеска, тем больше дорожный просвет. Если водитель тормозит, система ABC, еще до того, как автомобиль собирается «клюнуть», повышает жесткость передней подвески и, соответственно, уменьшает жесткость задней. Также быстро система реагирует и при повороте: повышает жесткость подвески на наружной стороне виража, практически одновременно с движением руля. Для обеспечения столь быстрой реакции система снабжена датчиками, которые передают информацию о динамике движения автомобиля в блок управления. Он, в свою очередь, посылает сигналы на отдельные клапанные блоки, отвечающие за жесткость каждой стойки подвески.

Практически ABC могла бы «укладывать» автомобиль на вираже так же, как водитель – мотоцикл, то есть создавать крен к внутренней стороне поворота. Однако после многочисленных исследований был сделан вывод о том, что такой характер движения воспринимается водителем как очень неприятный.

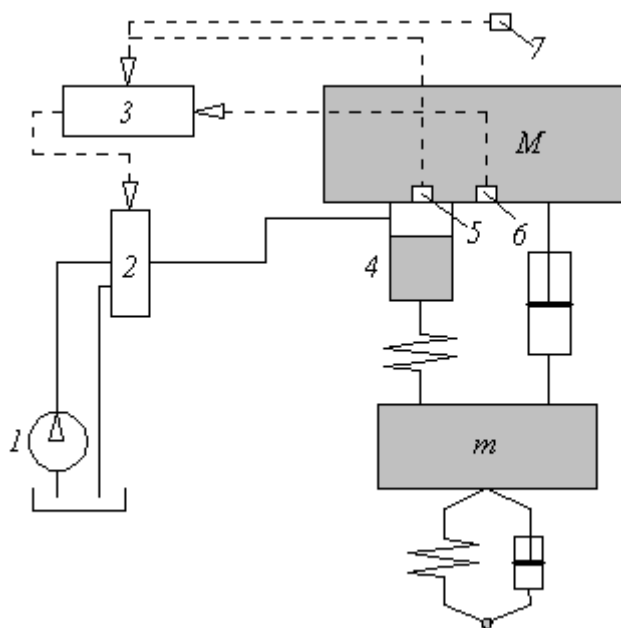


Рисунок 1.1. Схема подвески ABC автомобиля «Mercedes – Benz SL»: 1 – насос, 2 – блок клапанов; 3 – компьютер; 4 – поршень; 5, 6 – датчик перемещений; 7 – датчик виброускорений

На автомобилях марки Toyota устанавливают активную подвеску Toyota Electronically Modulated Suspension (TEMS). Эту подвеску устанавливают на микроавтобусах, джипах и седанах. Недостаток в том, что она обладает сравнительно небольшим ресурсом, сложной конструкцией и трудоемким обслуживанием. Суть механизма заключается в следующем. Амортизатор имеет внутри несколько каналов с различным сопротивлением и исполнительный механизм, который по сигналу электронного блока управления переключает направление движение амортизационной жидкости. При трогании с места или ускорении автоматический блок TEMS получает сведения от датчиков об увеличении скорости и отпуская педаль тормоза, в результате чего происходит поворот регулировочного стержня, амортизационная жидкость идет по большому контуру с меньшим сопротивлением и жесткость подвески уменьшается. При торможении, автоматическому блоку системы поступает информация о снижении скорости и торможении, в результате чего поворот регулировочного стержня направляет амортизационную жидкость по малому контуру с увеличенным сопротивлением, подвеска становится более жесткой.

На автомобилях Volkswagen Touareg устанавливается активная подвеска Continuous Damping Control (CDC). Такая подвеска постоянно поддерживает кузов на заданной высоте, за что отвечают четыре сенсора высоты, которые измеряют расстояние между осями и кузовом. Как только сенсоры регистрируют разницу в высоте между передней и задней осью, компрессор увеличивает давление в пневмоэлементах соответствующей оси, выравнивая кузов. Также имеется функция Skyhook, отвечающая за регулирование жесткости упругих элементов в зависимости от скорости движения и качества дорожного покрытия. Система сенсоров следит за ускорением кузова и колес и при ухудшении дорожного полотна и изменении скорости регулирует жесткость подвески. Во время ускорения, торможения или поворота продольные и поперечные колебания благодаря такой подвеске сводятся к минимуму.

Полуактивная или адаптивная подвеска является подвеской статического регулирования. Это означает, что параметры упругого и демпфирующего устройств меняются принудительно в зависимости от дорожной ситуации, которая носит статический характер. В отличие от адаптивной, параметры активной подвески меняются в зависимости от текущей дорожной поверхности. Фирма Citroen разработала и устанавливала в своих автомобилях адаптивную подвеску Hydractive. Преимущество полуактивной подвески заключается в оптимальном сочетании пассивной и активной подвесок. Появляется возможность улучшения плавности хода со значительно меньшим количеством затрачиваемой энергии, нежели при активной подвеске.

До недавнего времени в системах поддресоривания не применялись амортизаторы, так как при малых скоростях движения рессоры самостоятельно справлялись с гашением колебаний, однако, в настоящее время автомобиль способен достигать больших скоростей, и в конструкцию подвески автомобиля стали вводить демпфирующие устройства. Амортизаторы увеличивают затухание с ростом скорости колебаний, чтобы уменьшить раскачивание кузова и колес и обеспечивают малые затухания колебаний при движении автомобиля по неровностям малых размеров. Передавая при этом минимальную нагрузку на

кузов, они стабилизируют движение в различных условиях и при различной температуре воздуха, а также обеспечивают надежный контакт шины с дорогой. Одним из первых изобретателей амортизаторов был француз Трюффо. Выполняя свои функции, демпфирующие устройства преобразуют энергию колебаний в тепло, рассеиваемое в окружающую среду. Количество поглощаемой энергии зависит от массы автомобиля, жесткости пружины, частоты колебаний и конструкции самого амортизатора. В автомобильной промышленности применяют в основном амортизаторы двух видов: гидравлические и гидропневматические. Двухтрубные гидравлические демпферы подходят практически для любых типов подвесок. Однако недостатком их является тот факт, что взбалтывание и соприкосновение жидкости с воздухом в компенсационной камере приводят к образованию эмульсии и нарушению их работы. У однотрубных амортизаторов, создателем которых стал французский исследователь вибрационных процессов профессор Кристиан Бурсье де Карбон, жидкость изолирована от воздуха резиновой мембраной или поршнем с уплотнением, поэтому эмульсирование исключено. Такие демпферы более стабильно работают, обеспечивают более надежный контакт шины с дорогой и улучшают плавность хода, имея возможность погашать малые и медленные колебания. Недостатком является их большая длина и возможность заедания поршня.

Лидер по разработке и производству амортизаторов – немецкая компания Krupp Bilstein Suspension GmbH, которая сотрудничает с такими ведущими производителями как Daimler – Chrysler, Mercedes – Benz, Jaguar, Porsche, Ferrari, BMW. Именно она первой приобрела патент на конструкцию однотрубных амортизаторов у де Карбона.

Компания Sachs специализируется на производстве узлов сцепления и амортизаторов для грузового транспорта и снабжает своей продукцией таких производителей как Scania, MAN, Renault, Mercedes – Benz, Volkswagen, Daimler – Benz и т. д.

Несмотря на явные преимущества дорогих однотрубных амортизаторов, которые устанавливаются в основном на автомобили спортивного и представительского класса, на сегодняшний день заводы продолжают выпускать двухтрубные амортизаторы для обычных машин среднего класса. Последней разработкой инженеров компании Bilstein стали однотрубные амортизаторы весом всего 280 г. и ходом штока – 40 мм. Чтобы сжатый азот не выполнял функций мощной дополнительной пружины, давление газа в них уменьшили до 15 бар. Эти амортизаторы были разработаны специально для Jaguar Формулы – 1.

Шина взаимодействует с опорной поверхностью и оказывает влияние на тяговые качества, безопасность, экономичность, проходимость, комфортабельность и другие показатели автотранспортного средства. Основные требования, предъявляемые к шинам: сцепление с дорогой, сопротивление качению, рисунок протектора, соответствующий дорожному покрытию. Пневматическая шина была разработана Робертом Уильямом Томсоном, однако ее изобретателем принято считать Джона Данлопа. В настоящее время крупнейшими мировыми производителями шин являются «Данлоп», «Мишлен», «Гудрич», «Континенталь», «Гудьир». Наиболее перспективными считаются радиальные и бескордные шины, которые производят из резино – волокнистой массы при помощи литья под давлением или шприцевания. Бескамерные радиальные шины позволяют максимально использовать характеристики транспортного средства по грузоподъемности и обеспечить большую безопасность перевозок.

Как видно, существует очень много различных разработок, позволяющих улучшить плавность хода автотранспортного средства: управляемая подвеска с пневматическим упругим элементом, однотрубные гидравлические амортизаторы, радиальные и бескордные шины. Но, тем не менее, существуют и другие нюансы, не зависящие от конструкции и принципов работы каких-либо отдельных агрегатов автомобиля и отрицательно сказывающиеся на динамических свойствах автомобиля в целом и его плавности хода в частности. Так, например, при неполной или неравномерной загрузке появляется проблема смещения центра

тяжести автомобиля и перегрузки задней оси. Решить ее позволяет программа «Load Spread Program» (LSP или «Программа распределения нагрузки»), разработанная компанией Schmitz Cargobull. Благодаря этой программе одновременно удастся равномерно распределить нагрузку по осям, повысить маневренность автомобиля, снизить износ шин. Суть сводится к управляемому изменению нагрузки на заднюю ось трехосного полуприцепа путем снижения давления в пневморессорах подвески. В результате нагрузка в большей степени распределяется по двум передним осям, точка вращения смещается со средней оси в промежуток между передним и средним мостами, что приводит к лучшей управляемости и маневренности автопоезда. Также снижается износ шин за счет существенной разгрузки двух наиболее нагруженных осей и практически полной разгрузки третьей.

Чтобы узнать, насколько та или иная система поддресоривания подходит для конкретного автомобиля, специалисты даже ведущих фирм – производителей предпочитают использовать практические исследования или инженерно-расчетные программы типа Ansys, Adams, Abaqus, Simulia, Solidworks и так далее. Так, например, компания Timoney Technology по производству подвесок для грузовых автомобилей использует программу LMS Virtual. Lab – это комплексный пакет программного обеспечения, предназначенный для моделирования рабочих характеристик механических систем, включая структурную целостность, уровни шума и вибрации, долговечность, динамику системы, а также характеристики движения и управления. Их принцип подбора оптимальной жесткости и размеров подвески для конкретного грузовика заключается в следующем. В первую очередь моделируется кузов в виде жесткого тела, сочлененный с другими элементами различными способами. Затем используется Matlab-программа воспроизводящая конкретный тип дорожной поверхности, характеризуемый среднеквадратическим значением самой высокой и самой низкой ее точки. И, наконец, для исследования различных вариантов размеров и жесткости пружин и амортизаторов рассматриваются перебором

несколько итераций, вплоть до достижения максимальной эффективности подвески.

В последнее время в автомобилестроении достаточно остро стоит вопрос о том, что расчетными методами пользуются лишь в случаях простейших режимов движения, а при проектировании крупных агрегатов автомобиля отдают предпочтение натурным испытаниям, несмотря на то, что такой способ более дорогостоящий. Суть проблемы заключается в том, что применяемые в расчетах зависимости очень часто учитывают не все нюансы, возникающие при работе грузовой колесной машины, то есть в том, что отсутствует корректная теория.

Таким образом, наряду с различными научными разработками по усовершенствованию непосредственно подвесок и амортизаторов, необходимы методы, которые позволили бы свести более дорогостоящие натурные испытания лишь к подтверждению теоретических исследований по подбору оптимальных параметров систем поддрессоривания автотранспортных средств при движении их по дорогам различного типа и с различной скоростью движения.

1.3. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ, НЕОБХОДИМЫХ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Все автотранспортные средства в международных и национальных системах классификации разделены согласно их назначению, потребительским свойствам и требованиям. В соответствии с классификацией, разработанной Комитетом по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН) и принятой Женевским соглашением 1958 г, существует 3 категории грузовых АТС, представленных в таблице 1.1.

Таблица 1.1. Классификация автотранспортных средств

Категория автомобиля	Полная масса, т	Вид автомобиля
N ₁	$m_a \leq 3,5$	Грузовые автомобили, автомобили-тягачи
N ₂	$3,5 < m_a \leq 12$	
N ₃	$m_a > 12$	

Оценивая потребительские свойства автомобиля, используют следующие понятия согласно ЕЭК ООН №68 №101. Грузовместимость автомобиля – наибольшее количество грузов или пассажиров, которые может одновременно перевозить автомобиль исходя из его прочности и размеров кузова, при соблюдении допустимых значений нагрузок на опорную поверхность дороги. Масса снаряженного автомобиля – масса, соответствующая его собственной массе, то есть включающей инструмент, запасное колесо и все предусмотренное оборудование, но не включающей массу водителя, экипажа, пассажиров и груза. Полная масса – масса снаряженного автомобиля, включающая массу водителя, экипажа, груза, пассажиров и багажа. Грузоподъемность автотранспортного средства – наибольшая масса груза, который может быть им перевезен при соблюдении допустимых значений нагрузок на опорную поверхность дороги.

Автомобиль передвигается по различным типам дорог, которые, как известно, являются основным источником возмущений и вибраций, отрицательно сказывающихся как на автомобиле в целом, так и на пассажирах и перевозимых

грузах в частности. Достаточно точно оценить столь большое количество воздействий практически невозможно, так как состояние дорожной поверхности зависит не только от местности, но и от погодных условий и специфики региона. Но, тем не менее, для оценки и анализа эксплуатационных свойств автотранспортного средства используют упрощенную классификацию типов дорожной поверхности. Согласно ГОСТ 21624 – 81, а также СНиП 2.05.02 – 95 автомобильные дороги делятся на пять категорий (таблица 1.2).

Таблица 1.2. Характеристики дорожных условий эксплуатации

Категория дороги		Дорожные одежды	Основные виды покрытий	Расчетная скорость*, км/ч
1	$1 - a$	Капитальные	Цементобетонные монолитные; железобетонные или армобетонные сборные; асфальтобетонные	100
	$1 - б$			
	2			
	3			
4		Облегченные	Дегтебетонные, булыжные, из щебня, гравия и песка, обработанных вяжущими материалами	60
		Переходные	Щебеночные и гравийные, из грунтов и местных малопрочных каменных материалов, обработанных вяжущими материалами	
5		Низшие	Из грунтов, укрепленных или улучшенных добавками	40
* Для данной задачи				

Реализация случайной поверхности конкретного участка дорожной поверхности называется рельефом дороги и является наиболее общей моделью дорожного полотна. Профиль дороги – сечение рельефа в направлении движения транспорта. Сечение поверхности конкретного участка дороги является реализацией профиля, а совокупность таких реализаций представляет собой профиль дороги как случайный процесс.

Профиль дороги различают по трем составляющим:

- Макропрофиль – длинные плавные неровности с длиной волны от 100 м, которые вызывают незначительные колебания автомобиля на подвеске, однако оказывают существенное влияние на тягово-динамические показатели;

- Микропрофиль – неровности с длиной волны от $0,1$ до 100 м, которые вызывают существенные колебания автомобиля на подвеске, определяют нагруженность узлов и агрегатов, являются одним из основных факторов, определяющих скорость движения, маневренность и грузоподъемность;
- Шероховатости – неровности с длиной волны менее $0,1$ м, которые сглаживаются шинами и не вызывают ощутимых колебаний автомобиля, но оказывают существенное влияние на работу шин, их сцепление с поверхностью дороги и износ.

Директивами ЕС 85/3, 86/360, 88/212, 89/338 установлены предельные значения осевых нагрузок в зависимости от конструкции и количества колес каждого моста. Предельные нагрузки не должны превышать следующих значений:

- на ведущие мосты:
с одинарными колесами – 92 кН;
со сдвоенными колесами – 115 кН;
- на ведомые мосты:
с одинарными колесами – $71,2$ кН;
со сдвоенными – $101,7$ кН.

В странах СНГ дорожные грузовые автомобили делят на 2 категории в зависимости от осевой нагрузки (таблица 1.3): к категории *A* относятся автомобили с осевой нагрузкой, не превышающей 100 кН на ось или 180 кН на тележку; к категории *B* – 60 кН на ось или 100 кН на тележку [124].

У полноприводных автомобилей равномерное распределение нагрузки по осям приводит к повышению эксплуатационной эффективности, а у не полноприводных – нагрузка должна распределяться немного иначе, в соответствии с таблицей 3.1, так как именно такое распределение приводит к удовлетворительным тягово-сцепным свойствам и улучшению проходимости. При этом принимается допущение о том, что груз распределяется по всему объему кузова с одинаковой плотностью и что центр тяжести груза совпадает с геометрическим центром объема кузова.

Таблица 1.3. Распределение осевых нагрузок у грузовых автомобилей и коэффициент сцепного веса

Группа автомобиля и нагрузка на ось/тележку, кН	Колесная формула	Нагрузка, приходящаяся на ось автомобиля полной массы, %		Нагрузка, приходящаяся на ось снаряженного автомобиля, %		Полная масса АТС, т	k_{ϕ}		
		переднюю	заднюю	переднюю	заднюю		С полной нагрузкой	Без груза	
Б	60	4 × 2	24...30	70...76	45...49	51...55	8	0,75	0,55
	110	6 × 4	25...28	72...75	42...47	53...58	15	0,73	0,55
А	80	4 × 2	25...31	69...75	46...53	47...54	12	0,67	0,47
	140	6 × 4	22...24	76...78	33...44	56...67	18,5	0,76	0,57
	100	4 × 2	33...38	62...67	51...58	42...49	16	0,62	0,41
	180	6 × 4	23...29	71...77	53...59	41...47	24	0,75	0,54

Те автотранспортные средства, у которых полная масса, габаритные размеры или нагрузка, распределенная по осям, превышают предельные допустимые нормы, установленные в соответствующих документах, относят к внедорожным, а их движение по автомобильным дорогам не допускается.

В таблице 1.4 приведены основные размерные параметры компоновки грузовых автомобилей [33].

Таблица 1.4. Параметры компоновки грузовых автомобилей

Схема компоновки автомобиля	Полная масса автомобиля, т	L_{nv}/L
кабина над двигателем	до 6,5	1,3...1,5
	6,5 – 12,0	
	12,0 – 16,0	
	более 16,0	

Колесная формула определяется также исходя из условий эксплуатации и назначения автомобиля при обеспечении надежного трогания с места и движения без буксования ведущих колес [35]. Условие движения автомобиля без буксования $G_{c\phi} \geq G_a \psi$ позволяет определить коэффициент сцепного веса, характеризующий ту часть общей нагрузки автомобиля на дороге, которая приходится на ведущий мост и может быть использована для обеспечения сцепных качеств и преодоления дорожного сопротивления (таблица 1.3).

$$k_{\varphi} = \frac{G_{\sigma\delta}}{G_a}, \quad (1)$$

где $G_{\sigma\delta}$ – сцепной вес автомобиля (вес, приходящийся на ведущую ось), φ – коэффициент сцепления шин с дорогой, G_a – полный вес автомобиля, $\psi = f + i$ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления, f – коэффициент сопротивления качению, i – угол подъема дороги. Следовательно, чтобы уменьшить вероятность потери проходимости автомобиля в конкретных дорожных условиях, при большей полной массе автомобиля должна быть большей нагрузка на ведущий мост или, учитывая ограничения для предельной осевой нагрузки, должно быть большее число ведущих мостов. Число ведущих мостов определяется с учетом назначения АТС из условий обеспечения удовлетворительных тягово-сцепных свойств автомобиля. Минимально допустимое значение коэффициента сцепного веса для автомобилей категории А рассчитывают из условия надежного трогания с места и движения по скользкой дороге ($\varphi = 0,2$) при коэффициенте сопротивления качению $f = 0,008 \dots 0,012$ на подъеме с наибольшим допустимым для дорог с капитальным покрытием уклоном $i = 0,05$.

$$k_{\varphi\min} = \frac{f + i}{\varphi} = 0,29 \dots 0,31. \quad (2)$$

Для автомобилей группы *Б* коэффициент сцепного веса определяется с учетом более трудных дорожных условий: $\varphi = 0,2$, $f = 0,02 \dots 0,03$, $i = 0,06$, $k_{\varphi\min} = 0,40 \dots 0,45$.

В таблице 1.3 приведены оптимальные значения k_{φ} , которые превышают значения $k_{\varphi\min}$, что говорит о возможности использования этих АТС в качестве тягачей в составе автопоезда, а проходимость их будет обеспечена даже в условиях движения без груза на скользкой дороге.

Плавность хода – совокупность потенциальных свойств автомобиля, характеризующих его способность двигаться в заданном интервале скоростей без превышения установленных норм вибронагруженности водителя, пассажиров,

грузов и конструктивных элементов автомобиля. Для оценки плавности хода дорожных грузовых АТС существуют методики, основанные таким образом, чтобы исключить, во-первых, неприятные ощущения и быструю утомляемость при колебаниях водителя и пассажиров, а во-вторых, повреждения при колебаниях груза и конструктивных элементов.

Методика оценки плавности хода автотранспортного средства, предложенная Р. В. Ротенбергом, заключается в анализе колебаний в диапазоне частоты вибраций кузова $0,9 - 2$ Гц. Это обусловлено тем, что при колебаниях с такой частотой, человек не будет испытывать дискомфорт. На основании анализа ускорений головы человека при различных режимах движения он предложил предельные значения $\sqrt{D_z}$, $\sqrt{D_y}$, $\sqrt{D_x}$, которые приведены в таблице 1.5. Однако большое значение играет также и интенсивность колебаний, что не учитывается в данной методике.

Таблица 1.5. Предельные значения средних квадратичных ускорений

Режим движения	$\sqrt{D_z}$, м/с ²	$\sqrt{D_x}$, м/с ²	$\sqrt{D_y}$, м/с ²
Медленная ходьба	1,0	0,6	0,5
Обычная ходьба	2,5	1,0	0,7
Непродолжительный бег, со скоростью 8 – 9 км/ч	4,0	2,0	1,0

Существует методика, которая учитывает интенсивность и мощность колебаний при различных частотах и направлениях, однако люди воспринимают колебания по-разному, а этот факт методика не учитывает.

Методика, позволяющая оценить колебания по толчкам кузова автомобиля, предполагает, что эти толчки оказывают более существенное влияние на работоспособность и здоровье человека, нежели гармонические колебания. Вместе с тем не учитываются и скорости и ускорения нарастания толчков.

Следующая методика опирается на экспериментальные данные. В ходе исследования анализируются ускорения вертикальных и горизонтальных гармонических колебаний. Вибрации разделены по уровням: неощутимые, едва ощутимые, хорошо ощутимые, сильно ощутимые, условно вредные и безусловно

вредные. Однако недостатком этой методики является искусственный характер колебаний.

Можно также оценивать колебания автотранспортного средства по контрольным параметрам в определенных диапазонах частот. На основе этой методики были приняты Женевские нормы оценки комфортабельности (таблица 1.6).

Таблица 1.6. Оценка плавности хода

Диапазон частот, Гц	Параметры	Допустимые значения параметров
1 – 6	Скорость изменения виброускорения	12,6 м/с ²
6 – 20	Виброускорение	0,33 м/с ²
20 – 60	Виброскорость	2,7 м/с ²

Таким образом, в ходе всевозможных исследований были разработаны стандарты по оценке и нормированию плавности хода автотранспортных средств.

Международный стандарт ISO 2631 – 78 «Руководство по оценке действия общей вибрации на организм человека», а также ГОСТ 12.1.012 – 90 «Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования» при оценке влияния вибрации на человека, учитывают интенсивность, частоту, направление и длительность действия колебаний. ОСТ 37.001.291 – 84 «Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода» и ОСТ 37.001.275 – 84 «Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода» учитывают те же физические факторы, кроме длительности действия вибрации. Оценка ощущений проводится в диапазоне частот $1 - 90$ Гц, который может быть представлен в октавных или третьоктавных полосах. Для октавной полосы имеются верхняя и нижняя границы и средняя частота, причем верхняя граничная частота в два раза больше нижней. Октавы можно разбить на третьоктавные полосы, каждая из которых также будет иметь нижнюю и верхнюю границы и среднегеометрическую частоту (таблицы 1.7, 1.8).

Ощущения человека во время колебаний оцениваются по ускорениям при колебаниях большой амплитуды и частотах $0,5 - 5$ Гц и по скорости при колебаниях малой амплитуды и частотах $15 - 80$ Гц. Каждой октавной или

третьоктавной полосе соответствует весовой коэффициент, необходимый для приведения среднего квадратичного значения виброускорения к частотам, при которых организм человека наиболее чувствителен к колебаниям: 4-8 Гц – для вертикальных колебаний, 1-2 Гц – для горизонтальных колебаний.

Таблица 1.7. Характеристики октавных полос частот

Средние геометрические частоты октавных полос, Гц	Граничные частоты октавных полос, Гц		Весовые коэффициенты чувствительности		$L_{k_{zi}}$, Дб	σ_{zi} , м/с ²	$L_{\sigma_{zi}}$, Дб
	нижняя	верхняя	Z_0	X_0			
1,0	0,8	1,4	0,50	1,0	-6	1,10	121
2,0	1,4	2,8	0,71	1,0	-3	0,79	118
4,0	2,8	5,6	1,00	0,5	0	0,57	115
8,0	5,6	11,2	1,00	0,25	0	0,6	116
16,0	11,2	22,4	0,50	0,125	-6	1,13	121

Таблица 1.8. Характеристики третьоктавных полос частот

Средние геометрические частоты третьоктавных полос, Гц	Граничные частоты полос, Гц		Весовые коэффициенты чувствительности		$L_{k_{zi}}$, Дб	σ_{zi} , м/с ²	$L_{\sigma_{zi}}$, Дб
	нижняя	верхняя	Z_0	X_0			
0,8	0,70	0,89	0,45	1,00	-7	0,71	117
1,0	0,89	1,12	0,50	1,00	-6	0,63	116
1,25	1,12	1,41	0,56	1,00	-5	0,56	115
1,6	1,41	1,80	0,63	1,00	-4	0,50	114
2,0	1,80	2,25	0,71	1,00	-3	0,45	113
2,5	2,25	2,81	0,80	0,80	-2	0,40	112
3,15	2,81	3,55	0,90	0,63	-1	0,355	111
4,0	3,55	4,50	1,00	0,50	0	0,315	110
5,0	4,50	5,60	1,00	0,40	0	0,315	110
6,3	5,60	7,07	1,00	0,315	0	0,315	110
8,0	7,07	9,00	1,00	0,25	0	0,315	110
10,0	9,00	11,2	0,80	0,20	-2	0,40	112
12,5	11,2	14,1	0,63	0,16	-4	0,50	114
16,0	14,1	18,0	0,50	0,125	-6	0,63	116
20,0	18,0	22,4	0,40	0,10	-8	0,80	118

Интенсивность вибраций определяется с помощью среднего квадратичного значения вертикального виброускорения или контролируемого параметра σ_z и его логарифмического уровня

$$L_{\sigma_z} = 20 \lg \frac{\sigma_z}{\sigma_{z_0}}, \quad (3)$$

где пороговое среднее квадратичное значение вертикального виброускорения $\sigma_{z_0} = 10^{-6} \text{ м/с}^2$.

При анализе вибрационной нагрузки на человека, нормируемыми показателями являются одночисловые параметры – интегральная оценка, или спектр вибрации – раздельно-частотная оценка.

При интегральной оценке речь идет о корректируемом по частоте значении контролируемого параметра, с помощью которого учитывается неоднородность восприятия человеком вибрации с различным спектром частот. Корректированное по частоте значение контролируемого параметра и его логарифмический уровень вычисляются следующим образом:

$$\sigma_z = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{zi} \sigma_{zi})^2}, \quad L_{\sigma_z} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{\sigma_{zi}} + L_{k_{zi}})}, \quad L_{k_{zi}} = 20 \lg k_{zi}, \quad (4)$$

где σ_{zi} , $L_{\sigma_{zi}}$ – среднее квадратическое значение корректируемого параметра и его логарифмический уровень в i -ой октавной или третьоктавной частотной полосе, k_{zi} , $L_{k_{zi}}$ – весовой коэффициент для среднего квадратичного значения контролируемого параметра и его логарифмический уровень в i -ой полосе частот, n – число полос в нормируемом диапазоне частот.

При раздельно-частотной оценке для определения вибрационной нагрузки на человека нормируемым показателем являются среднее квадратичное значение виброускорения или его логарифмический уровень в октавных или третьоктавных полосах частот.

В связи с тем, что при использовании различных методов получаются различные результаты, рекомендуется использовать раздельно-частотную оценку, как дающую более точные результаты.

В ОСТ 37.001.291 – 84 изложены основные методы испытаний АТС на плавность движения и введены предельные технические нормы плавности хода АТС в соответствии с ГОСТ 12.1.012 – 78, в котором указано, что если выпускаемые машины не являются безопасными по вибрации, то временно могут быть установлены отраслевые стандарты, допускающие менее жесткие требования, но являются технически более достижимыми. Данным ГОСТом нормативами общей вибрации, действующей на человека, находящегося в движущемся транспортном средстве, приняты санитарные нормы спектральных показателей общей вибрации.

Характерные точки, в которых по ОСТ 37.001.291 – 84 измеряются вертикальные и горизонтальные ускорения, характеризующие вибронегруженность людей и поддресоренных масс АТС, определяются согласно ОСТ 37.001.275 – 84. Для оценки вибронегруженности людей такие точки находятся на рабочем месте водителя. Для оценки вибронегруженности поддресоренных масс грузового АТС, тягача, самосвала ускорения измеряют в характерных точках левого лонжерона: над передним мостом; над задним мостом двухосного автомобиля и посередине между средним и задним мостами трехосного автомобиля. Для двухосного прицепа характерными точками являются также точки на левом лонжероне над обоими мостами; для полуприцепа – точки на полу платформы кузова, слева от вертикальной оси, проходящей через седельно-цепное устройство на расстоянии, равном половине колеи задних колес тягача, а также на левом лонжероне рамы, над задним мостом. Для прицепов и полуприцепов с двумя или несколькими задними мостами характерные точки – посередине между крайними мостами задней колеи тележки. У специальных АТС, создаваемых на базе грузовых и пассажирских автомобилей, ускорения измеряют на полу грузовой платформы или на раме над задним мостом.

Таким образом, в таблице 1.9 приведены предельные технические нормы плавности хода грузовых АТС согласно ОСТ 37.001.275 – 84, то есть, обозначены средние квадратические значения виброускорений, действующих в диапазоне

частот 0,7 – 22,4 Гц. В данной таблице участки дорог соответствуют следующим покрытиям: I – цементобетонное, динамометрическое с СКЗ неровностей 0,6см; II – булыжное мощеное без выбоин (специальная мощеная дорога) с СКЗ неровностей 1,1 см; III – булыжник с выбоинами (специальный участок) с СКЗ неровностей 2,9 см.

Таблица 1.9. Предельные технические нормы плавности хода грузовых автомобилей

Номер участка дороги	Корректированные значения виброускорений на сиденье, m/c^2 , не более			СКЗ вертикальных виброускорений в характерных точках подпрессоренной части $\sqrt{D_{z}^{уст}}$, m/c^2 , не более
	$\sqrt{D_{z}^{кор}}$	$\sqrt{D_{x}^{кор}}$	$\sqrt{D_{y}^{кор}}$	
I	1,00	0,65	0,65	1,30
II	1,50	1,00	0,80	1,80
III	2,30	1,60	1,60	2,70

1.4. ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ, ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ОСНОВНЫХ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Анализируя вышеизложенный материал, можно сделать следующие выводы. Исследование вибронагруженности грузовых АТС, в том числе перевозящих грузы специального назначения, занимает одну из важнейших позиций, так как требования к автомобильному транспорту становятся все более жесткими. В связи с тем, что виброизоляцию автомобиля обеспечивает в первую очередь система поддресоривания, то основное внимание необходимо уделять разработкам новых методик по определению ее параметров.

Для грузовых АТС, в настоящее время, преимущественно используют пассивные системы поддресоривания, так как использование активных и полуактивных подвесок с достаточно сложной конструкцией – очень дорогостоящий и не всегда возможный способ снижения вибронагруженности поддресоренных частей кузова. Выше, при анализе научных работ, были перечислены авторы, которыми доказано, что оптимизация параметров пассивных подвесок не позволяет снизить вибрационные нагрузки до установленных норм, так как это очень сложная проблема, для решения которой необходимы новые теоретические предпосылки. Одним из вариантов повышения виброзащитных свойств пассивных подвесок является улучшение их структуры в зависимости от условий движения с помощью саморегулируемых за счет энергии колебаний характеристик. Самый простой способ изменения структуры и регулировки характеристик – использование пневмогидравлических и пневматических рессор, а также воздушного демпфирования. Тем не менее, пневмогидравлические рессоры также не дают результатов, удовлетворяющих нормам вибронагруженности, так как на них влияет температура, растворимость газа в жидкости и утечка их через уплотнители. Пневматические рессоры не обеспечивают необходимых результатов при условии нерегулируемости характеристик амортизатора.

В связи с этим достаточно часто автопроизводители непосредственно закупают и ставят систему поддрессоривания исходя из весовой категории и назначения машины, а качество полученного изделия проверяют с помощью натуральных испытаний, которые не всегда позволяют увидеть различные нюансы, возникающие во время реальной эксплуатации.

Исследованием колебаний автомобиля и оценкой параметров системы поддрессоривания занимались многие ученые, о которых было сказано в вышеизложенном материале. Способы, разработанные ими, заключались в оптимизации демпфирования при установленном значении жесткости, в уточнении упруго-демпфирующих характеристик при определенных условиях движения с использованием гармонического нагружения и простейших плоских моделей. Кроме того, эти способы не подразумевали поиск наиболее рационального значения жесткости шин и исследование влияния величины колесной базы как характеристик, влияющих непосредственно на динамику конструкции грузового автомобиля.

Таким образом, очень важно разработать способы, позволяющие на стадии проектирования определить наиболее оптимальные, с точки зрения минимума вибрационных нагрузок, значения жесткости и демпфирования подвесок при движении по различным типам дорог и с различной скоростью. Причем необходимо учесть влияние не только величины жесткости и демпфирования подвески на величину среднего квадратического отклонения как основного показателя вибронагруженности, но и влияние жесткости шин и расстояния между осями автотранспортного средства. Все это позволит свести достаточно дорогостоящие натурные испытания лишь к подтверждению расчетных результатов.

В связи с этим, **целью диссертационной работы является:** разработка прикладных методов и средств исследования динамики дорожных грузовых автомобилей, позволяющих на ранних стадиях проектирования и модернизации изделий минимизировать вибронагруженность несущих систем путем

рационального выбора характеристик СП и конструктивных параметров автомобиля.

Объектом исследования является система подрессоривания дорожного грузового автотранспортного средства, основные массовые и геометрические характеристики которого известны, осуществляющего перевозку грузов специального назначения с различной скоростью в условиях случайного нагружения.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) Обобщение имеющейся информации об условиях эксплуатации грузовых автомобилей и формирование расчетного способа задания пространственного случайного дорожного воздействия.
- 2) Формирование расчетной модели, описывающей динамику движения грузовых автотранспортных средств при случайном дорожном воздействии. Модель ориентирована на исследование динамической нагруженности несущей системы проектируемого изделия.
- 3) Разработка методики условной оптимизации СВ ГАТС по критерию вибронгруженности несущей системы автомобиля
- 4) Анализ и обобщение результатов экспериментальных стендовых исследований и сопоставление их с различными результатами моделирования вариантов несущей системы.
- 5) Разработка рекомендаций и внедрение результатов в практику конструкторского отдела ОАО «КАМАЗ» при модернизации грузового автомобиля КАМАЗ-5308.

2. ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ПЕРЕВОЗЯЩИХ ГРУЗЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Для анализа процесса движения автомобиля по дорогам различного типа и разработки методики выбора проектных параметров системы поддрессоривания необходимо составить математическую модель колебательного процесса, которая позволит посредством математических зависимостей описать действие технического объекта в окружающей среде. Согласно определению, данному А. А. Ляпуновым математическое моделирование – это опосредованное практическое и теоретическое исследование объекта, при котором непосредственно изучается не сам интересующий нас объект, а некоторая вспомогательная искусственная или естественная система, которая:

- 1) находится в некотором объективном соответствии с познаваемым объектом;
- 2) способна замещать его в определенных отношениях;
- 3) дает при ее исследовании, в конечном счете, информацию о самом моделируемом объекте.

Таким образом, для составления математической модели нам необходимо для начала определить схему, наиболее точно характеризующую процесс движения автотранспортного средства, а затем составить ряд математических зависимостей, описывающих ее работу.

В ходе исследований принимались во внимание двухосные и трехосные грузовые автомобили, которые в зависимости от типа и назначения, а также от характера груза могут быть представлены в следующих вариантах исполнения, каждый из которых является примерным и применимым на стадии проектирования изделия (рисунок 2.1):

1. специализированное ГАТС, имеющее в основе шасси раму предназначенную для установки разнообразных кузовов в зависимости от характера перевозимого груза;
2. Магистральный автомобиль-тягач, предназначенный для перевозки грузов в составе полуприцепа.

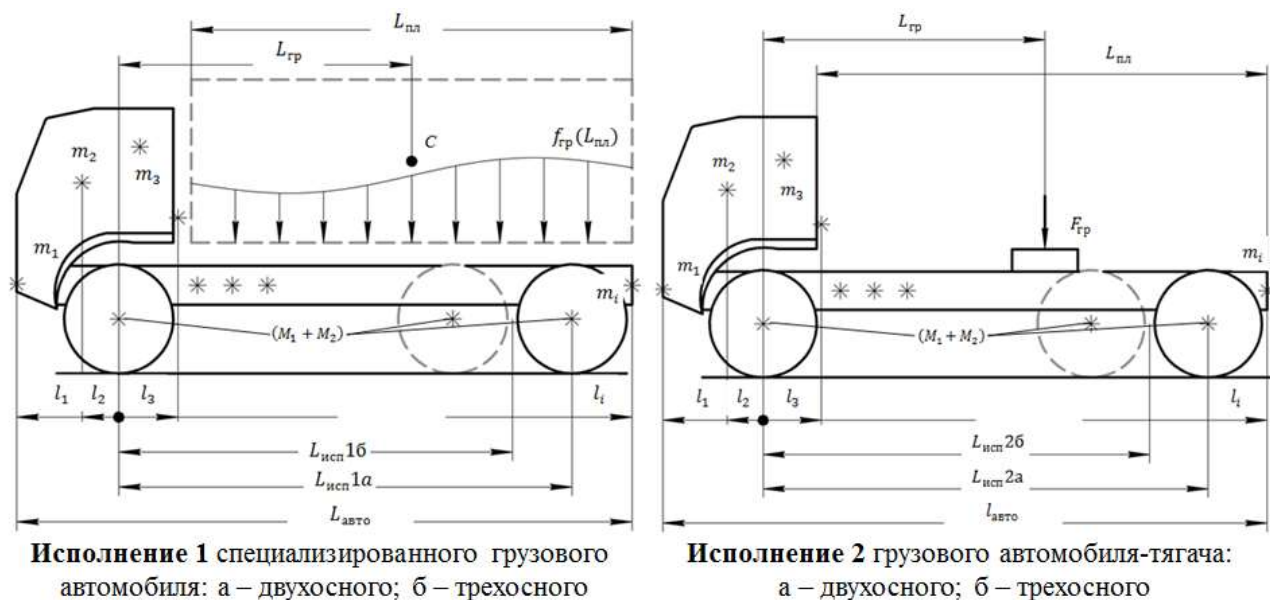


Рисунок 2.1. Расчетная схема двухосных и трехосных автомобилей в исполнении 1 и 2

Основными массово-геометрическими параметрами расчетной схемы являются: массовые и геометрические характеристики навесного оборудования m_i l_i ; распределенная масса рамы $M_{\text{рамы}}$ и ее геометрические размеры – длина $l_{\text{авто}}$, ширина $B_{\text{авто}}$ (рисунок 2.1-б); массовые характеристики ступиц мостов с тормозами $M_{i1}^{\text{мост}}$; колесная база L соответствующего исполнения и массовая характеристика мостов $M_{i2}^{\text{мост}}$; величина $L_{\text{пл}}$, характеризующая в исполнении 1 длину грузовой платформы, в исполнении 2 длину седельного устройства; масса перевозимого груза $M_{\text{гр}}$ включая массу грузовой платформы (или, в исполнении 2, включая подрессоренную массу снаряженного полуприцепа); положение центра тяжести груза $l_{\text{гр}}$; характер распределения груза $f_{\text{гр}}(L_{\text{пл}})$ вдоль грузовой платформы в исполнении 1 и соответствующее значение сосредоточенной силы $F_{\text{гр}}$. В исполнении 2 усилие $F_{\text{гр}}$, приходящееся на узел крепления полуприцепа к

седельному устройству, принимается сосредоточенным в точке А. При этом усилие $F_{гр}$ определяется исходя из значения приведенной подрессоренной массы полуприцепа $M_{пп}$, расположенной над задними подвесками снаряженного автомобиля-тягача. Приведенная подрессоренная масса полуприцепа определяется зависимостью $M_{пп} = M_{гр} \cdot [l_{с_{пп}} / (l_{авто} + L_{пп})]$, где $l_{с_{пп}}$ – расстояние от задней оси полуприцепа до центра тяжести снаряженного автомобиля-тягача; $L_{пп}$ – расстояние от передней оси автомобиля до задней оси полуприцепа.

2.1. ОБОБЩЕНИЕ ИМЕЮЩЕЙСЯ ИНФОРМАЦИИ О ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, ПЕРЕВОЗЯЩИХ ГРУЗ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Для оценки колебаний автотранспортных средств необходимо располагать информацией о характеристиках не только динамической системы, но и источника возмущений, то есть о дорожной поверхности, по которой оно совершает движение. Такую информацию можно получить с помощью исследования возмущения – рельефа дороги, выраженного в функции времени. При этом нужно иметь в виду, что в различные моменты времени автомобиль движется по дорогам различного типа и с различной скоростью, а установить определенную закономерность во встречающихся на ее пути неровностях практически невозможно, так как это случайное явление, а взаимодействие машины с дорогой будет являться случайным событием. Таким образом, можно сказать, что и функция возмущения является случайной функцией со случайными значениями амплитуд колебаний.

Как было сказано в главе 1, профиль дороги, с учетом воздействия его на автомобиль, делится на три составляющие: макропрофиль, микропрофиль и шероховатости. При исследовании колебаний автомобиля наиболее удобным является использование в качестве функции возмущения микропрофиля, так как его можно считать стационарным и эргодичным случайным процессом с нормальным законом распределения и амплитудой, не превышающей 1м, а отсутствие в его реализации шероховатостей существенно упрощает практическое использование.

Если рассматривать одну запись случайной функции продольного микропрофиля дороги, то речь будет идти об ее реализации, а повторные записи подобного участка образуют совокупность реализаций. Если обозначить движение автомобиля как равномерное и учесть, что $x = vt$, то можно перейти от

случайной функции к случайному процессу. Тогда случайный процесс $q(x)$ – совокупность бесконечного числа реализаций, $-\infty < x < \infty$.

Основными статистическими характеристиками случайного процесса являются: математическое ожидание микропрофиля, среднее квадратическое отклонение и дисперсия ординат, а также корреляционная функция и спектральная плотность процесса.

Математическое ожидание – среднее значение ординаты микропрофиля дороги, отсчитываемое от некоторой горизонтали [108]:

$$q_{\text{д.ср}} = \lim_{l \rightarrow \infty} \frac{1}{l} \int_0^l q_{\text{д}}(x) dx, \quad (5)$$

где l – длина участка дороги.

В дальнейшем удобно центрировать случайную функцию, что позволяет принимать математическое ожидание $z_{\text{д.ср}} = 0$, другими словами отсчитывать ординаты микропрофиля от среднего значения.

Дисперсия случайной функции микропрофиля дороги позволяет охарактеризовать разброс случайной величины относительно ее среднего значения:

$$D_z = \lim_{l \rightarrow \infty} \frac{1}{l} \int_0^l q_{\text{д}}^2(x) dx. \quad (6)$$

Среднее квадратическое отклонение:

$$\sigma_z = \sqrt{D_z}. \quad (7)$$

Корреляционная функция отражает вероятностную связь между координатами микропрофиля по длине участка дороги:

$$R_q(l_q) = \lim_{l \rightarrow \infty} \frac{1}{l} \int_0^l q_{\text{д}}(x) q_{\text{д}}(x+l) dx. \quad (8)$$

По сути, в выше представленной формуле корреляционной функции, $l = x_2 - x_1$ характеризует как длину участка дороги, так и величину смещения. Поэтому при отсутствии смещения получится дисперсия ординат рассматриваемой реализации дорожной поверхности, то есть $R(0) = D_z$. Гораздо

более удобным в использовании оказывается безразмерный параметр нормированной корреляционной функции ρ :

$$\rho = \frac{R_q(l)}{R_q(0)}. \quad (9)$$

Все нормированные корреляционные функции носят убывающий в различной степени характер. Благодаря этому их можно разделить на: быстро убывающие монотонные функции, которые характеризуют дороги с преобладанием выступов и впадин (булыжное покрытие); медленно убывающая монотонная функция, характеризующая дороги с преобладанием неровностей в виде длинных волн (цементобетонное, асфальтовое покрытия); сложная функция, представляющая сумму монотонно убывающей и колебательной функции, характеризующая дорожную поверхность с появлением волн преобладающей частоты (сильно изношенная, деформированная поверхность).

Наряду с приведенными выше характеристиками широко используется такая характеристика статистических свойств как спектральная плотность. Спектральная плотность высот неровностей характеризует частотный состав микропрофиля поверхности, то есть дает представление о преобладающих частотах при случайном процессе. Основным аргументом спектральной плотности – «частота дороги»:

$$\theta = \frac{2\pi}{L} = \frac{\omega}{v} \text{ (м}^{-1}\text{)}, \quad (10)$$

где L – длина неровности, ω – частота колебаний, вызываемых неровностью дороги (c^{-1}), v – скорость автомобиля ($м/с$).

Спектральная плотность является прямым функциональным преобразованием Фурье [124], то есть:

$$S_q(\theta) = \int_{-\infty}^{\infty} R_q(l) e^{-i\theta l} dl. \quad (11)$$

При условии, что $e^{\pm i\theta l} = \cos \theta l \pm i \sin \theta l$, можно записать:

$$S_q(\theta) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(l) \cos \theta l dl. \quad (12)$$

Используя обратное функциональное преобразование Фурье, можно в свою очередь получить корреляционную функцию:

$$R_q(l) = \int_0^{\infty} S_q(\theta) \cos \theta l d\theta. \quad (13)$$

Корреляционная функция также как и функция спектральной плотности дают одинаково полную информацию о случайном процессе. Однако именно спектральную плотность используют для анализа и расчетов колебаний автомобиля при случайных воздействиях, так как именно она более полно характеризует частотные составляющие.

Во время расчетов появляется удобнее переходить от случайной функции $q_\delta(l)$ к случайному процессу $q_\delta(t)$, что приводит к необходимости переходить также от $R_q(l)$ к $R_q(t)$ и от $S_q(\theta)$ к $S_q(\omega)$, где $l = vt$ $\theta = \frac{\omega}{v}$. Для корреляционной функции:

$$R_q(l) = R_q(t) = \int_0^{\infty} S_q(\omega) \cos \omega t d\omega. \quad (14)$$

Для спектральной плотности:

$$S_q(\theta) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(l) \cos \theta l dl = \frac{2v}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(t) \cos \omega t dt = 2v S_q(\omega). \quad (15)$$

$$S_q(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(t) \cos \omega t dt \quad (16)$$

Таким образом, можно перейти непосредственно к моделированию микропрофиля, которое будет осуществляться в зависимости от выбранного вида математического описания дорожной поверхности. Оценить дорогу можно несколькими способами.

Представление статистически с помощью спектральной плотности ординат уместно, когда речь идет о непрерывно чередующихся неровностях случайных размеров.

При детерминистической оценке, то есть в случае волнообразной или единичной неровности, микропрофиль рассматривают как сочетание отдельных неровностей, характеризующихся длиной, высотой, формой и чередованием. В

связи с тем, что автомобильная шина обладает сглаживающей способностью, можно считать профиль неровностей синусоидальным относительно средней линии неровности. Относительно плоскости дороги кривая будет смещена на величину q_0 (рис. 2.3.1).

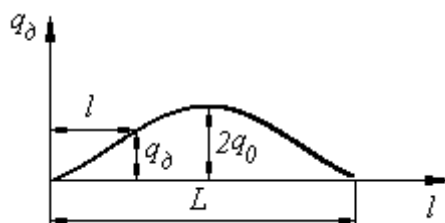


Рисунок 2.2. Неровность синусоидального профиля

Для текущего значения q_z уравнение профиля неровности имеет вид:

$$q_\delta = q_0 \left(1 - \cos 2\pi \frac{l}{L} \right), \quad (17)$$

где q_0 – амплитуда неровностей дороги, L – длина дорожной неровности.

Если движение автомобиля равномерное $l = vt$ со скоростью v (м/с) за время t (с), то

$$q_\delta = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi v}{L} t \right) = q_0 (1 - \cos \omega t), \quad \omega = \frac{2\pi v}{L}. \quad (18)$$

При единичных неровностях понятие частоты, как таковое, теряет смысл. В этом случае частоту ω связывают со временем проезда неровности или продолжительности действия возмущения

$$T_\omega = \frac{2\pi}{\omega}. \quad (19)$$

В некоторых исследованиях за профиль единичной неровности принимают полуволну синусоиды:

$$q_\delta = 2q_0 \sin \omega t, \quad 0 \leq \omega t \leq \pi. \quad (20)$$

Анализ и сравнение колебаний, вызванных единичной неровностью и колебаний, вызываемых гармоническим возмущением, показали относительно небольшое и незначительное отличие, поэтому в данных случаях возможно применение микропрофиля как синусоидальной поверхности.

Автотранспортное средство, передвигаясь по дорогам любого типа, никогда не может быть застраховано от проезда каких-либо единичных неровностей, поэтому, безусловно, необходимо рассматривать данный вид воздействия при проектировании систем подрессоривания. В целом же имеет смысл использовать конкретную реализацию случайного микропрофиля дороги. Для получения такой реализации необходимо произвести замер неровностей дорожной поверхности непосредственным или косвенным методом.

При использовании косвенного метода записываются колебания некоторой динамической системы при проезде по неровностям, при непосредственном методе – ординаты профиля дороги. Запись может производиться как непрерывно, так и дискретно, то есть с определенным шагом. Непосредственная запись проводится или методом нивелирования или путем прокатывания щупа по неподвижной балке с последующей ее перестановкой. Таким образом, можно получить достаточно точную информацию о длинных и коротких неровностях, однако это будет весьма трудоемко. Преимуществом же косвенных методов записи, проводящихся при эксплуатационных скоростях, является большая производительность. Сущность таких методов заключается в прокатывании некоторой динамической системы по исследуемому участку, колебания которой фиксируются и записываются.

Для расчета колебаний исходными данными являются ординаты участка дороги, заданные с определенным шагом. Недостатком при этом является очень большой объем числового материала, вводимый в вычислительную программу, даже при условии движения с постоянной скоростью. В связи с этим распространено использование в расчете спектральной плотности ординат микропрофиля, которую можно найти либо экспериментально с помощью специального набора фильтров с необходимыми характеристиками, обеспечивающими точность расчета, либо опытным путем с использованием корреляционной функции.

Суть описания дорожной поверхности с помощью корреляционной функции заключается в том, что найденную опытным путем кривую

аппроксимируют каким-либо выражением. В основном корреляционные функции описываются следующими выражениями [1, 5 – 8]:

$$R_q(l) = D_z \left(A_1 e^{-\alpha_{01}|l|} + A_2 e^{-\alpha_{02}|l|} \cos \beta_{0q} l \right); \quad (21)$$

$$R_q(l) = D_z e^{-\alpha_{02}|l|} \cos \beta_{0q} l; \quad (22)$$

$$R_q = D_z e^{-\alpha_{01}|l|}. \quad (23)$$

В представленных выше формулах 21 – 23 l – величина сдвига по пути, A_1 , A_2 – коэффициенты корреляционной связи, причем $A_1 + A_2 = 1$, α_{01} , α_{02} – коэффициенты, характеризующие затухание корреляционной функции, β_{0q} – коэффициент, характеризующий периодическую составляющую микропрофиля. Второе слагаемое в выражении 21 говорит о периодичности с частотой β_{0q} случайного процесса и преобладании неровностей длиной $s = 2\pi/\beta_{0q}$, а также наличии относительного максимума при частоте β_{0q} .

Пользуясь тем, что $l = vt$ и обозначив $\alpha_1 = \alpha_{01}v$, $\alpha_2 = \alpha_{02}v$, $\beta_q = \beta_{0q}v$, можно записать выражение нормированной корреляционной функции следующим образом:

$$\rho = A_1 e^{-\alpha_1 v|t|} + A_2 e^{-\alpha_2 v|t|} \cos v\beta_q t. \quad (24)$$

Таким образом, спектральная плотность воздействия представляется формулой [124]

$$S_q(\omega) = \frac{A_1 D_z \alpha_1}{\pi} \frac{1}{\omega^2 + \alpha_1^2} + \frac{A_2 D_z \alpha_2}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta_z^2}{\left[\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta_z^2 \right]^2 + 4\alpha_2^2 \beta_z^2}. \quad (25)$$

Анализ колебаний при первоначальном проектировании элементов автомобиля не требует высокой точности использования спектральной плотности дорожного покрытия, поэтому достаточно часто встречается ее упрощенное выражение [133]

$$S_q(\theta) = a_1 \theta^{-b}. \quad (26)$$

Для вычисления спектральной плотности возмущения в формуле (26) спектральной плотности высот необходимо произвести замену:

$$S_q(\omega) = \frac{av^{b-1}}{\omega^b}, \quad a = 2a_1\pi, \quad (27)$$

где a – постоянный коэффициент, соответствующий значению спектральной плотности дороги при минимальной волновой частоте, b – показатель степени, характеризующий волнистость дорог. Значения этих коэффициентов представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Параметры спектральной плотности микропрофиля дорог, аппроксимированной функцией типа (27)

Покрытие дороги	Средние значения параметров	
	$a, \text{ м}^3$	b
Асфальтобетонное	$0,55 \cdot 10^{-4}$	2
Булыжное	$1,43 \cdot 10^{-4}$	
Грунтовое	$9,73 \cdot 10^{-4}$	

Отметим, что при решении задачи поиска оптимальных параметров системы подрессоривания автомобиля необходимо анализировать большое количество вариантов виброзащитных систем, что является очень трудоемкой работой с точки зрения затрат машинного времени.

В настоящее время применяются различные способы моделирования реализаций случайных процессов [124].

Моделируя стационарное случайное воздействие с нормальным распределением, необходимо иметь линейное преобразование стационарной последовательности x_k независимых случайных чисел в последовательность q_k . При этом случайная последовательность x_k подается на вход дискретного линейного фильтра, формирующего на выходе дискретный случайный процесс с заданной корреляционной функцией. Рассмотрим более подробно алгоритм формирования реализаций случайного процесса.

Для корреляционной функции (21) уравнение формирования ординат микропрофиля получают по формуле:

$$q_{k1} = a_{01}x_k^N + b_{11}q_{k-1}, \quad k = 0,1,2,\dots, \quad a_{01} = \sigma_z \sqrt{1-b_{11}^2}, \quad b_{11} = e^{\alpha_{01}h}, \quad (28)$$

где h – шаг дискретизации, x_k^N – значения нормально распределенной случайной величины X^N с параметрами $m_x = 0$ и $\sigma_x = 1$.

Для корреляционной функции (22) уравнение формирования ординат микропрофиля получают по формуле:

$$q_{k2} = a_{02}x_k^N + a_{12}x_{k-1}^N + b_{12}q_{k-1} + b_{22}q_{k-2}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, \quad (29)$$

$$a_{02} = \sigma_q b_{02}, \quad a_{12} = \frac{\sigma_q a_{02}}{b_{02}}, \quad b_{02} = \sqrt{\frac{c_1 + \sqrt{c_1^2 - 4c_0^2}}{2}}, \quad b_{12} = 2e^{-\alpha_{02}h} \cos \beta_{0q}h, \quad (30)$$

$$b_{22} = -e^{-2\alpha_{02}h}, \quad c_0 = e^{-\alpha_{02}h}(e^{-2\alpha_{02}h} - 1)\cos \beta_{0q}h, \quad c_1 = 1 - e^{-4\alpha_{02}h}. \quad (31)$$

В случае представления корреляционной функции случайного процесса в виде суммы выражений (22) и (23), то есть выражением (21), значение ординат микропрофиля вычисляется формулой (29), причем x_k^N в этих формулах должны быть независимыми последовательностями нормально распределенных величин с параметрами $m_x = 0$ и $\sigma_x = 1$.

$$q_k = q_{k1} + q_{k2}. \quad (32)$$

В представленной работе необходимая для расчетов спектральная плотность амплитуд колебаний автомобиля получается с помощью выражения корреляционной функции воздействия (21), при этом коэффициенты, входящие в него и характеризующие различные типы дорог, представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2. Значения коэффициентов аппроксимации корреляционной функции микропрофиля поверхности дорог

Тип дороги	$\sigma_z, м$	A_1	$\alpha_{01}, м^{-1}$	A_2	$\alpha_{02}, м^{-1}$	$\beta_{02}, м^{-1}$
Асфальтобетонное	0,008	0,85	0,2	0,15	0,05	0,6
Бульжное	0,0135	1	0,45	0	0	0
Грунтовое	0,0272	1	0,4	0	0	0

2.2. СПОСОБ ФОРМИРОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОГО СЛУЧАЙНОГО ДОРОЖНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Для спектрального анализа пространственной колебательной системы при проведении динамических расчетов необходима пространственная модель дорожного воздействия, задаваемая с помощью матрицы взаимных спектральных плотностей с учетом следующих допущений:

1. Колеса имеют двустороннюю связь с дорогой, то есть не отрываются от опорной поверхности в процессе колебаний;
2. Контакт колеса с дорогой точечный;
3. Рассматриваются вертикальные составляющие воздействия.

Формируя пространственное дорожное воздействие, требуется взаимная спектральная плотность микропрофиля по двум колесам. Для ее получения можно воспользоваться зависимостью Доддса [133], полученной исходя из гипотезы изотропности поля дорожного воздействия. Согласно этой зависимости, взаимная корреляционная функция микропрофиля по двум колесам $R_v(t)$ получается из корреляционной функции микропрофиля одной колеи с помощью автокорреляционной функции поверхности (рисунок 2.3):

$$R_{qw}(t) = R_q \left(\sqrt{t^2 + \frac{K^2}{v^2}} \right), \quad (33)$$

где B – ширина колеи автомобиля, v – скорость движения.

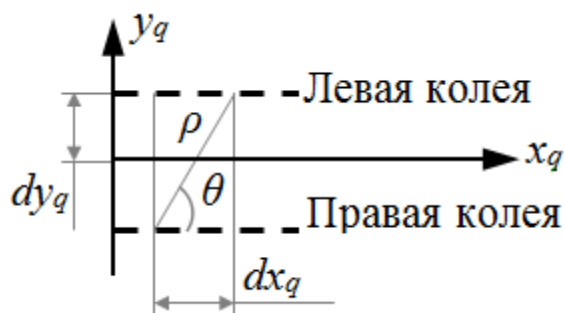


Рисунок 2.3. Схема профиля дороги с учетом правой и левой колеи

Для получения взаимной спектральной плотности, которая должна удовлетворять условию для функции когерентности, используем преобразование Фурье:

$$S_{q_w}(f) = 2 \int_0^{\infty} R_{q_w}(t) \cos(2\pi ft) dt . \quad (34)$$

$$\gamma(f) = \frac{S_{q_w}(f)}{S_q(f)} \leq 1. \quad (35)$$

Отметим, что задавая пространственное воздействие на автомобиль с помощью известных скорости движения, колесной базы и статистических характеристиках, замеренным по одной колесе, необходимо учесть запаздывание между передним и задним мостами автомобиля.

Пусть передаваемый сигнал представляет собой стационарный случайный процесс $x(t)$ с нулевым средним значением. Предположим, что принимаемый сигнал тоже стационарен и имеет нулевое среднее:

$$y(t) = \alpha x(t - \tau_0) + n(t). \quad (36)$$

Величина α – постоянный коэффициент затухания; $\tau_0 = \frac{d}{c}$ – постоянное запаздывание, равное частному от деления расстояния d на скорость распространения сигнала c ; $n(t)$ – некоррелированный шум на выходе с нулевым средним (рисунок 2.4).

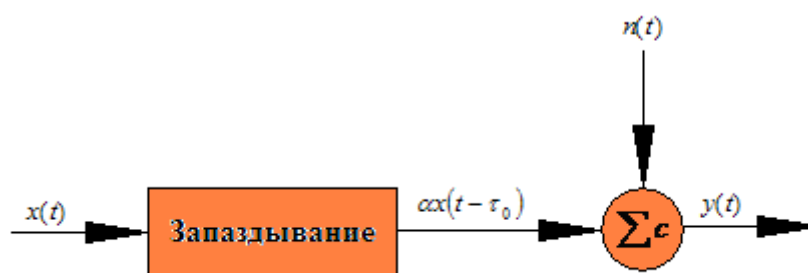


Рисунок 2.4. Схема распространения сигнала в задаче определения запаздывания

Функция взаимной спектральной плотности с учетом запаздывания имеет вид:

$$\begin{cases} S_{qW_{ij}}(\omega) = S_{qW}(\omega)e^{-i2\pi\omega\tau_{ij}}, \text{ колеса соответствуют одной колее;} \\ S_{qW_{ij}}(\omega) = S_{q_{wLR}}(\omega)e^{-i2\pi\omega\tau_{ij}}, \text{ колеса соответствуют разным колеям,} \end{cases} \quad (37)$$

где τ_{ij} – время запаздывания между мостами i и j ; $S_{q_{wLR}}(\omega)$ – функция взаимной спектральной плотности с учетом правой и левой колеи.

Теперь зададим наиболее удобную нумерацию точек воздействия согласно рисунку 2.4 и представим его в виде матрицы взаимных спектральных плотностей:

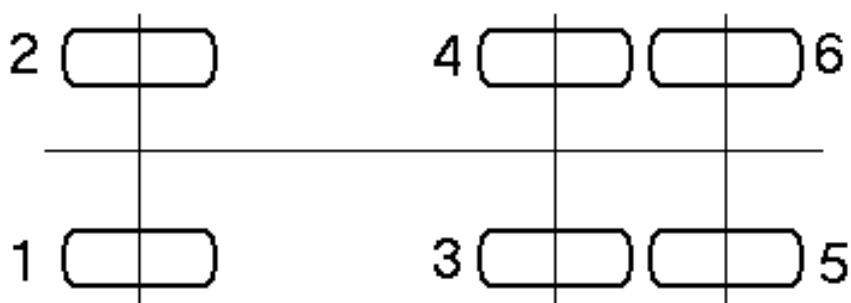


Рисунок 2.5 Порядок нумерации точек воздействия

$$S_{qw}(f) = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{41} & S_{42} & S_{43} & S_{44} & S_{45} & S_{46} \\ S_{51} & S_{52} & S_{53} & S_{54} & S_{55} & S_{56} \\ S_{61} & S_{62} & S_{63} & S_{64} & S_{65} & S_{66} \end{bmatrix}. \quad (38)$$

При непосредственном построении матрицы необходимо пользоваться аппроксимационным выражением функции спектральной плотности микропрофиля (37).

В связи выше сказанным в ходе исследований, как часть сквозного программного обеспечения для расчетов вибронагрузки, разработан математический способ приложения пространственного случайного воздействия

на автомобиль со стороны дорожной поверхности, принципиальная схема которого представлена на рисунке 2.6.

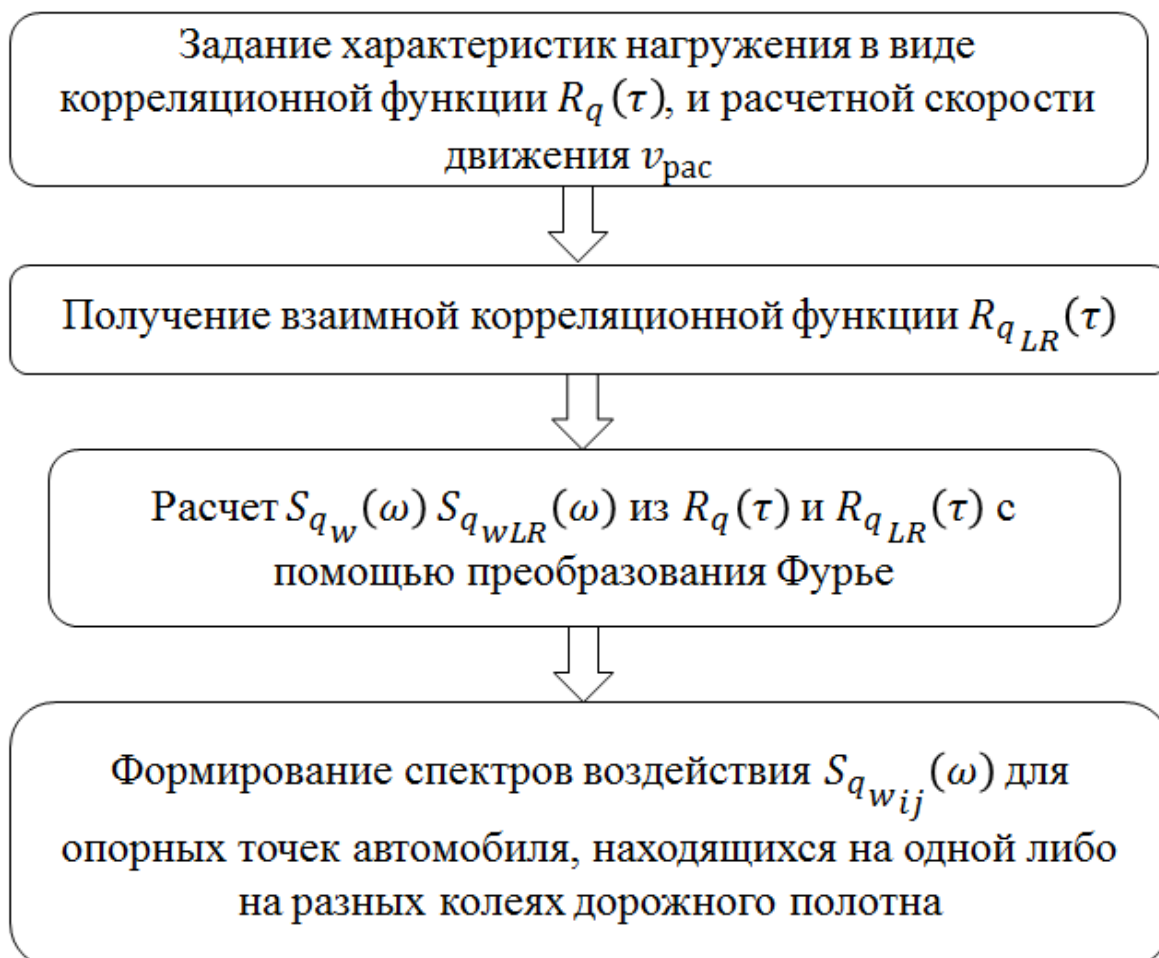


Рисунок 2.6. Способ формирования пространственного случайного дорожного воздействия на автомобиль

При непосредственном формировании дорожного воздействия с помощью программы ВОЗДЕЙСТВИЕ имеющиеся аппроксимации спектральных плотностей для дорог каждого из трех типов вводим в программу, в результате чего получаем текстовый командный файл, который при запуске в пакете ANSYS позволяет сформировать матрицу спектральных плотностей, а также построить графики спектральных плотностей колебательной системы автомобиля. На рисунке 2.7 представлен фрагмент программы ВОЗДЕЙСТВИЕ.



Параметры автомобиля

Скорость движения автомобиля,	км/ч	60
Ширина колеи,	м	2,02
Расстояние между 1 и 2 мостами,	м	3,595
Расстояние между 2 и 3 мостами,	м	1,44
Шаг по частоте,	Гц	0,2
Максимальная частота,	Гц	10

Номера узлов точек воздействия (колёс)

98	99
160	161
162	163

Конструкционное демпфирование

0,03

Аппроксимация микропрофиля

$$S1 = 0,000058 \left(\frac{\lambda}{0,51} \right)^{-1,77}$$

$$S2 = 0,000058 \left(\frac{\lambda}{0,51} \right)^{-0,74}$$

Корреляция между колёсами

Количество форм

25

64151

64150

64223

64222

64225

64224

Рисунок 2.7. Входные параметры программы ВОЗДЕЙСТВИЕ для движения автомобиля по асфальтобетонному покрытию со скоростью 60 км/ч

2.3. ОСНОВНЫЕ ДОПУЩЕНИЯ И ФОРМИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Автомобиль является сложной динамической системой состоящей из подрессоренных частей, представляющих распределенную массу, совершающую в процессе движения по дорогам различного типа вертикальные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания на двух или более упругих опорах, называемых неподрессоренными частями.

Основываясь на большом количестве исследований, опираясь на ряд стандартов и норм, а также руководствуясь многолетним опытом кафедры в области исследований динамики грузовых автомобилей, можно сказать следующее.

Оценка вибронегруженности несущих элементов производится по СКО вертикальных виброускорений в характерных точках кузова. Собственные формы вертикальных колебаний подвесок находятся в диапазоне частот от 1 - 2 Гц. Собственные формы продольно-угловых и вертикальных колебаний рамы: 1 - 4 Гц. В диапазоне частот 0,7 - 22,4 Гц, где рекомендуется проводить исследования динамики системы «Дорога – система подрессоривания – рама – кабина – водитель» находятся также собственные формы крутильных и изгибных колебаний рамы: 7 - 9 Гц. Собственные формы колебаний кабины лежат в диапазоне частот 16 - 18 Гц. При этом основной вклад в оцениваемую характеристику вибронегруженности вносят именно собственные формы продольно-угловых и крутильных колебаний кузова и подвесок. А значит имеет смысл исследование проводить в диапазоне 1 – 4 Гц.

Расчетная модель динамики движения грузового автомобиля, представленная на рисунке 2.8, позволяет осуществлять передачу пространственного усилия от дорожного полотна к опорным элементам автомобиля в процессе движения, а также оценивать распределение

вибрационных нагрузок при различных условиях нагружения по длине несущей рамной конструкции.

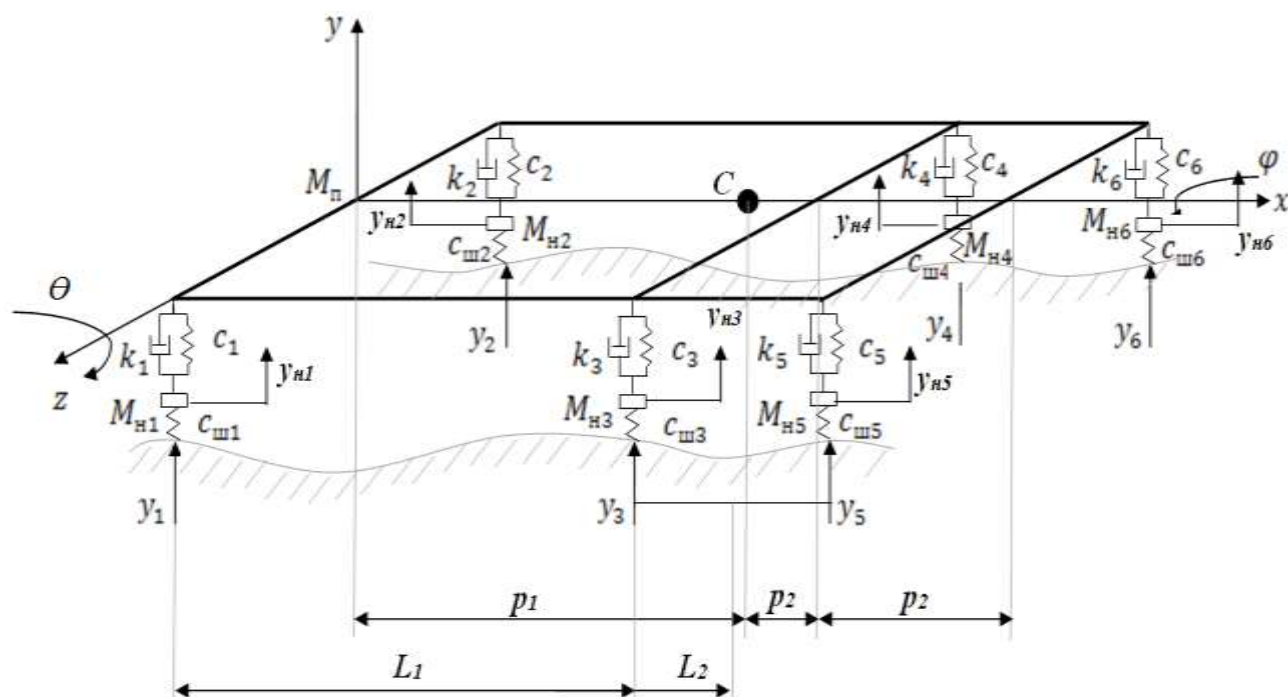


Рисунок 2.8. Расчетная модель динамики движения грузового автомобиля

Для анализа распределения вибрационных нагрузок по длине несущего элемента необходимо: знать тип СП, а также ее структурную схему (рисунок 2.2); основные жесткостные и демпфирующие параметры подвесок c_i , k_i ; радиальную жесткость шин $c_{шi}$; весовые характеристики, приходящиеся на раму автомобиля от навесного оборудования и перевозимого груза G_i ; $G_{вд_i}$ – нагрузка на ведущую ось; $G_{гр_i}$ – осевые нагрузки гружёного ГАТС. Важными режимными параметрами для динамического анализа конструкции ГАТС являются параметры, определяющие: вертикальное воздействие на опорные точки со стороны дорожного покрытия, по которому эксплуатируется проектируемое изделие, $u_{д_i}$; промежуток расчетных значений скорости движения, соответствующий конкретному типу дорожного покрытия $[v_{min}^{рас} \dots v_{max}^{рас}]$; реакции, возникающие при передаче воздействия от дорожного полотна к раме автомобиля R_i .

Обозначим ряд условий и допущений, принимаемых при разработке расчетной динамической модели.

1) рассматривается автомобиль полной массы, кузов симметричен относительно продольной оси x , деформациями рамы на кручение и изгиб пренебрегаем;

2) характеристики жесткостей передней и задней подвесок, характеристики амортизаторов и радиальные нагрузочные характеристики шин линеаризуются;

3) сухое трение в рессорах и элементах подвески приводится к вязкому;

4) движение автомобиля стационарное, центр тяжести кузова расположен в продольной плоскости, в рамках отработки предлагаемой методики центр тяжести равномерно распределенного груза соответствует его геометрическому центру тяжести;

5) учитывается только вертикальное воздействие, поперечными и продольными реакциями дороги пренебрегаем;

6) оси мостов движутся в плоскостях, перпендикулярных к плоскости рамы, а их моменты инерции относительно осей вращения колес равны нулю;

7) контакт шины с дорогой точечный, учитывается только одна сила, характеризующаяся ординатой дорожной поверхности под центром колеса;

8) колеса имеют двухстороннюю связь с дорогой, то есть отрыв колеса от дороги отсутствует.

Для пояснения некоторых допущений необходимо отметить следующее. Представленная на рисунке 2.8 динамическая система обладает достаточно большим количеством степеней свободы, однако при решении практических задач в основном ограничиваются моделированием только трех движений кузова: поступательного вдоль оси z и вращательных относительно осей x и y . Таким образом, у подрессоренной части автомобиля можно обозначить три степени свободы. Первая степень свободы определяется координатой z , то есть вертикальным движением кузова на рессорах вместе с центром масс. Вторая степень свободы определяется обобщенной координатой α , которая характеризует продольно-угловые колебания, то есть повороты кузова относительно оси y . Третья степень свободы определяется обобщенной координатой β ,

характеризующей поперечно-угловые колебания кузова относительно оси x . Тогда динамическая модель автомобиля представляет собой систему с семью или, в случае многоосного автомобиля, более степенями свободы. В общем, это означает, что колебания неподрессоренных масс сводятся к колебаниям колес автомобиля. Будем считать, что n – количество колес с одного борта, тогда число дополнительных обобщенных координат равно $2n$, или общему количеству колес, а значит, в случае учета колебаний неподрессоренных частей автомобиля, число степеней свободы будет составлять $(2n+3)$.

Рассмотренная динамическая модель приводит к очень сложной и громоздкой математической модели, использование которой в процессе проектирования автотранспортного средства требует больших затрат времени. Однако в нашем случае на раннем этапе проектирования, возможно применение более простых динамических моделей. В связи с выше сказанным, а также учитывая принятое допущение о симметричности системы поддрессирования относительно продольной оси x , что соответствует большинству автомобилей, можно рассматривать колебания в продольной плоскости для системы с тремя степенями свободы, и в поперечной – с двумя степенями свободы, независимо друг от друга. Более того, примем условие движения по дорожным поверхностям относительно ровным и не имеющим явных и оказывающих существенное влияние на итоговый результат отличий между воздействием со стороны правой и левой колеи. Поэтому возможно рассматривать и анализировать две независимые динамические схемы продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний представленные на рисунке 2.9, где представлена схема применимая как для двухосного так и для многоосного автомобилей. Так в случае трехосного автомобиля, нагрузка, передаваемая задним осям от поверхности дороги, будет распределяться равномерно между ними. При этом колебания второй и третьей оси будут зависимы, а нагрузка на тележку будет передаваться через ось крепления балансира, которая делит расстояние между осями в большинстве случаев практически пополам.

На данном рисунке принято G_{n1} , G_{n2} – передняя и задняя осевые нагрузки от неподрессоренных масс, G_n – вес поддрессоренных частей автомобиля, k_{u1} , k_{u2} – суммарный коэффициент демпфирования в шинах передних и задних мостов, c_{u1} , c_{u2} – суммарный коэффициент радиальной жесткости в шинах передних и задних мостов, а в случае трехосного автомобиля речь будет идти об удвоенных значениях суммарных коэффициентов жесткости, то есть, $2 c_{u2}$, k_{p1} , k_{p2} – суммарный коэффициент демпфирования упругого элемента передней и задней подвесок, c_{p1} , c_{p2} – суммарный коэффициент жесткости упругого элемента передней и задней подвески, K_1 , K_2 – колея передних и задних колес, l_n – расстояние от передней оси до центра тяжести поддрессоренных частей автомобиля, b_n – расстояние от задней оси до центра тяжести поддрессоренных частей автомобиля, b_{n1} , b_{n2} – расстояние от центра тяжести до второй оси и от второй оси до третьей оси автомобиля, z – координата, характеризующая положение статического равновесия поддрессоренной массы весом G_n , z_{n1} , z_{n2} – координаты, характеризующие положение статического равновесия неподрессоренных передней и задней частей автомобиля, z_{d1} , z_{d2} – координаты, характеризующие положение линии математического ожидания микропрофиля дороги.

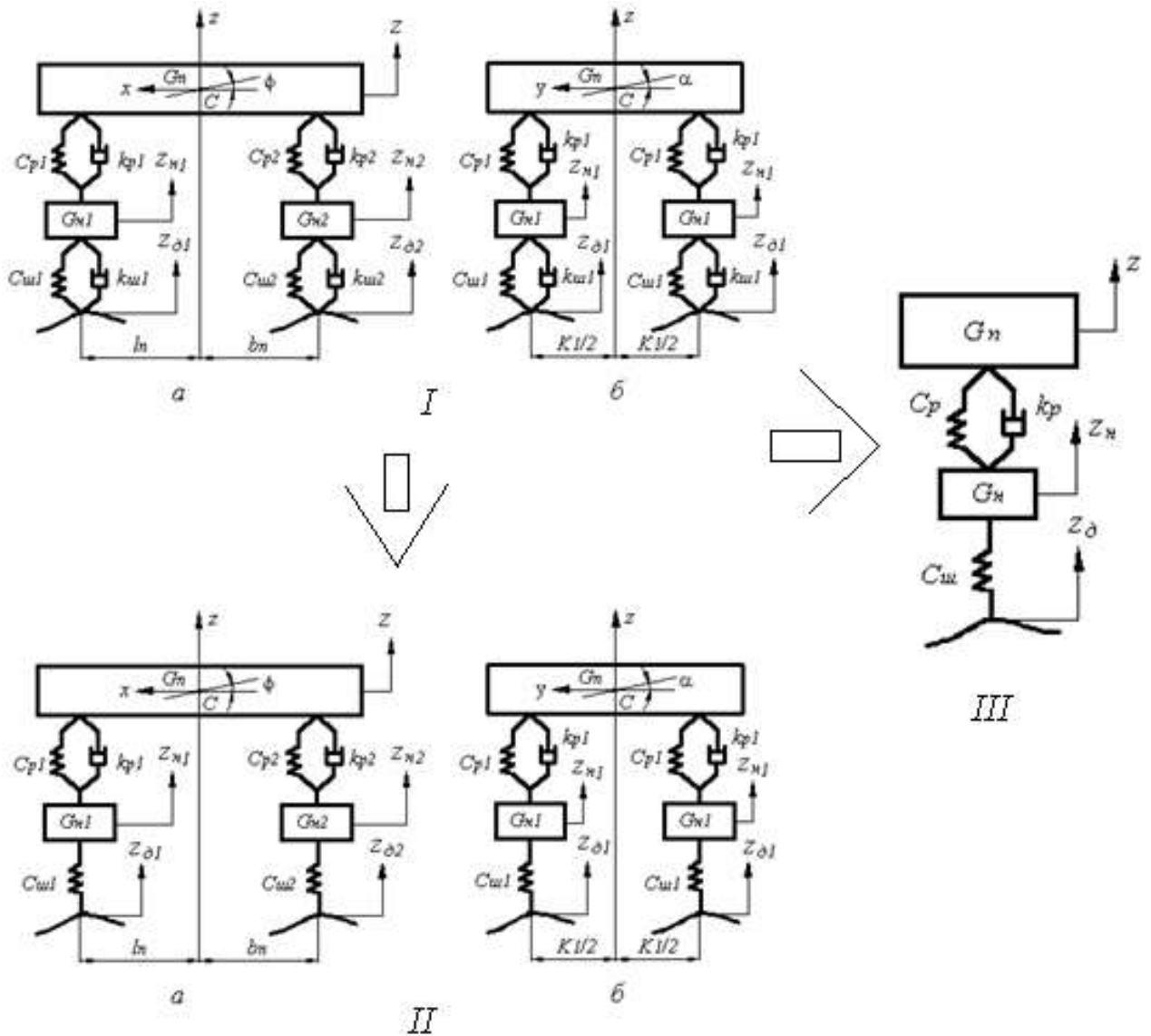


Рисунок 2.9. Динамическая система поддрессоривания автомобиля: а) – в продольной плоскости; б) – передняя часть автомобиля в поперечной плоскости. I – с учетом демпфирования в шинах; II – без учета демпфирования в шинах; III – двухмассовая система поддрессоривания.

Кроме того, при расчетах колебаний имеет смысл, в связи с малостью, пренебречь демпфированием в шинах, так как проектируемое автотранспортное средство движение осуществляет по, сравнительно, хорошим дорогам и никаких особенных нагрузок на шины возникать не будет. Расчеты показывают [133], что если принять $k_{w} = 0$, то среднее квадратическое значение ускорений масс и деформаций упругих элементов будут иметь погрешность 5 – 10% в зависимости от типа дорог и скорости движения. Высокое же значение демпфирования в

специальных шинах оказывает значительное влияние на колебания автомобиля. Таким образом, мы можем перейти от схем, представленных на рисунке 2.9 – I к схемам, представленным на рисунке 2.9 – II.

Представленные системы можно, в свою очередь, разбить на две независимые системы с двумя и тремя степенями свободы каждая при условии равенства коэффициента распределения масс $\varepsilon_y = 1$, который зависит от радиуса инерции ρ и расстояний от центра тяжести до передней и задней осей (рисунок 2.9 – III).

$$\varepsilon_y = \frac{\rho^2}{l_n b_n}. \quad (39)$$

Отметим также, что при значениях $\varepsilon_y = 0,8...1,2$, колебания подрессоренной массы над передними и задними подвесками являются практически несвязанными, а при значениях $\varepsilon_y = 0,7...0,8$ и $\varepsilon_y = 1,2...1,4$ взаимосвязь этих колебаний проявляется очень слабо.

Таким образом, для обеспечения наиболее целенаправленного и экономичного с точки зрения затрачиваемого времени решения поставленных ранее вопросов для начала имеет смысл упрощать сложную пространственную динамическую систему до рассмотрения отдельной более простой системы (рисунок 2.9). Это связано с возникновением в пространственной модели колебаний вдоль всех координатных осей и вокруг них, что говорит о сложном пространственном движении, в котором можно выделить наиболее четкие и преобладающие колебания.

Выше представленные плоские схемы использовались в работах А. А. Силаева, А. А. Хачатурова, Р. В. Ротенберга, А. А. Яблонского, И. Г. Пархиловского, И. Н. Успенского, Я. М. Певзнера, Ю. Б. Беленького и других. Однако эти авторы рассматривали движение автомобиля в основном по детерминированным неровностям, то есть гармоническим или единичным и не решали подробно задачу подбора оптимальных проектных параметров системы

подрессоривания при условии нелинейности ее характеристик и случайном воздействии.

Более сложные системы при случайном воздействии рассматривались в работах В. В. Новикова, Д. А. Домнина, Н. В. Ага и других, однако этими авторами велась работа по улучшению системы подрессоривания за счет добавления конструктивных элементов, повышающих ее виброзащитные свойства.

2.4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Благодаря тому, что в настоящее время наблюдается очень хороший уровень развития вычислительной техники, появляется возможность для исследования колебаний автотранспортных средств использовать множество вычислительных прикладных пакетов. Все расчеты в ходе диссертационного исследования проводились с помощью пакета конечно-элементного моделирования ANSYS. На рисунке 2.10 представлена разработанная в этом пакете конечно-элементная модель грузового автомобиля исполнения 1, с подробным описанием конструкции и кинематики подвесок, адаптированная для анализа вибронгруженности при различных условиях нагружения.

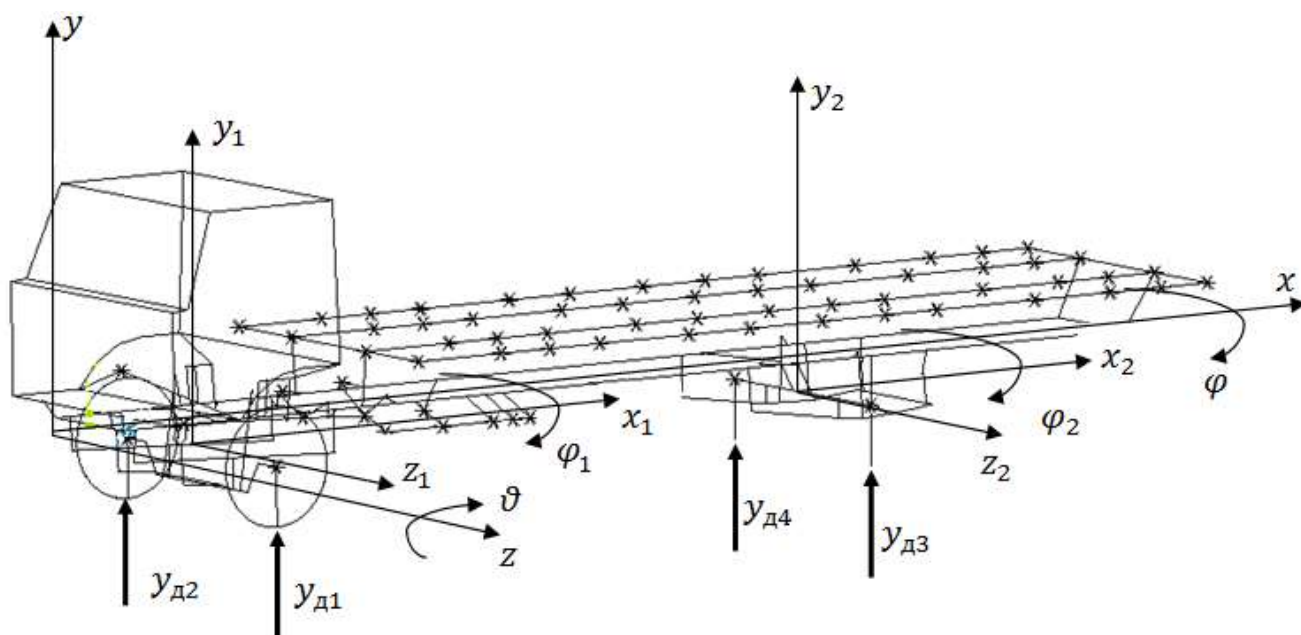


Рисунок 2.10. Конечно-элементная модель автомобиля в исполнении 1

Описывается эта модель в основном с помощью массовых, а также балочных элементов, образованных продольными осями, проходящими через центры масс сечений или центры изгиба. Балочные конечные элементы имеют геометрические и прочностные характеристики соответствующих сечений конструкции. В качестве границ элементов (в виде узлов конечно-элементной

модели) принимают места, в которых изменяются геометрические характеристики сечений или свойства материалов, а также места приложения нагрузок и закреплений.

Основываясь на накопленном опыте по моделированию грузовых автомобилей, необходимо создать наиболее оптимальную с точки зрения точности воспроизведения реальной конструкции и скорости ее расчета. Далее рассмотрим принцип моделирования основных составляющих конструкций автомобиля. Главными элементами при построении модели являются абсолютно жесткие и упругие балки, сосредоточенные и распределенные массы, элементы жесткости и демпфирования.

Рама и надрамник автомобиля. Изначально рама и надрамник автомобиля приняты абсолютно жесткими, поэтому в пакете ANSYS они строятся как абсолютно жесткие балочные элементы с помощью упругой трехмерной балки BEAM4. Характеристики такого элемента не имеет смысла вычислять или определять экспериментально, а необходимо взять на два порядка больше, чем у остальных подобных элементов. Находясь непосредственно в полной модели автомобиля, с помощью таких элементов будут передаваться воздействия от сосредоточенных масс или иных балочных конструкций к кронштейнам крепления.

Колеса и шины. При построении конечно-элементной модели колеса необходимо учесть, что оно состоит из шины, разъемного обода, бортового и замочного колец, причем наибольшее влияние на динамическую нагруженность автомобиля оказывают его радиус, длина и ширина пятна контакта, демпфирующая способность и радиальная жесткость. Радиус взят средним, а размер пятна контакта будет учитываться при задании дорожного воздействия. Давление воздуха в шинах передних и задних колес при движении по дорогам различного типа может быть различным.

Таким образом, модель колеса (рисунок 2.12) состоит из двух узлов соединенных упругодемпфирующим элементом COMBIN14 и элемента

сосредоточенной массы MASS21, соответствующей весу колеса, определяющими параметрами которого являются масса и моменты инерции вокруг трех осей.

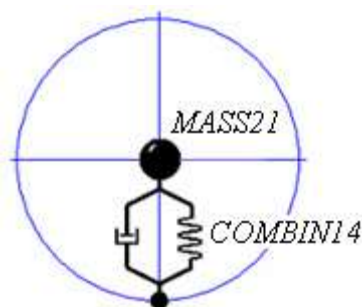


Рисунок 2.11. Конечно-элементная модель колеса

Для большей точности при проведении расчетов модель может быть дополнена элементом, моделирующим отрыв колеса от дороги (для этого используется комбинированный элемент с возможностью включения параметров жесткости, демпфирования и зазора). При использовании этого элемента верхний его узел (узел колеса) необходимо закрепить от продольных и поперечных перемещений относительно нижнего узла, к которому прикладываются перемещения, соответствующие дорожному воздействию.

Мосты, передняя и задняя подвески, бензобак. Рессорные подвески моделировались балочными элементами BEAM4. Характеристики этих элементов были подобраны такими, чтобы соответствовать жесткостям реальных рессор, однако при этом массы конечно-элементных моделей оказываются меньше масс реальных конструкций. Для этого по длине балок добавлена распределенная масса. Длина балок соответствует длине рессоры, моменты инерции поперечного сечения в вертикальной плоскости были определены следующим образом, где k – вертикальная жесткость рессоры, полученная экспериментально, L_p – длина рессоры, E – модуль упругости стали:

$$I_z = \frac{k \cdot L_p^3}{48 \cdot E}.$$

Из-за того, что при динамических расчетах нагруженности несущей системы автомобиля одной вертикальной жесткости рессор не достаточно, а экспериментальных данных по жесткости рессор в горизонтальном направлении и

крутильной жесткости нет, то они были заданы приблизительно, исходя из размеров поперечного сечения рессоры.

Для соединения передней рессоры с кронштейнами рамы спереди шарнирно и сзади со скользящим концом использовались элементы COMBIN7. Телескопический амортизатор передней подвески моделируется с помощью элемента демпфирования COMBIN14. Сухое трение в передних рессорах не моделировалось. Телескопический амортизатор моделировался элементом демпфирования COMBIN14.

Для соединения задней рессоры с мостом использовался также шарнирный элемент COMBIN7, а с узлом крепления к балансиру рессора соединена жестко. Нижние реактивные штанги с мостами и узлом крепления к балансиру соединены также шарнирно. Верхние реактивные штанги с мостами и балансиром закреплены шарнирно. С балансиром узлы крепления задних рессор соединены шарнирными элементами. Телескопический амортизатор задней подвески моделировался элементом демпфирования COMBIN14. Значение коэффициента сопротивления этого элемента было принято равным среднему значению для хода сжатия и отбоя амортизатора. Моделирование упругого пневматического элемента подвески было осуществлено элементами COMBIN14, которые с равномерным шагом по периметру соединяли две контактные поверхности. Массы эти элементы не имеют, а их суммарная жесткость равняется жесткости пневматической пружины при нормальном давлении. Верхние реактивные штанги моделировались «абсолютно жесткими элементами» и шарнирно соединялись с мостом и лонжеронами.

Мосты автомобиля моделировались упругими балками, характеристики сечений которых выбирались в соответствии с характеристиками кожухов полуосей, и сосредоточенными массами (рисунок 2.13, 2.14).

Балка переднего моста моделировалась элементами BEAM4, инерционные характеристики которых приблизительно (из-за сложности геометрии самой балки) соответствовали размерам реальных сечений моста. Недостающая масса была дополнена распределенной по длине балки массой.

Задний мост смоделирован невесомыми упругими балками BEAM4 и двумя сосредоточенными массами, соответствующими массе ступицы моста с тормозами и массой двух колес с колесным диском, а также массе картера заднего моста.

Конечно-элементная модель бензобака представляет собой упругую балку малой жесткости при условии, что недостающая масса такой балки компенсируется массой распределенной по ее длине.

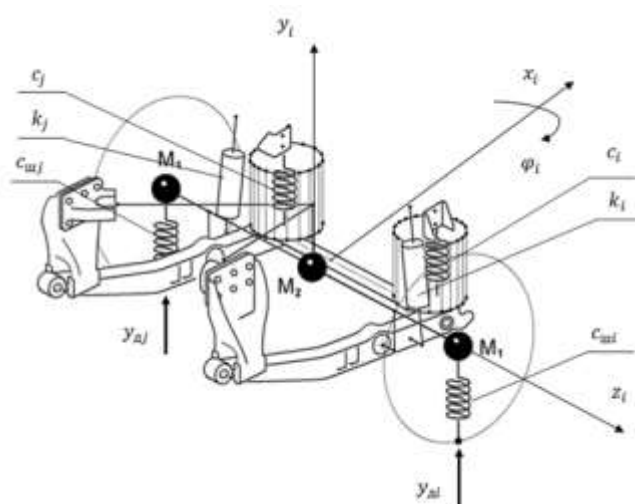


Рисунок 2.12. Конечно-элементная динамическая модель гидро-пневматической подвески

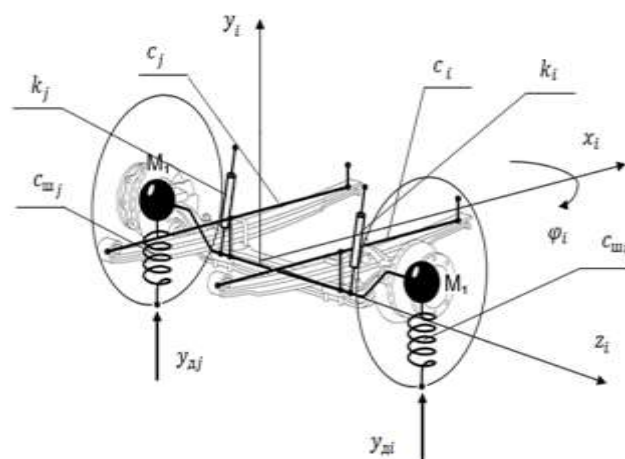


Рисунок 2.13. Конечно-элементная динамическая модель рессорной подвески

Платформа. Конструктивно грузовая платформа состоит из жесткого рамного основания и каркаса, удерживающего двери и тент. Крепление грузовой платформы к раме осуществляется через деревянные прокладки при помощи 14 подпружиненных болтов. Рамное основание состоит из двух лонжеронов замкнутого сечения и 13 поперечин. Груз моделировался массовыми элементами MASS21.

Кабина и двигатель. При построении конечно-элементных моделей кабины и двигателя использовались элементы сосредоточенных масс MASS21, расположенные в центрах тяжести конструкций и абсолютно жесткие невесомые балки BEAM4, моделирующие каркас.

Под моделью двигателя подразумевается сам двигатель, коробка передач и блок сцепления. Жесткость этой сборки является очень большой по сравнению с

жесткостью элементов, которыми она крепится к раме. В связи с этим двигатель моделировался жесткой балкой (элемент BEAM4 с большим поперечным сечением). Длина балки соответствует длине двигателя. Недостающая масса также компенсировалась дополнительной, распределенной по длине балки. Подушки двигателя моделировались элементами MATRIX27, который позволяет задавать различные жесткости в различных направлениях. Связь балки, моделирующей двигатель с элементами крепления к раме, осуществлялась при помощи «абсолютно жестких балок» (элемент BEAM4 не имеющий массы и имеющий большое поперечное сечение и большую жесткость).

Таким образом, для математического описания колебательного процесса ГАТС необходимо охарактеризовать его положение в пространстве за счет степеней свободы соответствующих: вертикальному перемещению кузова машины на рессорах y ; продольно-угловым θ и поперечно-угловым φ колебаниям кузова относительно центра масс; вертикальным колебаниям мостов y_i ; поперечно-угловым колебаниям φ_i мостов относительно центра тяжести.

Способ учета сил сухого трения $f_{тр}$ в диссипативных узлах конечно-элементной конструкции заключается в следующем. Для простейшей механической системы, связь двух узлов осуществить с помощью комбинированного элемента, учитывающего силу сухого трения (рисунок 2.7). На вход системы подать временную реализацию дороги. Отклик системы на это воздействие получить в виде спектральной плотности $S_{y_{тр}}(\omega)$. Затем для этой же механической системы связь узлов осуществить с помощью «упругого демпфера» и на выходе также получить спектральную плотность $S_{y_{в}}(\omega)$. Варьированием значения коэффициента k необходимо добиться совпадения двух спектров $S_{y_{тр}}(\omega) = S_{y_{в}}(\omega)$. Значение k , при котором спектральные плотности совпадут, принимается в качестве коэффициента вязкого трения, эквивалентного силе сухого трения для данного типа дороги и скорости движения.

Расчетная модель является упрощенной, подробно описывающей только упруго-демпфирующие характеристики подвесок. В связи с этим введено

конструкционное трение системы автомобиля, задаваемое пропорциональным Релеевским демпфированием $[R]$ с помощью матриц масс $[M]$ и жесткости $[C]$.

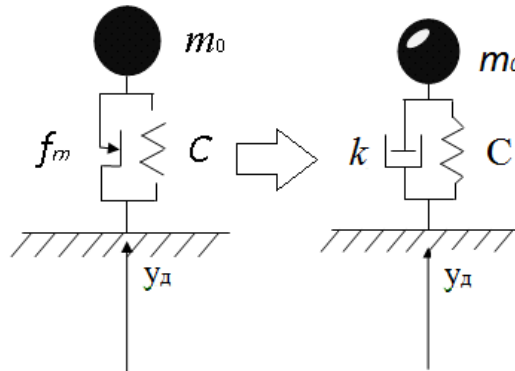


Рисунок 2.14. Динамические системы для получения коэффициента вязкого трения

Общая система уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} (M_{1s} + M_2)_i \ddot{y}_{j_i} + c_i \cdot (y_{j_i} - y_i(t)) - k_i (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) - r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) - \\ \quad - c_i \cdot (z_i - z_{k_i}) = 0; \\ M \cdot \ddot{z}_c - k_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + c_i \cdot (z_i - z_{k_i}) = 0; \\ J_y \ddot{\alpha} + l_j (k_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + c_i \cdot (z_i - z_{k_i})) = 0; \\ J_x \ddot{\beta} + \frac{b_s}{2} \cdot (k_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + c_i \cdot (z_i - z_{k_i})) = 0. \end{array} \right. \quad (40)$$

Уравнение движения балочного элемента:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_0 dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = f d\theta; \\ d\theta = \frac{dx}{r}. \end{array} \right. \quad (41)$$

Уравнения движения для учета сил трения в расчетной модели систем поддрессоривания:

система для простейшей модели с учетом сил сухого трения:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_0 \ddot{y} + cy + f_{\text{тр}} \text{sgn}(\dot{y}) = y_d(t); \\ \text{sgn}(\dot{y}) = 1, \dot{y} > 0; \\ \text{sgn}(\dot{y}) = -1, \dot{y} < 0; \\ \text{sgn}(\dot{y}) = 0, \dot{y} = 0. \end{array} \right. \quad (42)$$

характеристика конструкционного демпфирования:

$$[R] = \alpha[M] + \beta[C], \quad (43)$$

$$\alpha = \frac{2\xi\omega_{max}\omega_{min}}{\omega_{max}+\omega_{min}}, \quad \beta = \frac{2\xi}{\omega_{max}+\omega_{min}}, \quad (44)$$

дифференциальное уравнение движения j -ой формы колебаний:

$$\ddot{y}_j + 2\xi_j\omega_j\dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = H_j\ddot{y}_d, \quad H_j = \{F_j\}^T [M]\{P\} \quad (45)$$

где α и β – коэффициенты пропорциональности ξ – относительный коэффициент демпфирования; ω_{max} , ω_{min} – круговые частоты, являющиеся собственными частотами незатухающих колебаний, принятых для определения частотного диапазона, в котором формируется реакция конструкции на воздействие. Опытным путем установлено, что для грузовых автомобилей значения постоянных коэффициентов α и β варьируются в пределах 0,002...0,008. m_0 – масса единицы длины элемента; r – радиус кривизны изогнутого элемента; dx – длина элемента; f_i , f_j – усилия, возникающие в соответствующих узлах; ω_j – круговая частота j -ой формы колебаний системы; y_j – обобщенная координата j -ой формы; H_j – модальный коэффициент участия для j -ой формы; $\{F_j\}$ – нормированная матрица j -ой формы собственных колебаний; $\{P\}$ – вектор перемещения точек конструкции при перемещении опоры на единицу длины в направлении воздействия.

2.5. СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ПЕРЕВОЗЯЩИХ ГРУЗЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В первую очередь, для того, чтобы получить первоначальные значения жесткости и демпфирования для построения объемной модели автотранспортного средства, необходимо рассчитать плоскую модель системы подрессоривания. Для этого составляем выражение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) и дисперсии ускорений колебаний.

Передаточную функцию с одним входом и одним выходом, характеризующую динамические и статические свойства системы, можно представить в виде отношения преобразования Лапласа $Z_o(p)$ переменной $z_o(t)$ на входе к преобразованию Лапласа $Z(p)$ переменной $z(t)$ на ее входе при нулевых начальных условиях:

$$W_z(p) = \frac{Z_o(p)}{Z(p)}, \quad Z_o(p) = \int_0^{\infty} z_o(t)e^{-pt} dt, \quad Z(p) = \int_0^{\infty} z(t)e^{-pt} dt. \quad (46)$$

Динамические свойства линейной устойчивой системы с постоянными параметрами можно описать частотной характеристикой, определяемой как преобразование Фурье функции $w_z(\tau)$, то есть

$$W_z(i\omega) = \int_0^{\infty} w_z(\tau)e^{-i\omega\tau} d\tau. \quad (47)$$

В показателе экспоненты $p = a + ib$ действительная часть $a = 0$, а мнимая часть $b = \omega$, то есть $W_z(i\omega) = W_z(p)$.

В общем случае частотная характеристика – комплексная функция переменного ω , поэтому

$$W_z(i\omega) = W_{zR}(\omega) - iW_{zI}(\omega), \quad (48)$$

где $W_{zR}(\omega)$, $W_{zI}(\omega)$ – действительная и мнимая части функции $W_z(i\omega)$:

$$W_{zR}(\omega) = \int_0^{\infty} w_z(\tau) \cos \omega\tau d\tau, \quad W_{zI}(\omega) = \int_0^{\infty} w_z(\tau) \sin \omega\tau d\tau. \quad (49)$$

Таким образом, частотную характеристику можно представить в виде:

$$W_z(i\omega) = |W_z(\omega)|e^{-i\varphi(\omega)}. \quad (50)$$

Модуль и аргумент частотной характеристики:

$$|W_z(\omega)| = \sqrt{W_{zR}^2(\omega) + W_{zI}^2(\omega)}, \quad \varphi(\omega) = \arctg \left[\frac{W_{zI}(\omega)}{W_{zR}(\omega)} \right], \quad (51)$$

где $|W_z(\omega)|$ и $\varphi(\omega)$ называют амплитудно-частотной и фазо-частотной характеристикой системы, физический смысл которых заключается в том, что если на вход идеальной системы поступает гармонический сигнал с частотой ω , то на выходе тоже будет гармонический сигнал с частотой ω . Отношение амплитуд выходного и входного сигналов задает амплитудно-частотную характеристику, а сдвиг по фазе между ними – фазо-частотную.

Частотная характеристика может быть представлена также в виде:

$$W_z(i\omega) = \frac{A(\omega) + iB(\omega)}{C(\omega) + iD(\omega)}. \quad (52)$$

Тогда амплитудно-частотная характеристика системы выражается следующим образом:

$$|W_z(\omega)| = \sqrt{\frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)}}, \quad (53)$$

где $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ – полиномы частоты ω .

Таким образом, можно перейти к определению амплитудно-частотных вертикальных колебаний плоской одноопорной двухмассовой динамической системы подрессоривания автотранспортных средств (рисунок 2.9-III):

$$|W_z^{II}(\omega)| = \sqrt{\frac{1}{M_n^2 M_n^2 [(a_{01} - \omega^2)(a_{22} + a_{12} - \omega^2) - a_{01}a_{12}]^2 + \omega^2 k_p^2 (a_{02} - \omega^2)^2} \frac{(k_p^2 \omega^2 + c_p^2) c_u^2}{}}, \quad (54)$$

где $\sqrt{a_{01}} = \sqrt{\frac{c_p}{M_n}}$ – парциальная частота собственных колебаний подрессоренной

массы на рессорах; $\sqrt{a_{02}} = \sqrt{\frac{c_u}{M_n + M_n}}$ – парциальная частота собственных

колебаний массы всей машины на шинах; $\sqrt{a_{12}} = \sqrt{\frac{c_p}{M_n}}$ – парциальная частота

собственных колебаний неподрессоренной массы на рессорах; $\sqrt{a_{22}} = \sqrt{\frac{c_{ш}}{M_n}}$ – парциальная частота собственных колебаний неподрессоренной массы на шинах.

При оценке виброзащитных свойств системы поддрессорования по виброскорости или виброускорению амплитудно-частотные характеристики имеют вид

$$W_z(\omega) = \omega W_z(\omega), \quad W_z(\omega) = \omega^2 W_z(\omega) \quad (55)$$

Далее находим спектральные плотности колебаний автотранспортных средств с помощью корреляционной функции воздействия, используя выражение (21). Отметим, что непосредственное использование данного выражения дает погрешности при оценке спектральной плотности. В этом случае применяют сглаживание корреляционной функции посредством корреляционного весового окна Хэмминга (рисунок 2.5.1):

$$H(t) = \begin{cases} a + b \cos\left(\frac{\pi t}{t_{\max}}\right) & \text{при } |t| \leq t_{\max} \\ 0 & \text{при } |t| \geq t_{\max} \end{cases}, \quad a = 0,54, \quad b = 0,46. \quad (56)$$

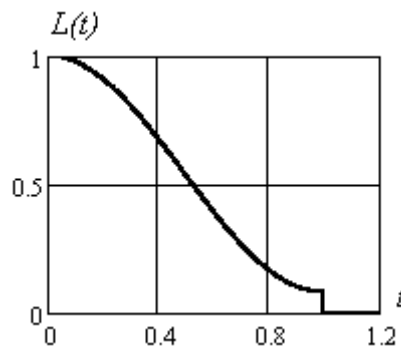


Рисунок 2.15. Корреляционное весовое окно Хэмминга

Величина t_{\max} определяет разрешающую способность фильтра, то есть чем шире полоса анализируемых частот, тем меньше должно быть значение t_{\max} . Предварительно принимаем $t_{\max}=1$, что соответствует одному периоду колебаний корреляционной функции.

Таким образом, в общем случае функция спектральной плотности воздействия будет выглядеть следующим образом:

$$S_q(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} H(t) R_q(t) \cos(\omega t) dt. \quad (57)$$

В таблице 2.3 представлены значения максимальных скоростей движения по каждому из трех типов дорог, в соответствии с которыми будет проводиться дальнейший расчет.

Таблица 2.3. Типы дорог и скоростные режимы движения

Покрывтие дороги	Максимальная скорость движения, v, км/ч
Асфальтобетонное	100
Булыжное	80

Поддрессоренный кузов автотранспортного средства можно представить как линейную разомкнутую систему автоматического регулирования под воздействием некоторого стационарного случайного возмущения. Используя интеграл Фурье случайную стационарную функцию можно представить в виде спектра бесконечного числа гармоник, отличающихся между собой по частоте на бесконечно малую величину. Энергетический амплитудный спектр $S_q(\omega)$ случайной стационарной функции – спектр квадратов амплитуд воздействия. Таким образом [120], чтобы получить энергетический амплитудный спектр вынужденных колебаний или спектральную плотность амплитуд, необходимо воспользоваться формулой

$$S_z(\omega) = |W_z(\omega)|^2 S_q(\omega), \quad (58)$$

где $S_q(\omega)$ и $S_z(\omega)$ – спектральные плотности входного и выходного процессов; $|W_z(\omega)|$ – модуль амплитудно-частотной характеристики или отношение амплитуды выходного процесса к амплитуде входного процесса.

Выше было оговорено, что корреляционная функция является оригиналом, а спектральная плотность – изображением Фурье. Учитывая это, можно записать формулу для дисперсии и среднего квадратического отклонения случайной величины:

$$D_z = \sigma_z^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W_z(\omega)|^2 S_q(\omega) d\omega. \quad (59)$$

Спектральная плотность виброускорений определяется аналогично спектральной плотности амплитуд по спектральной плотности воздействия и по квадрату модуля амплитудно-частотной характеристики ускорения:

$$S_z(\omega) = |W_z(\omega)|^2 S_q(\omega) \omega^4. \quad (60)$$

Можно записать аналогично выражение для дисперсии ускорений, которая определяется площадью, заключенной между кривой спектральной плотности ускорения и осями координат:

$$D_z = \sigma_z^2 = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} |W_z(\omega)|^2 S_q(\omega) \omega^4 d\omega. \quad (61)$$

Из этого выражения легко получить выражения для определения среднеквадратического отклонения вертикальных виброускорений:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} |W_z(\omega)|^2 S_q(\omega) \omega^4 d\omega}. \quad (62)$$

С помощью применения спектрального анализа расчета вертикальных виброускорений несущей конструкции дорожных грузовых автотранспортных средств, перевозящих грузы специального назначения, можно определить характер изменения и вклад основных параметров системы виброизоляции в степень вибронагруженности.

2.6. АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ПЕРЕВОЗЯЩИХ ГРУЗ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ. ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

На основании предложенной расчетной модели динамики движения ГАТС были рассчитаны и построены характеристики системы виброизоляции для различных вариантов ее конструктивного исполнения и при различных условиях нагружения.

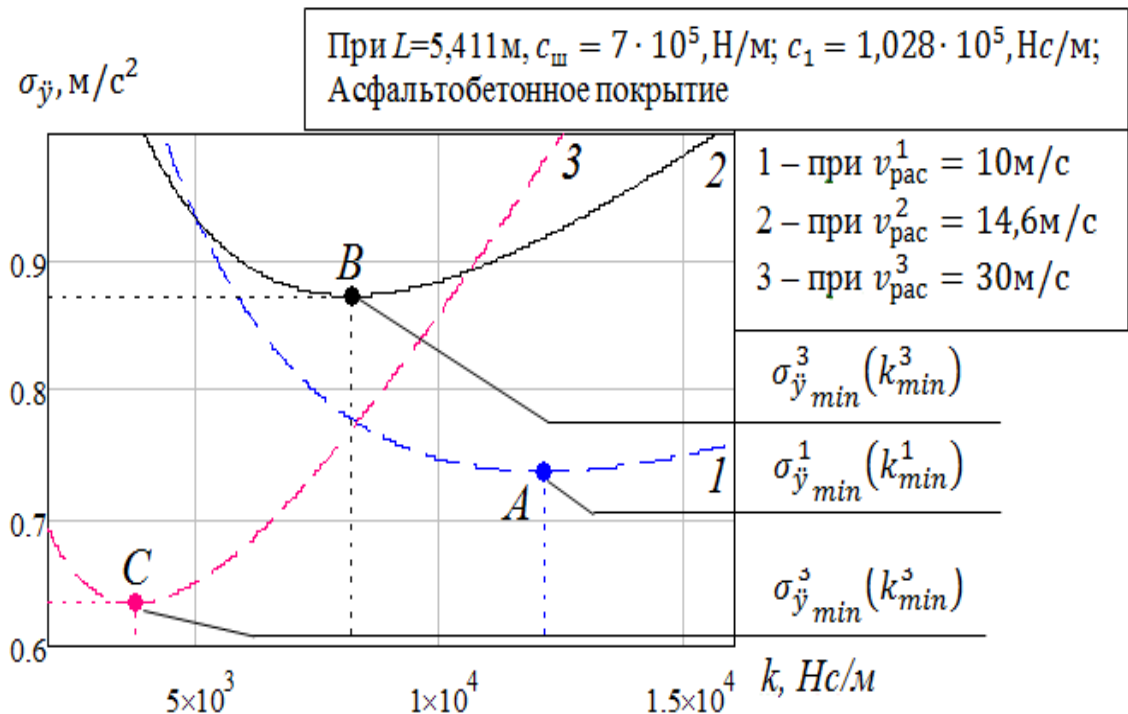


Рисунок 2.16. Влияние демпфирующего коэффициента на
среднеквадратическое отклонение вертикальных ускорений несущей
конструкции грузовых автотранспортных средств

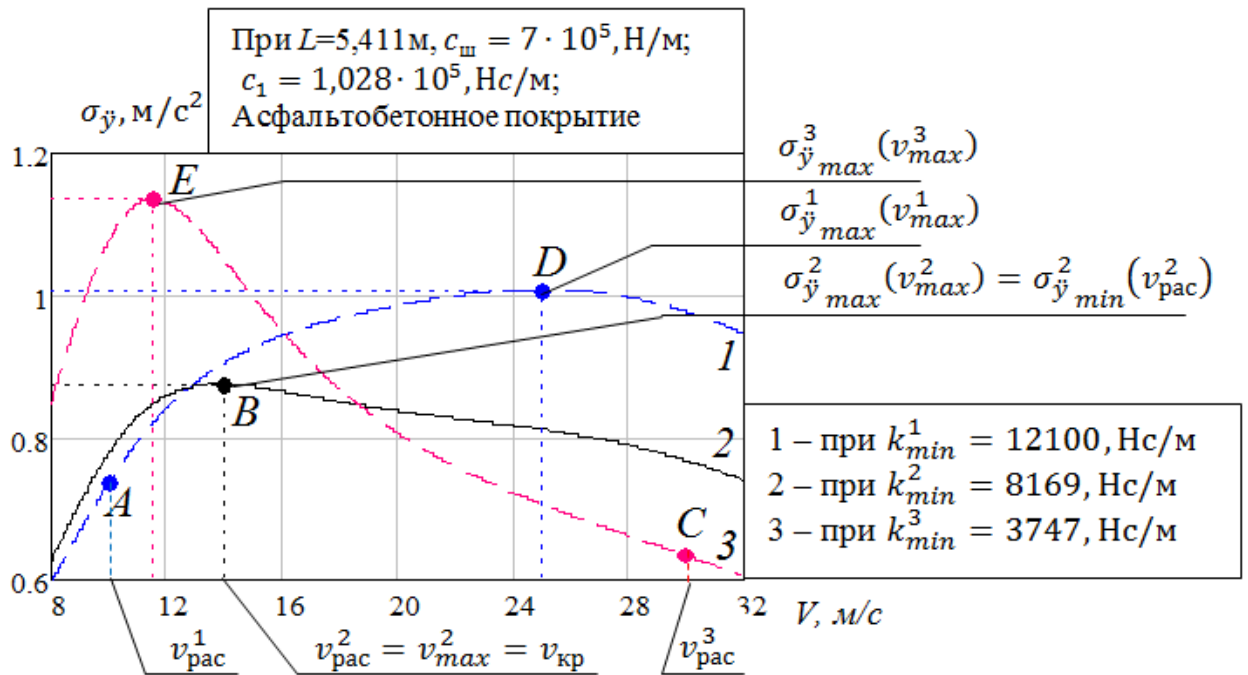


Рисунок 2.17. Влияние изменения скорости движения на среднеквадратическое отклонение вертикальных ускорений несущей конструкции

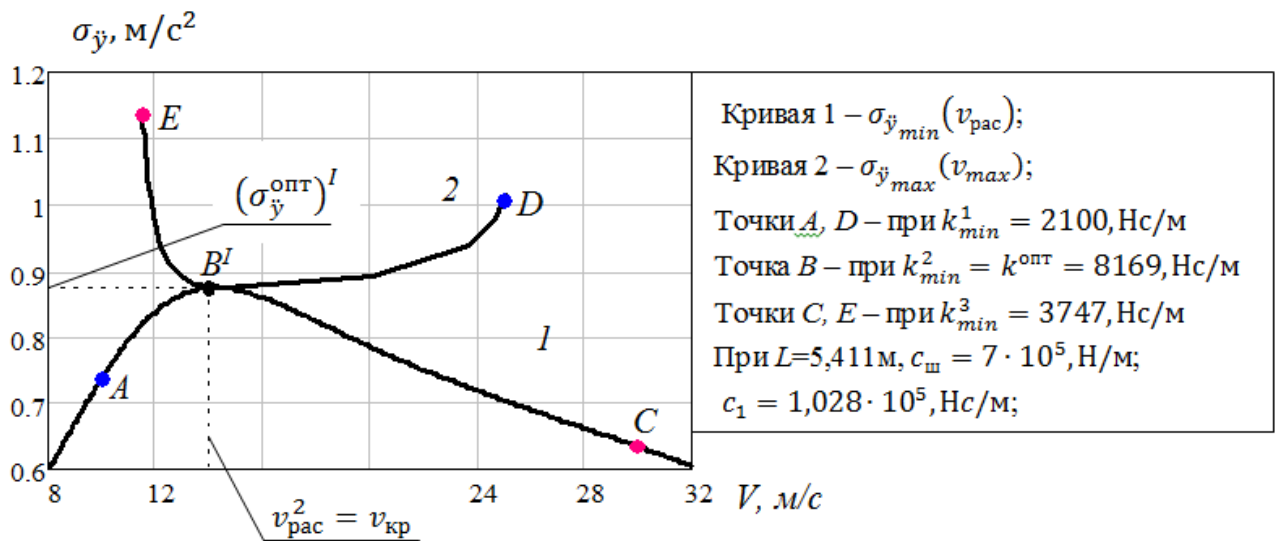


Рисунок 2.18. Зависимость среднеквадратическое отклонение вертикальных ускорений кузова от скорости движения при соответствующих значениях демпфирования $k_{i\text{min}}$

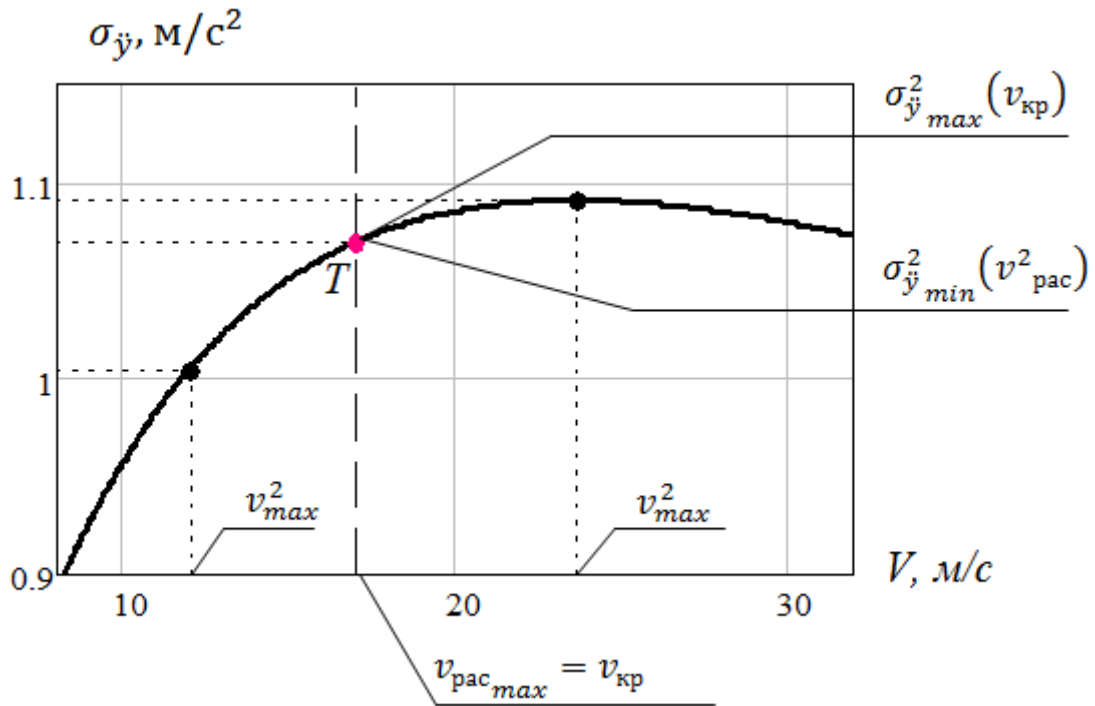


Рисунок 2.19 – а

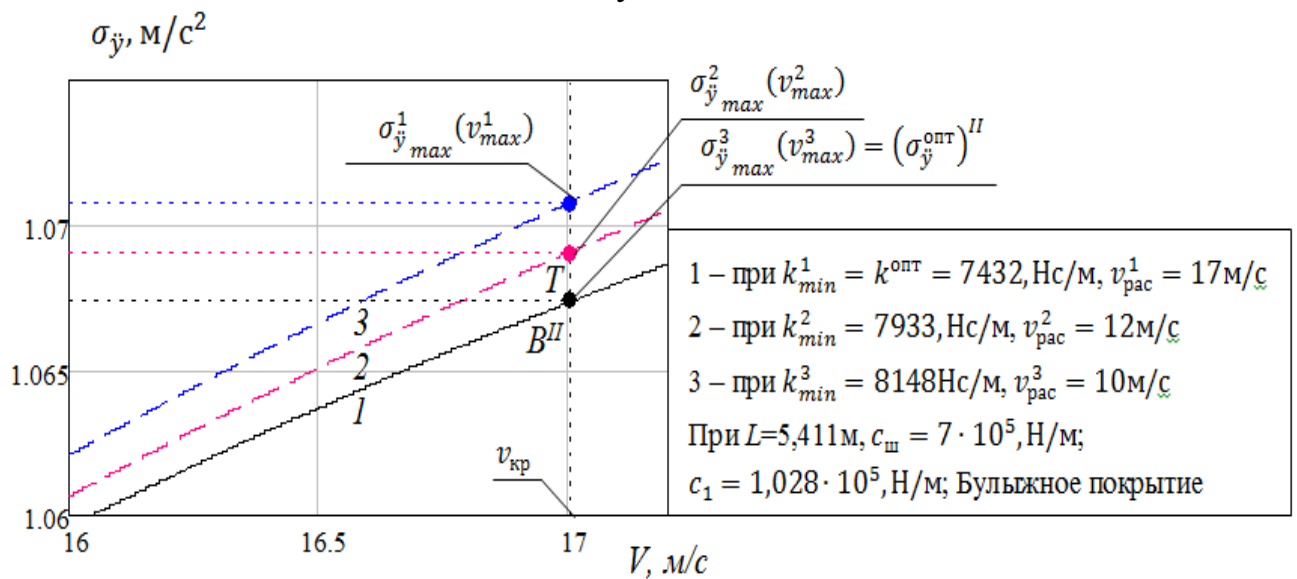


Рисунок 2.19 – б

Рисунок 2.19. Влияние изменения скорости на среднеквадратическое отклонение вертикальных ускорений несущей конструкции при движении автомобиля по дорогам с гравийным типом покрытия

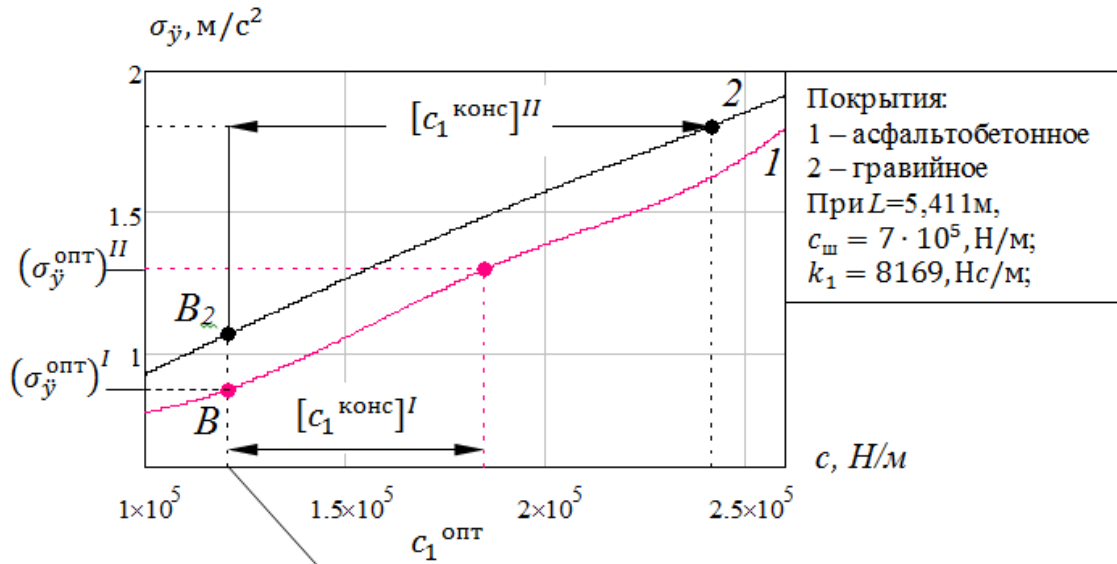


Рисунок 2.20. Влияние упругого коэффициента подвески на среднеквадратическое отклонение вертикальных ускорений

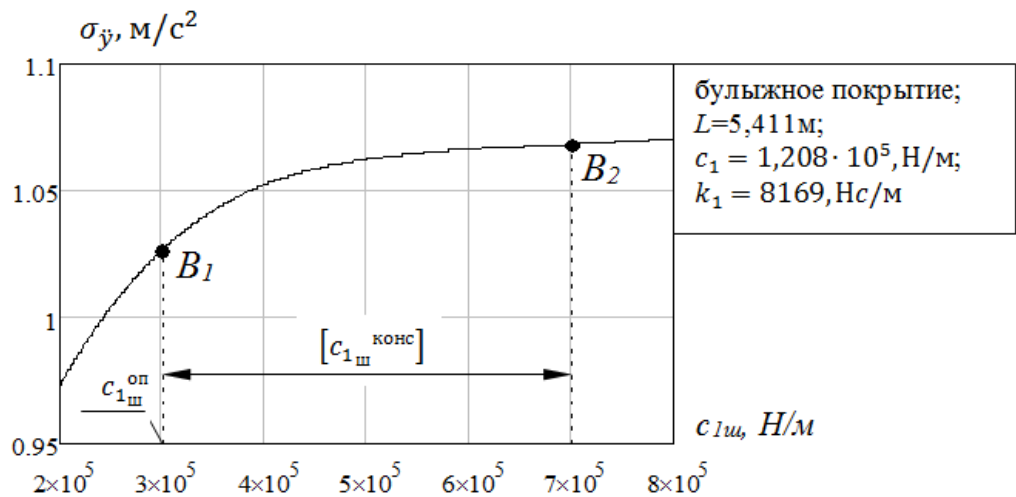


Рисунок 2.21. Влияние упругого коэффициента шин на среднеквадратическое отклонение вертикальных ускорений несущей конструкции

Анализ характеристик системы виброизоляции любого исполнения ГАТС показал, что:

1. при различных вариантах конструктивного исполнения ГАТС и при движении по определенному дорожному покрытию существует предпочтительная величина демпфирующего коэффициента подвески $k^{\text{опт}}$ (рисунок 2.9), которая, с увеличением скорости движения, не приведет к резкому возрастанию

вибронгрузки рамной конструкции автомобиля и обеспечит при этом работу подвески с минимальным потреблением мощности.

2. с увеличением упругих характеристик системы виброизоляции c и $c_{ш}$, вибронгрузки несущей рамной конструкции возрастают (рисунок 2.10). При этом соблюдая взаимосвязь этих параметров, $c_{ш}/c = 2,5 - 5$, удастся добиться снижения величины СКО вертикальных ускорений кузова $\sigma_{\ddot{y}}$.

3. Анализ влияния параметра колесной базы на степень вибронгруженности автомобиля показал целесообразность выбора такого значения L (в области точек N_1, N_2 рисунка 2.11), при котором вибрации передней и задней частей кузова будут примерно одинаковыми. Это позволит повысить прочностные характеристики, так как и распределение напряжений по длине лонжерона рамы в этом случае будет более равномерным.

4. Для любого исполнения ГАТС при его движении по дорогам любого типа и с любой скоростью движения $v_{рас}$ существует так называемая максимальная скорость v^{max} , при которой наблюдается наибольшее значение СКО вертикальных ускорений $\sigma_{\ddot{y}_{max}}$. Для дорог хорошего качества с капитальными дорожными одеждами при определенном значении амортизирующей характеристики k_{min} такая скорость является критической $v^{max} = v_{крит}$, позволяющей добиться оптимального значения демпфирующего коэффициента k^{opt} (рисунок 2.9 б-в). При движении по дорогам с облегченными и переходными дорожными одеждами граничное значение скорости движения не превышает $v_{рас_{max}} = 60 \text{ км/ч}$. Значение v_{max} в этом случае находится за пределами этой границы (рисунок 2.9-г), а в качестве критического рекомендуется принять граничное значение $v_{рас_{max}} = v_{кр}$, что также позволит добиться оптимального значения демпфирующей характеристики k^{opt} .

Эффективность работы системы виброизоляции во многом зависит от оптимального соотношения всех ее параметров, так как даже небольшое

изменение одного из них может привести к значительному возрастанию вибраций кузова.

3. МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПО КРИТЕРИЮ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

3.1. ОПТИМАЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Создание любого технического объекта необходимо в первую очередь начинать с проектирования, то есть представить его в виде сложной системы с взаимосвязанными, целенаправленно функционирующими элементами, находящуюся во взаимодействии с окружающей средой. Подходя к процессу проектирования системно, учитываются все факторы, влияющие на его работу, что дает высокие показатели качества и эффективности создаваемого объекта, иными словами, оценку оптимальности анализируемого варианта. Автоматизированное проектирование в основе имеет системный подход и включает в себя принципы декомпозиции (деления), иерархичности, итеративности, локальной оптимизации и комплексного осуществления процесса проектирования, включающего функциональный, конструкторский и технологический аспекты [123]. Каждый компонент этой структуры включает в себя принцип локальной оптимизации, сущность которой заключается в применении конкретных критериев оптимальности на каждом уровне декомпозиции; оптимизируются лишь внутренние параметры проектируемого блока. Внутренними параметрами являются параметры, из которых состоит технический объект. Конечная цель проектирования – получение такого технического решения, которое из всего числа возможных альтернатив обеспечивает оптимальность параметров объекта.

Таким образом, само по себе понятие оптимизации означает процесс поиска наилучшего варианта решения некоторой задачи в условиях множества альтернатив. Предпочтение, характеризующее понятие «наилучший», определяется с помощью однозначной численной характеристики объекта,

представляющей собой скалярную функцию, отображающую цель поиска, аргументы которой – управляемые параметры. Такая функция называется целевой функцией $f(\vec{X})$ или функцией качества. Принцип формирования задачи оптимизации представлен на рисунке 3.1.

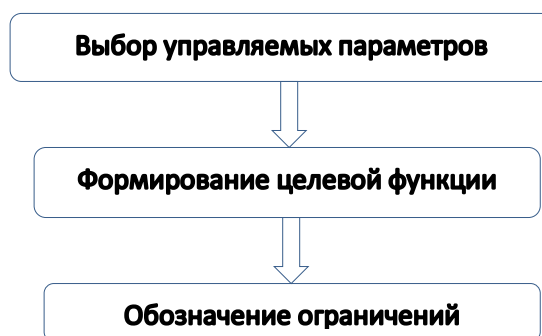


Рисунок 3.1. Схема, отражающая принцип формирования задачи оптимизации

Рассмотрим более подробно каждый пункт представленной схемы.

I. Критериями оптимальности считаются выходные параметры объекта проектирования, оказывающие наибольшее влияние на достижение конечной цели. Выходные параметры – параметры технической системы, являющиеся показателями ее качества и эффективности.

Осуществляя оптимизацию, необходимо сравнивать результаты каждого шага перемещения в пространстве управляемых параметров, оценивая успешность поиска. Если в оптимизационной задаче один критерий оптимальности, то он и принимается в качестве целевой функции. Если критериев оптимальности в задаче несколько, то необходимо свести ее к однокритериальной. Такой процесс называется сверткой векторного критерия, суть его заключается в построении такой целевой функции, которая обеспечивала бы обобщенную оценку качества, отображаемую векторным критерием. Существует максиминная стратегия решения многокритериальных задач, преимуществом которой является влияние на целевую функцию лишь того критерия оптимальности, который в данной точке \vec{X} пространства управляемых параметров является наихудшим с точки зрения выполнения технических

требований к объекту. Основа стратегии заключается в выравнивании всех нормированных критериев оптимальности:

$$b_i y_i(\vec{X}) / Y_i^0 \rightarrow B, i = \overline{1, m}, Y_i^0 = (Y_1^0, Y_2^0, \dots, Y_M^0)^T, \quad (63)$$

где b_i – коэффициенты, $y_i(\vec{X})$ – значение i -ого критерия оптимальности, вычисляемого на каждом шаге процесса поиска оптимальных параметров, Y_i^0 – вектор нормирующих коэффициентов, B – некоторое вещественное число, m – количество критериев. Условия работоспособности объекта:

$$y_i^- < T_i, i = \overline{1, M}. \quad (64)$$

Наименьшие количественные оценки степени выполнения технических требований $S_j(\vec{X}), j = \overline{1, M}$ подлежат максимизации, что приводит к целевой функции вида:

$$f(\vec{X}) = \min_{j \in [1:M]} S_j(\vec{X}), \quad (65)$$

$$S_j(\vec{X}) = [T_j - y_j(\vec{X})] / |T_j|, S_j(\vec{X}) = [T_j - y_j(\vec{X})] / \delta_j, \quad (66)$$

где T_j – значение параметра технического требования, предъявляемого к выходному параметру y_j , $y_j(\vec{X})$ – значение j -ого критерия оптимальности на каждом шаге поиска оптимальных значений \vec{X} искомых параметров, δ_j – интервал допустимого изменения j -ого критерия, M – количество критериев оптимальности. При необходимости учета значимости выходных параметров можно вводить коэффициенты штрафа $b_j \geq 1$, тогда целевая функция имеет вид

$$f(\vec{X}) = \min_{j \in [1:M]} [b_j S_j(\vec{X})]. \quad (67)$$

Иными словами, в задачах параметрической оптимизации осуществляется поиск таких значений управляемых параметров, при которых целевая функция принимает экстремальное значение.

Необходимое условие экстремума целевой функции $f(\vec{X})$ в некоторой точке \vec{X}^* пространства управляемых параметров – равенство нулю градиента целевой функции в этой точке: $gradf(\vec{X})_{X=\vec{X}^*} = 0$.

Достаточное условие: для максимума – отрицательно определенная матрица Гессе в стационарной точке \vec{X}^* при любом векторе $\Delta\vec{X}$, то есть $\langle \Delta\vec{X}, H(\vec{X})\Delta\vec{X} \rangle < 0$; для минимума – положительно определенная матрица Гессе, то есть $\langle \Delta\vec{X}, H(\vec{X})\Delta\vec{X} \rangle > 0$; $\langle \dots \rangle$ – скалярное произведение соответствующих векторов; $\Delta\vec{X}$ – вектор, определяющий расстояние между точками \vec{X} и \vec{X}^* , $\Delta\vec{X} = \vec{X} - \vec{X}^*$; матрица Гессе – матрица, элементами которой являются вторые частные производные целевой функции по управляемым параметрам:

$$H(\vec{X}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{bmatrix}, \quad \vec{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T. \quad (68)$$

II. Ограничения, необходимые для формирования задачи оптимизации, делятся на прямые и функциональные.

Прямые ограничения накладываются на управляемые параметры: $x_{vi} < x_i < x_{ni}$, $i \in [1:n]$, x_{ni} , x_{vi} – нижнее и верхнее граничные значения управляемого параметра x_i , n – размерность пространства управляемых параметров. Область допустимых значений управляемых параметров \vec{X} :

$$\vec{X}_d = \left\{ X \in \vec{X}^0 \mid x_{ni} < x_i < x_{vi}, i \in [1:n] \right\}. \quad (69)$$

Функциональные ограничения также бывают двух видов: ограничения-неравенства, описываемые функциями вида $\vec{\varphi}(\vec{X}) > 0$; ограничения-равенства $\vec{\psi}(\vec{X}) = 0$, $\vec{\varphi}(\vec{X})$, $\vec{\psi}(\vec{X})$ – вектор-функции.

Наложенные ограничения определяют некоторую область \vec{X}_p в пространстве управляемых параметров называемую областью работоспособности технического объекта, где \vec{X}^0 – область определения технического объекта:

$$\vec{X}_p = \{ \vec{X} \in \vec{X}^0 | \vec{\varphi}(\vec{X}) > 0, \vec{\psi}(\vec{X}) = 0, x_{hi} < x_i < x_{bi}, i \in [1:n] \}. \quad (70)$$

Непосредственно процесс оптимизации осуществляется движением в пространстве управляемых параметров к точке, в которой достигается экстремум целевой функции. Это значит, что, выбрав исходную точку поиска и вычислив значение в ней целевой функции, определяется направление движения в пространстве управляемых параметров и осуществляется пошаговый переход из одной точки в другую с определением соответствующего значения целевой функции. Успех поиска оценивается путем сравнения каждого последующего значения целевой функции с предыдущим. Полученная в результате оптимизации модель считается адекватной, если отражает исследуемые свойства с приемлемой точностью, которая оценивается степенью совпадения предсказанных в процессе вычислительного эксперимента на модели значений выходных параметров с истинными их значениями. Погрешность ε оценивается какой-либо нормой вектора $\vec{\varepsilon}_M = (\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_m)$:

$$\varepsilon = \left\| \vec{\varepsilon}_M \right\| = \max |\varepsilon_j|, \quad j \in [1:m] \quad \text{или} \quad \varepsilon = \sqrt{\sum_{j=1}^m \varepsilon_j^2}, \quad \varepsilon_j = \frac{\tilde{y}_j - y_j}{y_j}, \quad (71)$$

где m – совокупность учитываемых выходных параметров, ε_j – относительная погрешность модели по j -му выходному параметру, \tilde{y}_j – значение j -го выходного параметра, полученное в результате вычислительного эксперимента на принятой для проектирования математической модели, y_j – значение того же параметра, полученное при испытаниях технического объекта в контролируемых тестовых условиях или в вычислительном эксперименте на более сложной математической модели, точность которой проверена и отвечает принятой норме.

Таким образом, постановка оптимизации представлена на рисунках 3.2 и 3.3.



Рисунок 3.2. Постановка задачи оптимизации, выбор управляемых параметров и формирование целевой функции

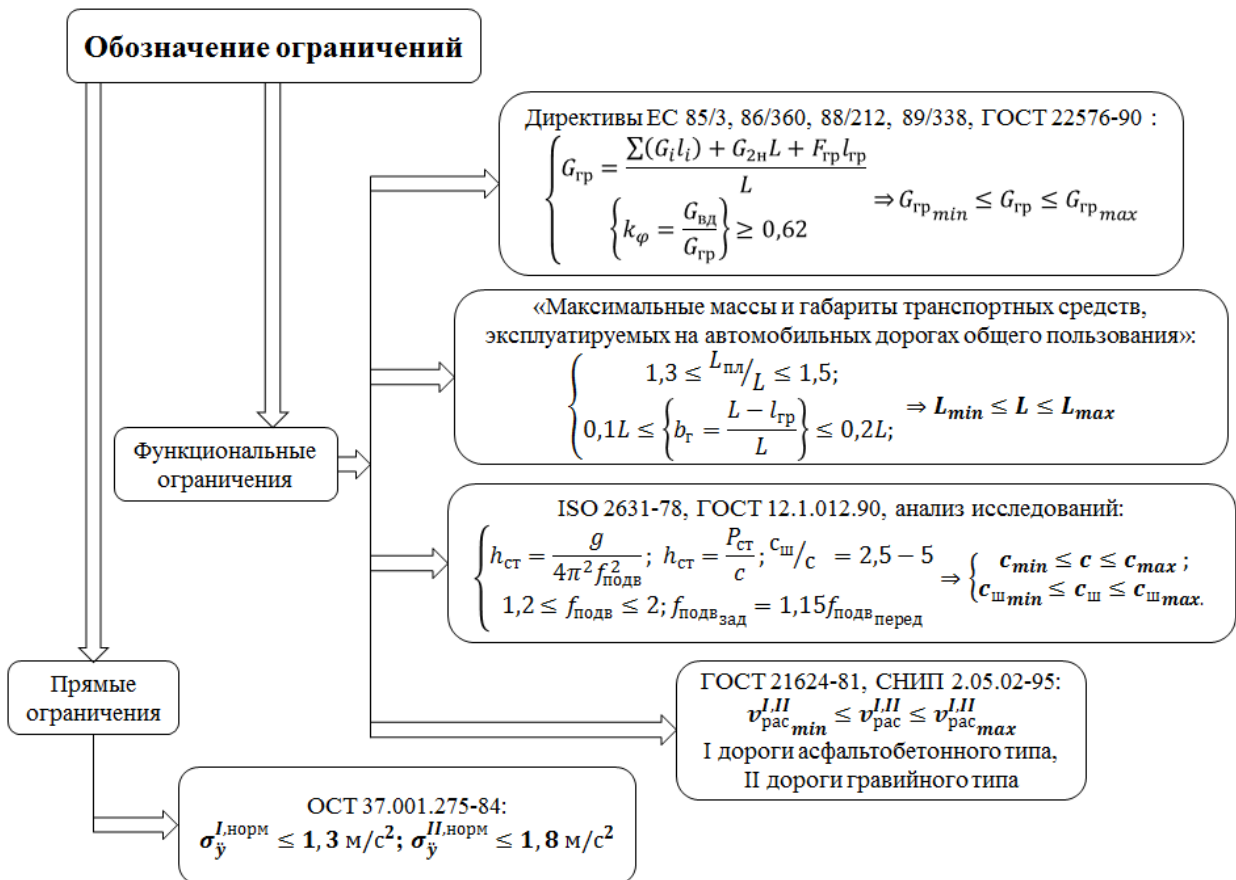


Рисунок 3.3. Постановка задачи оптимизации, прямые и функциональные ограничения

3.2. АЛГОРИТМ МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИОННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В настоящее время в автомобилестроении применяются полуактивные и активные подвески, которые способны в зависимости от условий движения менять величину дорожного просвета или непосредственно сами жесткостные и демпфирующие параметры. Именно поэтому необходимо получать оптимальное сочетание значений жесткости, демпфирования и колесной базы при движении по различным типам дорог с различной скоростью. Для осуществления поставленной цели была разработана методика, алгоритм которой представлен в данной главе. Для реализации методики используется система MathCAD и пакет ANSYS.

Цель оптимизационного расчета: создать систему виброизоляции грузового автотранспортного средства, обеспечивающую качество проектируемого изделия в соответствии с действующими нормами и стандартами, при минимальных нагрузках, приходящихся на экипаж и перевозимый груз.

Методика состоит из 3 основных этапов:

1. формирование расчетной модели динамики движения грузового автомобиля в зависимости от исполнения;
2. на основании спектральной теории расчет и оперативная оценка основных параметров системы виброизоляции с точки зрения минимизации уровня вибраций несущей системы изделия;
3. условная оптимизация характеристик системы виброизоляции, отражающих его работу в переменных условиях.

Далее рассмотрим основные направления методики, составив подробный алгоритм решения вопросов, входящих в каждую ее часть.

3.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЯ КАК ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ВЕЛИЧИНЫ КОЛЕСНОЙ БАЗЫ

Техническое задание является первичным документом при разработке технической документации. Разрабатывая его, необходимо принимать во внимание материалы по эксплуатации и испытаниям автомобилей предыдущих моделей. В техническое задание необходимо включить: а) цель разработки и область применения АТС, компоновку, то есть указать основные массовые и геометрические характеристики, наименование и обозначение проектируемого автомобиля; б) краткую характеристику области его применения, дорожные условия, режимы эксплуатации; в) технические требования, определяющие показатели качества и эксплуатационные характеристики, соответствующие действующим нормам и стандартам.

Ключевая суть технического задания в рамках данного исследования: с помощью оптимизации основных проектных параметров оценить и снизить вибрационную нагруженность в характерных точках кузова грузового автотранспортного средства, движущегося с различной скоростью по определенным типам дорожной поверхности с целью достижения наиболее высоких показателей плавности хода. Под проектными параметрами понимаются жесткость упругих элементов системы поддрессоривания c_i , жесткость шин $c_{ши}$, демпфирование системы поддрессоривания k_i , колесная база L – расстояние между осями автомобиля. Исходными данными являются:

1. Компоновка АТС, которая включает в себя весовые характеристики всех его элементов (кабины, платформы, силового агрегата, топливного бака и т. д.) и геометрические характеристики, то есть расстояния от передней оси до центра тяжести какого-либо агрегата, а также габаритная длина автомобиля, зазор между платформой и задней стенкой кабины и длина кабины.

2. Условия эксплуатации, определяющиеся типами дорожных поверхностей, по которым преимущественно совершает движение проектируемое автотранспортное средство в процессе работы.

3. Технические требования при оптимизации параметров подвески заключаются преимущественно в определении норм и стандартов плавности хода. Основные нормы, применяемые в автомобилестроении, описаны в главе 1.

После определения технического задания и исходных данных, составляется расчетная математическая модель для поиска искомых параметров исследуемой модели.

На рисунке 3.4 представлен алгоритм формирования расчетной модели. В процессе исследования вопроса проектирования системы поддрессоривания грузовых автомобилей существует необходимость рассмотреть несколько расчетных схем: плоскую систему с учетом неподдрессоренных масс и полную пространственную динамическую модель колебаний. Составляются они с учетом следующих массовых и геометрических характеристик.

1. Категория ГАТС;
2. Количество осей;
3. Базовая развесовка;
4. Возможные значения величины колесной базы $L_{min}^{ст} \dots L_{max}^{ст}$ из условий статики;
5. Воздействие на автомобиль со стороны дорожной поверхности;
6. Показатели плавности хода.

В главе 1 сказано, что категория грузового автомобиля определяется в зависимости от его полной массы и уже в зависимости от категории определяется наиболее приемлемая колесная формула и распределение осевых нагрузок на дорожную поверхность.



Рисунок 3.4. Схема формирования различных вариантов исполнения грузового автомобиля

Количество мостов грузового автомобиля принимается в первую очередь из условия допустимой нагрузки на дорожную поверхность, а также в зависимости от количества шин на каждом мосту: у полноприводных АТС обычно принимают одинарные шины на всех мостах, у грузовых дорожной проходимости на передних управляемых мостах устанавливают одинарные шины, на задних – двойные. Таким образом, выражение для определения числа осей n_m [123] при одинарных шинах или двойных на всех осях:

$$n_m = \frac{m_a g}{G_{дон}} \quad (72)$$

При n_1 мостах с одинарными шинами и n_2 мостах со двойными шинами:

$$n_m = \frac{m_a g}{G_{дон}} + 0,5n_1 \quad (73)$$

где m_a – полная масса автомобиля, $G_{дон}$ – допустимая нагрузка от оси автомобиля на дорогу. Увеличивать количество осей рекомендуется с целью повышения

грузоподъемности при заданной нагрузке на ось, улучшения плавности хода и проходимости, однако это приводит к увеличению массы автотранспортного средства.

На распределение осевых нагрузок влияет множество факторов, таких как компоновочная схема, колесная база, величины переднего и заднего свеса, а также размещение основных автомобильных агрегатов. Существуют нормы распределения осевых нагрузок, оговоренные в главе 1, которые ориентированы в первую очередь на обеспечение удовлетворительных тягово-сцепных свойств грузовых автомобилей. Таким образом, чтобы обеспечить рациональную компоновку автомобиля с полным весом G , расстояние между мостами должно быть таким, чтобы нагрузки на ось $G_{1зп}$, $G_{2зп}$, $G_{1сн}$, $G_{2сн}$ не превышали допустимых норм. Это достигается из условия равенства нулю суммы моментов относительно переднего моста (рисунок 3.5):

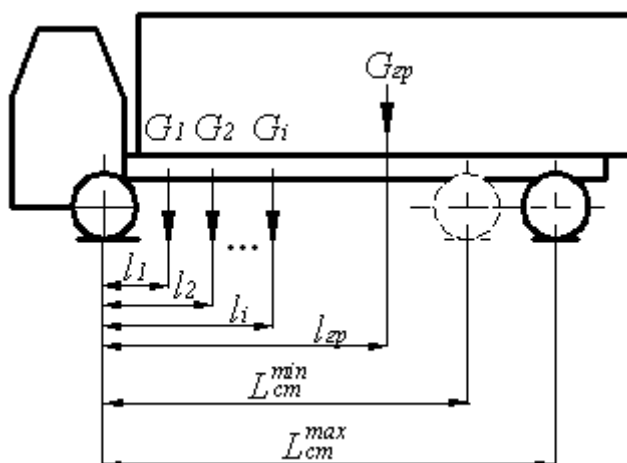


Рисунок 3.5. Силевая схема грузового автомобиля для определения колесной базы

$$L_{cm} = \frac{\sum (G_i l_i + G_{зп} l_{зп})}{(G_{2зп} - G_{2н})}, \quad (74)$$

где $l_1, l_2 \dots l_i$ – расстояние от центров тяжести основных агрегатов автомобиля (силовой агрегат, топливный бак, радиатор и т. д.) до передней оси, L_{cm} – колесная база автомобиля, L_{cm}^{min} – минимально возможная колесная база, L_{cm}^{max} – максимально возможная колесная база, $G_1, G_2 \dots G_i$ – вес основных агрегатов

автомобиля (силовой агрегат, топливный бак и т. д.), $G_{1сн}$, $G_{2сн}$ – осевые нагрузки снаряженного автомобиля, $G_{1гр}$, $G_{2гр}$ – осевые нагрузки груженого автомобиля.

Выше сказанное означает, что и величина колесной базы может варьироваться в пределах, определяемых местоположением задней оси, так как расположение передней оси устанавливается проектировщиком из условий компоновки кабины. Таким образом, статически и с помощью таблицы 3.1 определяется максимально возможный сдвиг задней оси относительно центра тяжести АТС: $L = L^{\min} \dots L^{\max}$. Из опыта также известно, что, проектируя грузовой автомобиль с минимально возможной колесной базой, мы можем уменьшить его массу и угол поворота [35]. В связи с этим рекомендуется размещать узлы и агрегаты по возможности ближе к передней части автотранспортного средства.

Для того чтобы определить, какое L_i в промежутке значений $L_{\min} \leq L_i \leq L_{\max}$, посчитанное в условиях статики по формуле (73) подходит для дальнейших расчетов, то есть обозначить промежуток $L_{\min}^{ст} \dots L_{\max}^{ст}$, необходимо определить, каково отношение длины платформы к величине колесной базы $L_{пл}/L$, определяющее управляемость АТС (глава 1). В настоящее время для дорожных грузовых автомобилей в основном применяется компоновка «кабина над двигателем», в связи с этим, с целью достижения наиболее высокой степени управляемости, рекомендуемое соотношение длины платформы и колесной базы должно находиться в пределах: $1,3 \leq L_{пл}/L_i \leq 1,5$.

При анализе колебаний автотранспортных систем обычно принято считать, что автомобиль находится в снаряженном состоянии или с номинальной нагрузкой, причем прикладываемой в геометрическом центре платформы. В реальной же эксплуатации автомобиль может быть как недогружен, так и перегружен. Кроме того, центр тяжести груза может оказаться не в геометрическом центре платформы. При нагрузке и разгрузке отношение соответствующих подрессоренных масс для ведущей оси может меняться в пределах 2,5 – 5, при этом меняется и момент инерции, и центр тяжести. Все это влияет на коэффициент распределения подрессоренных масс ε_y . Влияние этих

изменений на коэффициент распределения подрессоренной массы зависит также от положения центра тяжести грузовой платформы относительно задних колес. Положение центра тяжести определяют величиной b_2 (рисунок 3.6), составляющей от 2 – 20% базы автомобиля и характеризующей количество полезной нагрузки, приходящейся на заднюю ось.

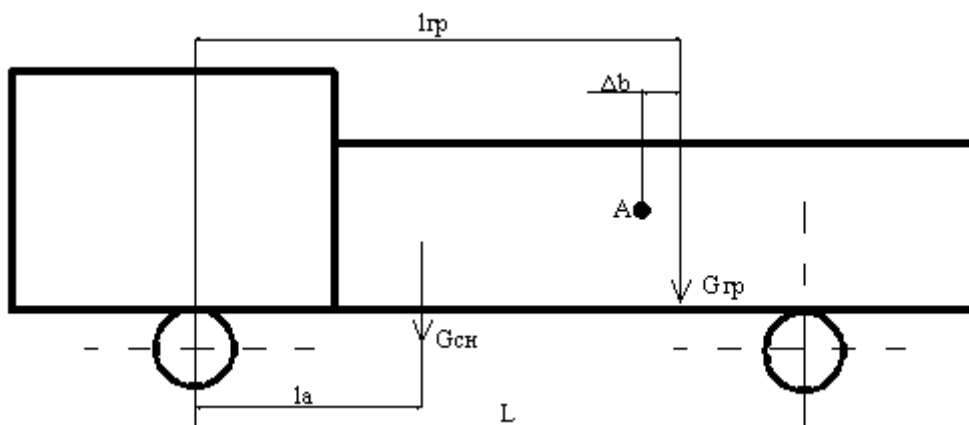


Рисунок. 3.6. Схема смещения центра тяжести груза на величину $b_г$

Если $b_2=2...10\%$, то с увеличением нагрузки ε_y возрастает. Если $b_2=10...20\%$, то ε_y с увеличением нагрузки уменьшается или остается постоянным. Это значит, что для лучшей управляемости автомобиля можно рекомендовать достижение значения $b_2=10...20\%$.

Наряду с показателями управляемости существует также величина k_φ , характеризующая ту часть общей нагрузки автомобиля на дорогу, которая приходится на ведущий мост и может быть использована для обеспечения сцепных качеств и преодоления дорожного сопротивления:

$$k_\varphi = \frac{G_{\varepsilon\delta}}{G}, \quad (75)$$

где $G_{\varepsilon\delta}$ – нагрузка на ведущий мост.

Минимальное значение коэффициента сцепного веса рассчитывается из условия надежного трогания с места и движения по скользкой дороге с наибольшим уклоном. В таблице 3.1 представлены значения коэффициентов для снаряженного автомобиля и автомобиля полной массы.

Таким образом, определяя значения величины колесной базы $L_{min}^{ст} \dots L_{max}^{ст}$, которые принимаются для дальнейших расчетов, необходимо проверить выполнение условий управляемости:

$$1,3 \leq L_{пл} / L_i^{ст} \leq 1,5; \quad 10\% \leq b_{г} \leq 20\%; \quad (76)$$

$$k_{\phi}^{сн} \geq k_{\phi \text{ уст}}^{сн}, \quad k_{\phi}^{гр} \geq k_{\phi \text{ уст}}^{гр}, \quad (77)$$

где $k_{\phi \text{ уст}}^{сн}$, $k_{\phi \text{ уст}}^{гр}$ – значения коэффициента сцепного веса, соответствующие установленным нормами (глава 1).

Полученный промежуток $L_{нj} \leq L_i \leq L_{вj}$ является прямым ограничением, наложенным на колесную базу как на один из управляемых параметров поставленной оптимизационной задачи. Нижней оценкой данного ограничения является минимальное значение статически определенной колесной базы, верхней оценкой – ее максимальное значение: $L_{нj} = L_{min}^{ст}$, $L_{вj} = L_{max}^{ст}$.

При исследовании плоской динамической модели, прикладывая дорожное воздействие на нее, применяется спектральная теория, о которой подробно изложено в главе 2. Для этого необходимо определить наиболее подходящую функцию описания спектральной плотности воздействия, сформировать амплитудно-частотную характеристику исследуемой системы и получить функцию зависимости дисперсии вертикальных виброускорений кузова от искомых параметров. Иными словами на данном этапе формируется целевая функция, подлежащая минимизации, критерием минимума которой, или критерием оптимальности, являются нормы плавности хода, представленные в ОСТ 37.001.275 – 84 (глава 1).

Определяя воздействие на автомобиль со стороны дороги при исследовании пространственной модели, необходимо сформировать матрицу взаимных спектральных плотностей воздействия. Воздействие прикладывается к точкам, которые являются точками опоры колес на дорожную поверхность.

3.4. ПЛОСКАЯ РАСЧЕТНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА КАК ПРОСТЕЙШАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ПОИСКА ОСНОВНЫХ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Сформировав расчетную оптимизационную модель рассматриваемой системы, и наложив необходимые ограничения на один из управляемых параметров, необходимо перейти к расчету и оптимизации остальных проектных параметров, играющих важную роль в обеспечении плавности хода грузовых автомобилей.

Таблица 3.1. Рекомендуемые значения собственных частот

Автотранспортное средство	$f_z, \text{Гц}$
Легковое АТС	1,1...1,4
Грузовое АТС	1,2...1,8
АТС повышенной проходимости	1,8...2,4

При этом для передней части кузова частота f_z должна быть меньше, чем для задней в 1,05 – 1,15 раза.

Кроме того, собственная частота

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h_{zcm}}}, \quad (78)$$

где h_{zcm} – статический прогиб подвески.

Помимо этого, известно, что статический прогиб

$$h_{zcc} = \frac{P_{zcc}}{c} \Rightarrow c = \frac{P_{zcc}}{h_{zcc}}, \quad (79)$$

где P_{zcm} – вертикальная статическая нагрузка на колесо от поддресоренных частей автомобиля, c – коэффициент жесткости. Рассчитав статическую нагрузку на колесо, а также исходя из равенства (3.1), можно определить первоначальный интервал значений $c_{min}^{cm} \dots c_{max}^{cm}$ коэффициента упругости передней и задней подвесок проектируемого автомобиля. Таким образом, для каждого L_i получим

прямые ограничения для следующего управляемого параметра $c_{nj} \leq c_j \leq c_{vj}$, где $c_{nj} = c_{min}^{ct}$, $c_{vj} = c_{max}^{ct}$.

Значения жесткости шин в рамках данной задачи задаются исходя из возможных видов для данного типа автотранспортного средства, оговоренных в нормах и стандартах и проектировщиком. Однако необходимо иметь ввиду, что для коэффициентов жесткости подвесок и шин грузовых автомобилей существует соотношение $c_{ш}/c_p = 2,5 - 5$. В связи с этим, последним ограничением, накладываемым на управляемые параметры, является промежуток возможных значений жесткости шин $c_{ш\ n_k} \leq c_{ш_k} \leq c_{ш\ v_k}$, соответствующий каждому конкретному значению колесной базы L_i и упругому коэффициенту c_j , где $c_{ш\ n_k} = c_{ш\ min}^{ct}$, $c_{ш\ v_k} = c_{ш\ max}^{ct}$.

После того, как на управляемые параметры наложены все необходимые ограничения, можно приступить к поиску оптимального значения коэффициента демпфирования k_{ijk} рассматриваемой расчетной модели для каждого набора параметров L_i , c_j , $c_{ш_k}$. Поиск проводим с помощью метода покоординатного спуска Гаусса – Зейделя.

Суть метода Гаусса – Зейделя поиска минимума целевой функции $f(\vec{X})$ заключается в ее улучшении на шаге $(k+1)$ при условии

$$f(\vec{X}_{k+1}) < f(\vec{X}_k). \quad (80)$$

Для этого выбирается начальная точка x_0 , из которой выполняется пробный шаг h_0 в положительном направлении. В полученной точке $x_1 = x_0 + h_0$ вычисляется значение целевой функции $f(\vec{X}_1)$. Если $f(\vec{X}_1) < f(\vec{X}_0)$, продолжается пошаговое движение в выбранном направлении в соответствии с выражением $x_{k+1} = x_k + h_0$. Если условие не выполняется, происходит возврат в исходную точку x_0 и движение осуществляется в обратном направлении: $x_{k+1} = x_k - h_0$. Такая операция производится до тех пор, пока выполняется условие (3). Как только условие нарушается, уменьшается шаг поиска $h_N = h_0 \gamma$, где $0 < \gamma < 1$ – коэффициент

уменьшения шага. Дальнейший поиск точки экстремума происходит с уменьшенным шагом. Поиск прекращается при условии $h_N < h_{\min}$. Параметрами предложенного алгоритма являются h_0, h_{\min}, γ . Алгоритм обеспечивает сходимость к решению \bar{X}^* за конечное число итераций, если функция $f(\bar{X})$ квадратична в окрестности экстремума.

Алгоритм станет более эффективным, если шаг поиска определить одномерной минимизацией целевой функции в направлении поиска: $\min_{h>0} f(\bar{X}_k + h\bar{S}_k) = \min_{h>0} f(h)$, где \bar{X}_k – текущая отображающая точка; \bar{S}_k – единичный вектор направления поиска.

Для поиска оптимального шага используется метод квадратичной интерполяции с построением интерполяционного полинома в форме Ньютона: $f(h) = a_0 + a_1(h - h_1) + a_2(h - h_1)(h - h_2)$.

На направлении вектора \bar{S}_k на расстояниях h_1, h_2, h_3 от точки \bar{X}_k выбираются три точки, в которых вычисляются значения целевой функции: $f_1 = f(\bar{X}_k + h_1\bar{S}_k)$, $f_2 = f(\bar{X}_k + h_2\bar{S}_k)$, $f_3 = f(\bar{X}_k + h_3\bar{S}_k)$.

После этого ищутся коэффициенты интерполяционного полинома:

$$\text{при } h = h_1 \quad a_0 = f_1;$$

$$\text{при } h = h_2 \quad a_1 = \frac{f_2 - f_1}{h_2 - h_1};$$

$$\text{при } h = h_3 \quad a_2 = \frac{1}{h_3 - h_2} \left(\frac{f_3 - f_1}{h_3 - h_1} - \frac{f_2 - f_1}{h_2 - h_1} \right).$$

Из выражения $\frac{d}{dh} f(h) = 0$ получается оптимальный шаг $h_k = \frac{1}{2} \left(h_1 + h_2 - \frac{a_1}{a_2} \right)$.

Таким образом, представленный способ поиска экстремума целевой функции осуществляется согласно алгоритму Пауэлла, продемонстрированному на рисунке 3.7.

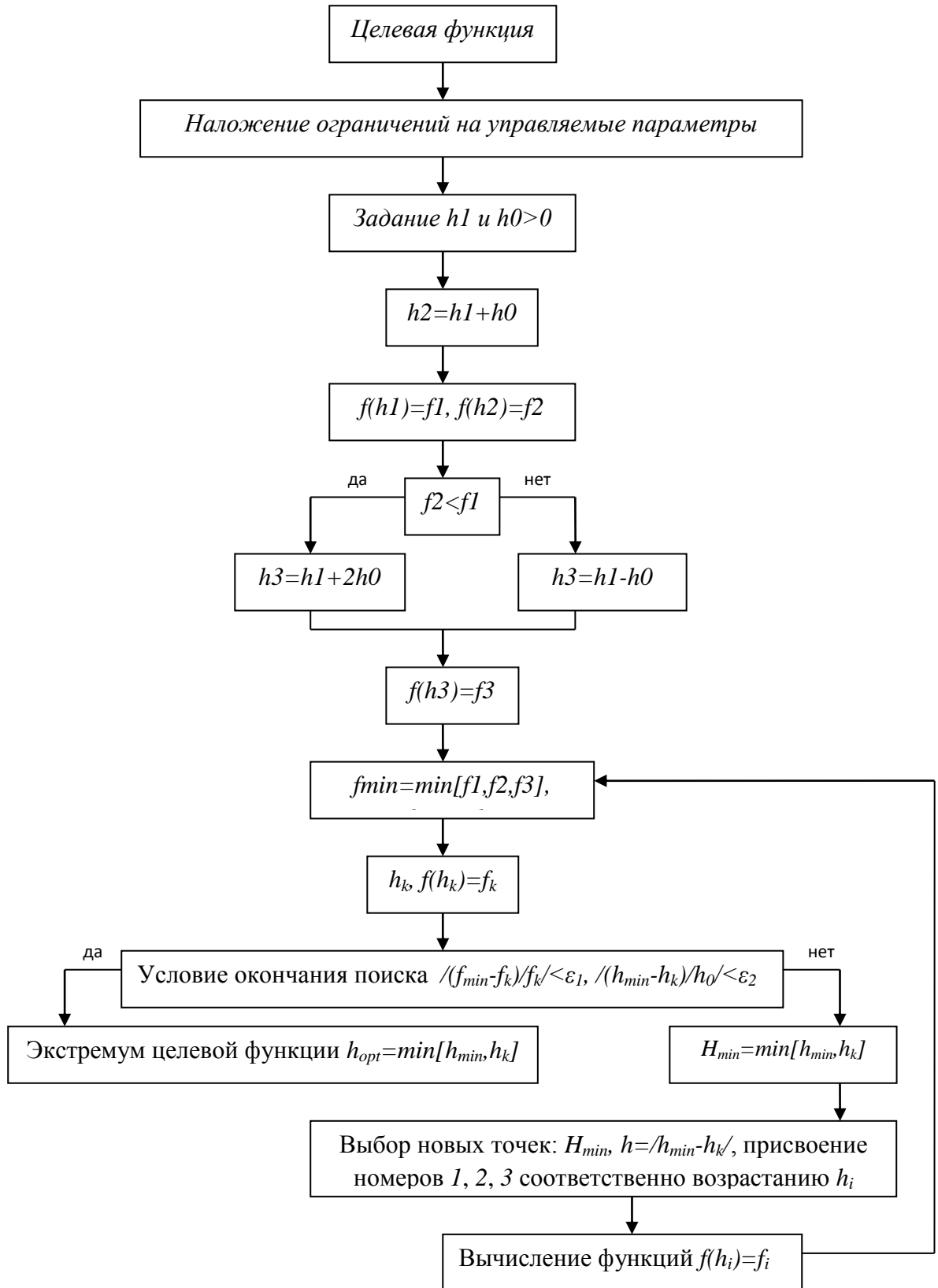


Рисунок. 3.7. Алгоритм Пауэлла поиска экстремума целевой функции с помощью оптимального шага

Таким образом, алгоритм условной оптимизации параметров системы виброизоляции транспортных систем представлен на рисунке 3.8.



Рисунок 3.8. Алгоритм оптимизации параметров системы виброизоляции грузовых автотранспортных средств, перевозящих грузы специального назначения

3.5. ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Основными оптимизируемыми параметрами являются демпфирующий коэффициент системы поддрессоривания и колесная база. Оптимальным значением упругого коэффициента подвески и шин являются минимальные значения из промежутков возможных конструктивных решений.

2. Если грузовое автотранспортное средство необходимо снабдить активной системой поддрессоривания (управляемой в зависимости от условий нагружения), то оптимизировать ее демпфирующие параметры следует из условия минимума среднеквадратического отклонения вертикальных виброускорений в характерных точках кузова для каждого значения расчетной скорости движения $v_i^{\text{pac}} \in [v^{\text{pac}}]$ по определенному типу дорог.

3. При установке пассивной системы поддрессоривания (не управляемой в зависимости от условий нагружения) необходимо определить такие значения демпфирующих коэффициентов система виброизоляции, при которых с изменением условий нагружения увеличение вибронагрузок будет минимальным.

4. В рамках отработки и отладки предлагаемой методики было принято допущение о том, что центр тяжести груза находится в геометрическом центре тяжести грузовой платформы. Однако принципы и расчетные методы предлагаемой методики позволяют учитывать смещение положения центра тяжести груза вдоль оси x . При этом будут меняться значения приведенных поддрессоренных масс, определяемых на первом этапе методики и оказывающих, как следствие, влияние на параметр колесной базы. На стадии динамического анализа пространственной модели грузового автомобиля можно при необходимости проанализировать и оптимизировать параметры системы виброизоляции с учетом смещения центра тяжести груза также вдоль осей y и z .

5. Если назначение грузового автомобиля и его массово-геометрические характеристики не позволяют менять положение задней оси и оптимизировать колесную базу, то необходимо проводить оптимизацию упруго-демпфирующих характеристик исходя из установленного значения L . В этом случае изменение

положения центра тяжести груза не может служить предпосылкой к корректировке или оптимизации межосевого расстояния и оказывает влияние только на упруго-демпфирующие характеристики системы виброизоляции.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГРУЗОВОГО АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

4.1. ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

1. ОСНОВАНИЕ

План-график №17-2-45- от 05.03.08г.

2. ЦЕЛЬ ИСПЫТАНИЙ

Оценка вертикальных виброускорений кузова в динамике несущей системы рамы автомобиля КамАЗ-5308 в стендовых условиях.

3. ОБЪЕКТ ИСПЫТАНИЙ

Рама автомобиля КамАЗ-5308.

4. МЕСТО И УСЛОВИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Испытания рамы проводились в центральной лаборатории прочности и специзмерений НТЦ ОАО «КАМАЗ» в марте 2008 г. Условия испытаний соответствовали ГОСТ 12.005-88: температура окружающей среды 18-20 °С, атмосферном давлении 746÷754 мм.рт.ст. и влажности 50÷75%.

5. ИСПЫТАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ

Испытания проводили на стенде испытаний рам ф. MTS, прошедшем аттестационную проверку.

Тензометрирование проводили с помощью датчиков ускорения ф. НВМ и универсальной измерительной системы MGEPlus (Германия).

6. ПРОГРАММА ИСПЫТАНИЙ

Программа испытаний предусматривала оценку вертикальных виброускорений кузова в характерных точках кузова автомобиля.

Объектом исследования стал грузовой автомобиль КАМАЗ – 5308. Испытания проводились в рамках договора по научно-исследовательской работе. В данной работе результаты экспериментов используются с согласия ОАО «КАМАЗ».

4.2. ПРОВЕДЕНИЕ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ И ОЦЕНКА ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Для испытаний раму в сборе с макетом силового агрегата, кабиной и платформой устанавливали на стенде (рисунок 4.1).



Рисунок 4.1. Испытательный стенд для исследования динамики конструкции транспортной системы

Для имитации реальной схемы передачи усилий на раму от передней подвески, переднюю часть рамы опирали на нагрузочную балку через штатные рессоры. По краям нагрузочная балка с помощью универсальных шарниров соединена с гидроцилиндрами, закрепленными на фундаменте также через универсальные шарниры. В середине нагрузочная балка оснащена сферическими шарнирами, соединенными с «плавающей» в вертикальном направлении опорой. Заднюю часть рамы рычагами опирали на подвижную плиту опоры стенда через

штатные резинометаллические шарниры крепления к заднему мосту. В платформу загружали балласт в соответствии с номинальной грузоподъемностью автомобиля (9,3 т). Схема установки и закрепления рамы на стенде, а также схема установки датчиков ускорений показаны на рисунке 4.2.

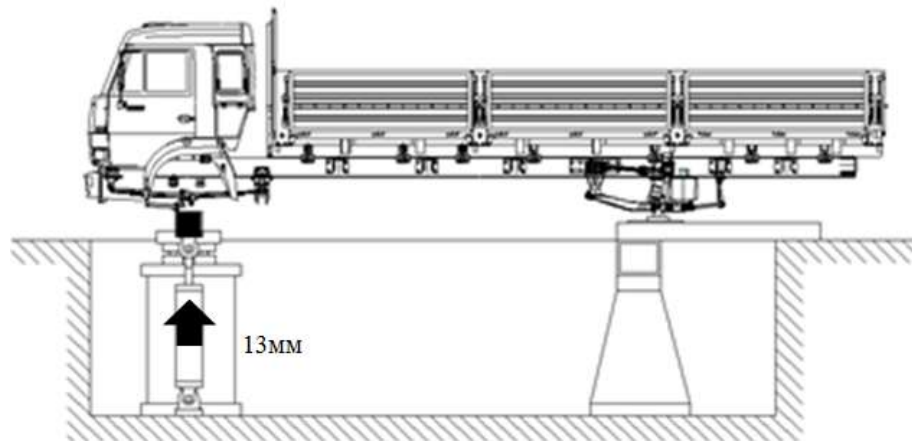


Рисунок 4.2-а. Схема установки и закрепления рамы на стенде для исследования динамики конструкции транспортной системы

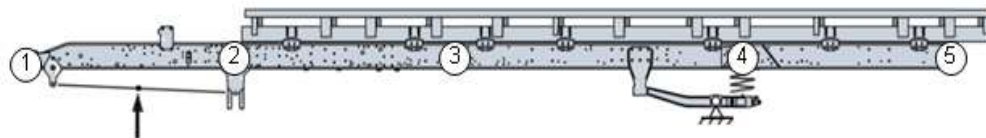


Рисунок 4.2-б. Схема установки датчиков ускорений

В ходе экспериментальных исследований несущая система подвергалась кососимметричному нагружению путем работы в противофазе гидроцилиндров передней нагрузочной балки при подаче на них гармонического сигнала одинаковой частоты и амплитуды. Тензометрирование проводили в груженом состоянии несущей системы, а также при амплитуде воздействия 13 мм, в диапазоне частот от 1 Гц до 4 Гц. При этом осуществляли запись установившегося режима датчиков ускорения в течение 5...6 секунд.

В пакете конечно-элементного моделирования ANSYS была сформирована пространственная расчетная модель, максимально полно описывающая динамику

работы испытательного стенда (Рисунок 4.3). В данной модели рама и надрамник моделировались с учетом их упругих и инерционных характеристик.

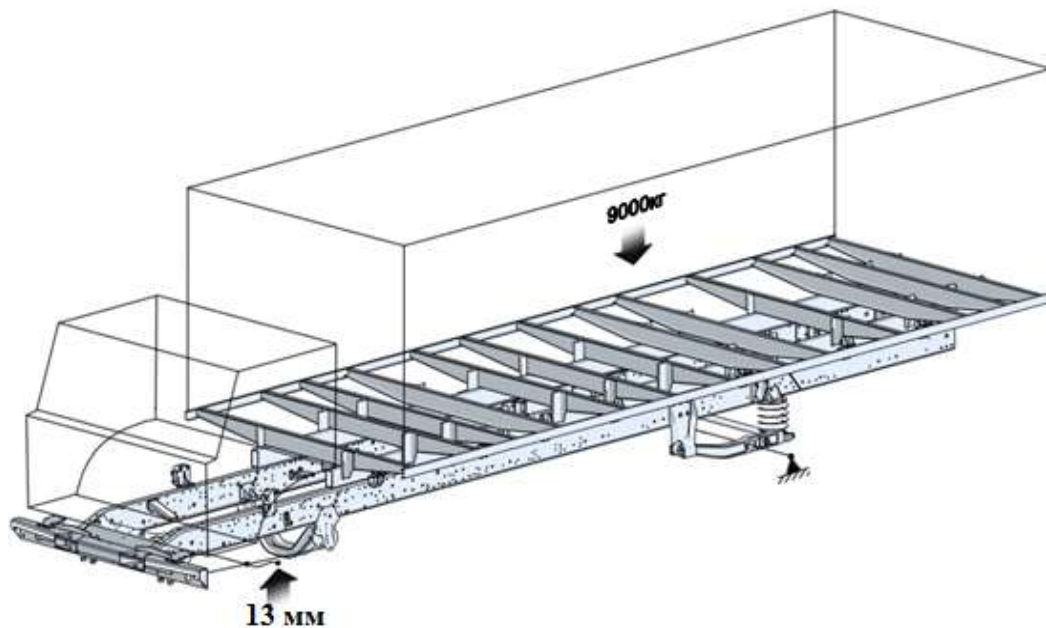


Рисунок 4.3. Расчетная математическая модель стенда

На рисунке 4.4 сопоставлены графики вертикальных ускорений кузова над передней и задней подвесками, полученных опытным и расчетным путями.

Сравнение результатов показало расхождение по частотам в районе 19%. Расхождение данных можно объяснить следующим образом. Характеристики строились для нижней кромки лонжерона, как для наиболее нагруженной. Однако, в ходе эксперимента технически не везде возможно было расположить датчики только на нижней стороне полки лонжерона и их клеили с разных сторон. Кроме того в ходе расчета груз расположен ровно в геометрическом центре платформы, в ходе эксперимента такой точности не всегда удается достичь. Также имеется множество иных факторов, зависящих от внешних условий и качества проведения эксперимента.

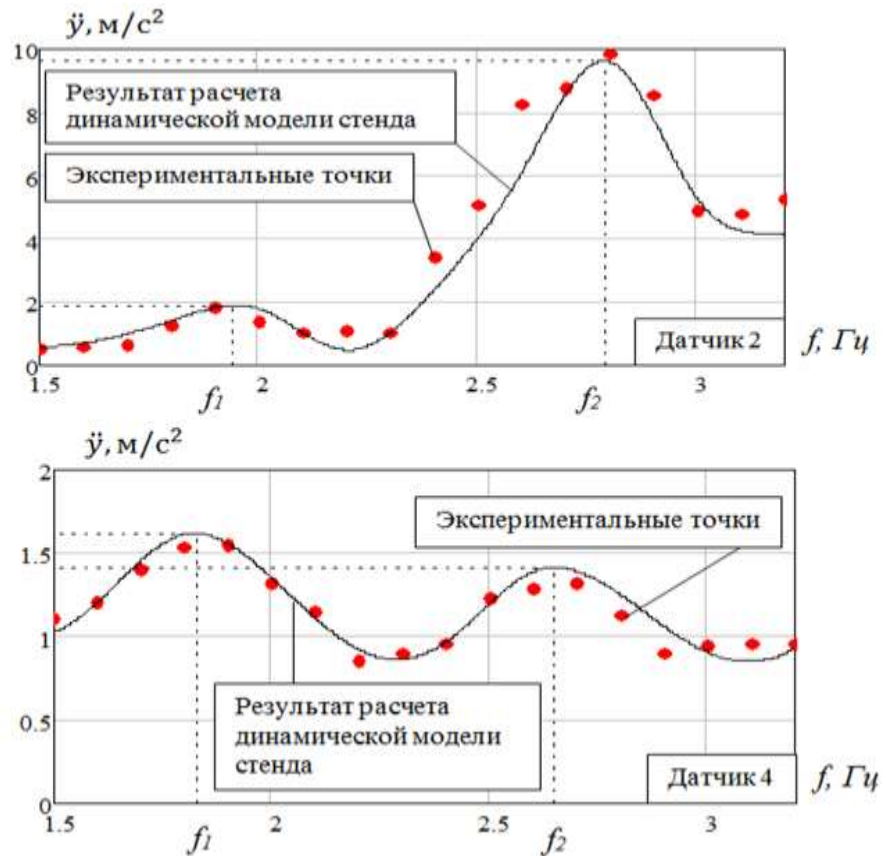


Рисунок 4.4. Зависимость вертикальных ускорений кузова от частоты колебаний автомобиля для стенда и для его математической модели

На основании экспериментальных и расчетных исследований стенда с учетом принятых допущений была построена пространственная упруго-массовая модель автомобиля, предлагаемая для использования в рамках диссертационных исследований (рисунок 4.5).

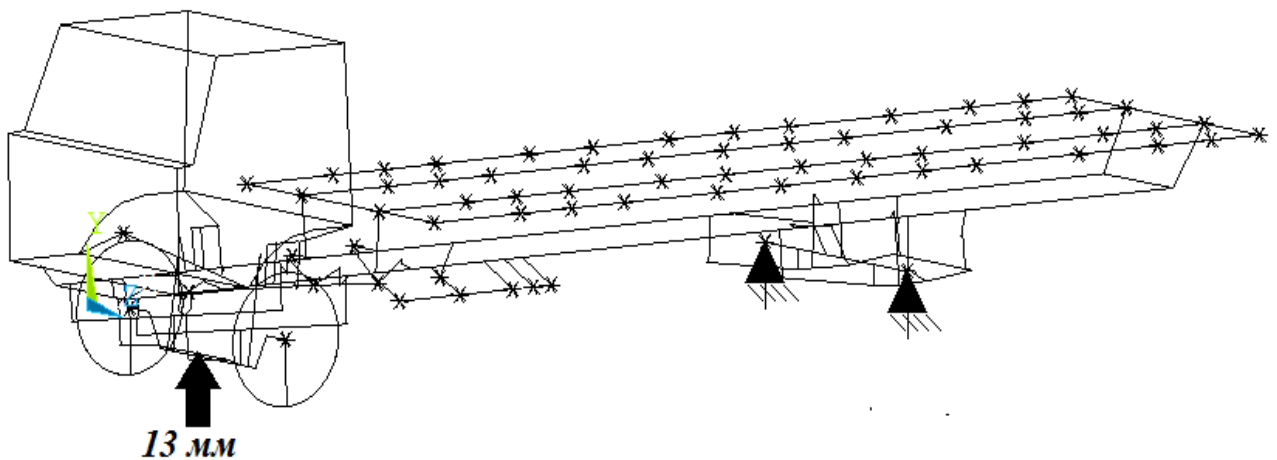


Рисунок 4.5. Расчетная модель грузового автотранспортного средства, разработанная в данной работе

Исходя из представленных на рисунке 4.6 графиков зависимости $\ddot{y}(f)$ вертикальных ускорений для модели экспериментального стенда и для расчетной модели видно, что проверка данной модели в аналогичных эксперименту условиях показывает, что резонансные пики, характеризующие вертикальные и продольно-угловые колебания автомобиля на передней и задней подвесках, совпадают по частоте также с удовлетворительным расхождением в 3%.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что построенная модель адекватно описывает динамику конструкции автомобиля и может быть использована на стадии проектирования для оптимизации основных параметров системы виброизоляции

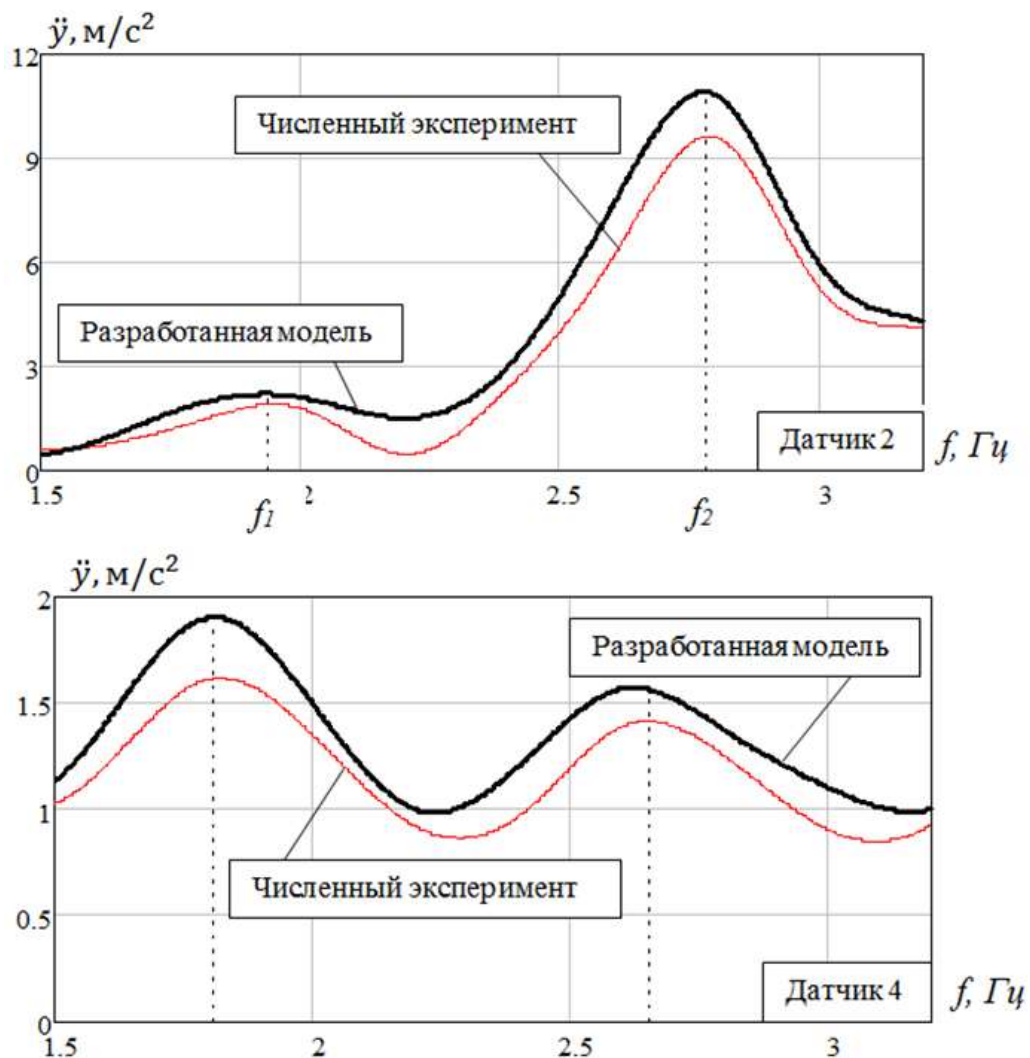


Рисунок 4.6. Зависимость вертикальных ускорений кузова от частоты колебаний автомобиля для численного эксперимента и для его математической модели принятой для расчетов в данной работе

4.3. ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

Согласно разработанной методике были проведены расчёты вибронагрузок в характерных точках кузова автомобиля КАМАЗ-5308, а также оптимизированы параметры СВ. На основании оптимизации, результаты которой частично представлены в таблице 4.1, сделаны следующие выводы:

1. При заданных значениях упруго-демпфирующих параметров оптимизировать колесную базу не возможно, так как они изначально не удовлетворяют условиям (3) – (5), обеспечивающим удовлетворительные тягово-сцепные свойства. При этом оптимальным и минимально возможным значением колесной базы для данного автомобиля является $L = 5,411\text{м}$.

Таблица 4.1. Результаты оптимизации системы виброизоляции дорожного грузового автомобиля КАМАЗ-5308

Колесная база L , м	Жесткость шин $c_{ш}$, Н/м	Жесткость подвески c_1 , Н/м	Жесткость подвески c_2 , м/с ²	Демпфирование подвески k_1 , Нс/м	Демпфирование подвески k_2 , Нс/м	$\sigma_{y_1'}$, м/с ²	$\sigma_{y_2'}$, м/с ²
Исходные данные							
5,6	$7 \cdot 10^5$	$0,51 \cdot 10^5$	$9,78 \cdot 10^5$	8000	8000	I тип дорог	
						0,5	3,6
						II тип дорог	
						0,6	4,2
Оптимизация							
5,6	$7 \cdot 10^5$	$1,47 \cdot 10^5$	$5,04 \cdot 10^5$	I тип дорог			
				10100	14700	0,9	1,0
				II тип дорог			
				8900	12900	1,2	1,2
5,4	$7 \cdot 10^5$	$1,21 \cdot 10^5$	$4,82 \cdot 10^5$	I тип дорог			
				8200	13700	0,9	0,9
				II тип дорог			
				7400	12100	1,1	1,1

2. Вибронагрузка в характерных точках задней части кузова превышает установленные нормы в 3 раза. Оптимизация упруго-демпфирующих параметров позволила снизить вибрации, приходящиеся на кузов и перевозимый груз, а также добиться более равномерного их распределения по длине рамы.

Таким образом, результаты, полученные с помощью программной реализации разработанной методики выбора основных проектных параметров СП

и колесной базы ГАТС, подтверждают возможность ее использования при проектировании любых грузовых автомобилей дорожного назначения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе разработаны прикладные методы и средства исследования динамики дорожных грузовых автомобилей, позволяющих на ранних стадиях проектирования и модернизации изделий минимизировать вибронегативность несущих систем путем рационального выбора характеристик системы виброизоляции. В ходе исследований были получены следующие основные результаты и сформулированы выводы:

1. Представлен способ задания пространственного дорожного воздействия, заключающийся в том, что статистические характеристики микропрофиля любого дорожного полотна с помощью известных методов преобразовываются в так называемые взаимные характеристики с учетом корреляции продольного и поперечного профилей. При этом учет запаздывания между мостами позволяет процесс формирования усилий, приходящихся на каждую опорную точку автомобиля, максимально приблизить к реальному.

2. Сформирована расчетная модель динамики движения двухосных и трехосных дорожных грузовых автомобилей различных модификаций, предназначенных для перевозки грузов специального назначения при случайном дорожном воздействии.

2.1. Проведенные с помощью данной модели исследования динамической нагруженности несущей системы проектируемого изделия отображают комплексное разнообразие упруго-вязких характеристик элементов его системы поддрессоривания и конструктивных параметров. Это значит что для любого исполнения системы грузового автомобиля возможно применение нескольких вариантов расположения задних осей. При этом для каждого определенного значения параметра колесной базы имеется несколько различных вариантов упруго-демпфирующих характеристик подвесок и шин.

2.2. Оценен вклад изменения параметров системы виброизоляции в степень вибронегативности расчетной модели при различных условиях нагружения: характеристика упругого элемента подвески дает 63%;

характеристика ее демпфирующего элемента – 30%; упругая характеристики шин – 4%; колесная база для виброн нагруженности передней части кузова – 50%, для виброн нагруженности задней части кузова – 100%. Учитывая характер изменения СКО вертикальных виброускорений в зависимости от каждого из параметров системы виброизоляции можно сделать вывод о том, что основными оптимизируемыми параметрами необходимо принять демпфирующий коэффициент подвески и колесную базу. Упругие характеристики подвески и шин должны быть минимальными из соответствующих промежутков $[c_{min}; c_{max}]$, $[c_{шmin}; c_{шmax}]$, установленных согласно возможной величине статического прогиба $h_{ст}$.

2.3. Для различных типов дорожных покрытий существует такая критическая скорость $v_{кр}$ движения автотранспортного средства из соответствующего промежутка возможных скоростей движения $[v_{расmin}; v_{расmax}]$, при которой определяется демпфирующий коэффициент подвески $k^{опт}$, не приводящий к резкому возрастанию виброн нагрузки с изменением скоростных условий нагружения. Тогда как демпфирующий коэффициент, определенный для любой другой расчетной скорости $v_{рас} \neq v_{кр} \in [v_{расmin}; v_{расmax}]$ с изменением скоростных условий приводит к значительному возрастанию СКО вертикальных виброускорений кузова.

3. Разработана методика условной оптимизации параметров системы виброизоляции, применение которой позволяет оперативно произвести оценку и минимизировать вибрационные нагрузки несущих элементов на стадии проектирования уникальных конструкций дорожных грузовых автомобилей

3.1. В связи с влиянием смещения центра тяжести груза вдоль любой оси, принципы и расчетные методы предлагаемой методики требуют проводить модернизацию системы виброизоляции с учетом различного положения центра тяжести груза.

3.2. Алгоритмы расчетов, применяемые в методике, позволяют оценить возможность установки более современных и эффективных систем

подрессоривания исходя из теоретических характеристик их упруго-вязких свойств. На основании такой оценки подбирается в дальнейшем непосредственно конструкция подвески.

4. Анализ экспериментальных исследований по определению вертикальных ускорений показал удовлетворительное совпадение их с теоретическими результатами, адекватность предложенной расчетной динамической модели и возможность использования этой модели в качестве основы инженерного расчета.

Проводившееся численное моделирование вибронагруженности характерных точек кузова с учетом оптимизации параметров системы виброизоляции позволило установить необходимость корректировки конструкции автомобиля КАМАЗ-5308 для улучшения его эксплуатационных характеристик. Предложенные варианты изменений в конструкции автомобиля учтены заводом-изготовителем и приняты для дальнейшего проектирования перспективных моделей дорожных грузовых автомобилей семейства КАМАЗ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агеев, М.Д. Нелинейное демпфирование подвески автомобиля / М.Д. Агеев. – М. : ОНТИ НАМИ, 1968. – Вып. 14. – С.50.
2. Ажмегов, В.Ф. Исследование и оптимизация систем поддресоривания автомобиля с учетом многообразия условий эксплуатации и влияния его колебаний на скорость движения / В.Ф. Ажмегов. – Курган : Диссертация кандидата технических наук, 1980. – 227 с
3. Аксенов, И.В. Компьютерное моделирование внешнего воздействия дороги на многоосный автомобиль с учетом сглаживающих свойств шин и размеров колес / И.В. Аксенов // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. - № 8. С.49-54.
4. Акопян, Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств (Вопросы теории и практики). Часть 1 / Р.А. Акопян. – Львов : Издательство Львовского университета.— Ч.1 — 1979. — 218 с.; Ч. 2 — 1980.— 208 с.; Ч. 3— 1984.— 239 с.
5. Алексеев, С.П., Казаков, А.М., Колотилов, Н.Н. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / С.П. Алексеев. – М.: Машиностроение, 1970. – 206 с.
6. Андреев, Б.В. Теория автомобиля / Б.В. Андреев. – Красноярск : Красноярский университет, 1984. – 145 с.
7. Андронов, А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний / А.А. Андронов. – М.: Наука, 1981. – 568 с.
8. Анкинович, Г.Г., Волобуев, Е.Ф. и др. Математическое моделирование колебаний водителя транспортной машины системой обработанных математических маятников / Г.Г. Анкинович // Известия вузов. Машиностроение. – 1981. - № 12. С.59-63.
9. Анахон, В.И. Отечественные автомобили / В.И. Анахонов.– М.: Машиностроение, 1977. – С.252.

10. Астронов, Б.А., Филина, Г.П. Приборы для измерения ровности и скользкости дорожных покрытий / Б.А. Астронов // Автомобильные дороги. - 1960. – С.1.
11. Афанасьев, В.Л. Методические указания к изучению случайных колебаний автомобиля / В.Л. Афанасьев. – М.: МАДИ, 1984. – 90 с.
12. Бабаков, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 554 с.
13. Бабицкий, В.И., Кобринцкий, А.Е. Электродинамический демпфер / В.И. Бабицкий // Изв. АН СССР, ОТН Механика и машиностроение – 1962.- №3. 81-84 с.
14. Бабицкий, В.И., Крупипенин, В.Л. Колебания в сильно нелинейных системах / В.И. Бабицкий. – М.: Наука, 1985. – 320 с.
15. Бабков, В.Ф. и др. Автомобильные дороги / В.Ф. Бабков. - М.: Автотрансиздат, 1953.
16. Бахвалов, Н.С. Численные методы / Н.С. Бахвалов. – М.: Наука, 1987. – 600 с.
17. Бахмутов, С.В. Безверхний, С.Ф. Статистическая обработка результатов и планирование эксперимента при испытаниях автомобиля / С.В. Бахмутов. – М.: МАМИ, 1994. – 87 с.
18. Березин, И.Я., Абызов, А.А., Концепция и методы имитационных ресурсных испытаний мобильной техники / И.Я. Березин // Динамика, прочность и износостойкость машин. Международный журнал на электронных носителях. – 1996. - № 2. С.61-68; 1997. - № 3. С.73-84.
19. Беленький, Ю.Б. Расчет пневматической подвески автомобиля / Ю.Б. Беленький. – Минск : Издательство Министерство высшего и среднего образования БССР, 1987. – 600 с.
20. Беленький, Ю.Б. и др. Влияние демфирующих свойств шины на параметры колебаний автомобиля / Ю.Б. Беленький // Автомобильная промышленность. 1966. – № 12. С.16-18.

21. Беленький, Ю.Ю., Маринич, А.М., Петрович А.И. Исследование плавности хода седельных тягочей / Ю.Ю. Беленький // труды НАМИ.–1967.– вып.13.С.3-10.
22. Бендат, Д., Пирсол А. Изменение и анализ случайных процессов / Д. Бендат. – М. : Мир, 1974. – 464 с.
23. Белоусов, Б.Н., Меркулов, И.В., Федотов, И.В. Управляемые подвески автомобилей / Б.Н. Белоусов // Автомобильная промышленность. – 2004. - № 1. С.23-24.
24. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М. : Высшая школа, 1980. – 408 с.
25. Бишоп, Р. Колебания / Р. Бишоп. – М. : Наука, 1986. – 190 с.
26. Благодарный, Ю.Ф. Вибрационная безопасность / Ю.Ф. Благодарный // Автомобильная промышленность. – 2004. - № 7. С.38-39.
27. Блинов, Е.И. Новая концепция модели подвески автомобиля / Е.И. Блинов // Известия вузов. Машиностроение. – 2003. - № 3. С.52-62.
28. Бронштейн, Я.И. Методы испытаний автомобилей на плавность хода. Оценка качества подвески автомобилей с учетом физиологических реакций человеческого организма. / Я.И. Бронштейн. - АН СССР, 1951.
29. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М. : Высш.шк., 2001. – 575 с.
30. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. - М.: Физматгиз, 1953.
31. Вентцель, Е.С., Овчаров, Л.А. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения / Е.С. Вентцель. – М.: Высш.шк., 2000. – 383 с.
32. Высоцкий, М.С. Автомобили. Основы проектирования / М.С. Высоцкий.– Минск: Вышэйшая школа, 1987.– 152 с.
33. Высоцкий, М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности / М.С. Высоцкий.– Минск: Наука и техника, 1980. – 196 с.

34. Высоцкий, М.С., Гришкевич, А.И. Автомобили. Специализированный подвижной состав / М.С. Высоцкий.— Минск: Вышэйшая школа, 1989. – 240 с.
35. Высоцкий, М.С., Беленький, Ю.Ю., Гилелес, Л.Х. и др. Грузовые автомобили /М.С. Высоцкий.— М.: Машиностроение, 1979.— 384 с.
36. Горелик, А.М. Однолистовые рессоры / А.М. Горелик // Автомобильная промышленность. – 1965 - № 1.
37. Горобцов, А.С. Математическое моделирование динамики АТС. Проблемы и перспективы / А.С. Горобцов // Автомобильная промышленность. – 2006. - № 4. С.14-16.
38. Горобцов, А.С. Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел / А.С. Горобцов // Справочник. Инженерный журнал. – 2004.- № 9. С.40-43.
39. ГОСТ 12.1.012-90 (с изм. 2001 г.) Вибрационная безопасность. Общие требования.
40. Григорян, Г.П., Хачатуров, А.А. Колебания легкового автомобиля при симметричной и несимметричной характеристиках амортизаторов / Г.П. Григорян. – М. : ОНТИ НАМИ, 1962. – Вып. 43. – С.75-98.
41. Гришкевич, А.И. Автомобили. Конструкции, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / А.И. Гришкевич.— Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 200 с.
42. Гришкевич, А.И. Автомобили. Конструкции, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич.— Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 240 с.
43. Гришкевич, А.И. Исследование динамики движения армейских автомобилей по дорогам с неровной поверхностью / А.И. Гришкевич. – Минск. : Автореферат диссертации доктора технических наук. – 1973. – 43 с.
44. Гришкевич, А.И. Автомобили: теория / А.И. Гришкевич. – М.: Высш.шк., 1986. – 208 с.
45. Ден – Гартог, Дж.П. Теория колебаний. / Дж.П. Ден – Гартог. - М.: Гостехиздат, 1942.

46. Дербаремдригер, А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдригер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
47. Дербаремдригер, А.Д. Новый метод оценки плавности хода АТС / А.Д. Дербаремдригер // Автомобильная промышленность. – 1991. - № 5. С.18-20.
48. Дербаремдикер, А.Д. Амортизаторы транспортных машин. 2-е издание / А.Д. Дербаремдикер. — М.: Машиностроение, 1985.— 200 с.
49. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель // под общ. ред. А.А.Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 534 с.
50. Дубенский, М.Я., Дяченко, М.Г., Котиев, Г.О. Математическая модель подвески автомобиля / М.Я. Дубенский // Известия вузов. Машиностроение. – 2000. - № 1-2. С.62-71.
51. Евграфов, А.Н., Высоцкий М.С., Титович А.И. Аэродинамика магистральных поездов / А.Н. Евграфов. - Минск.: Наука и техника, 1988. С.232.
52. Зенкевич, О.И. Методы конечных элементов в технике / О.И. Зенкевич.– М.: Мир, 1975. – 544 с.
53. Иванов, В.Н., Лялин, В.А. Пассивная безопасность автомобиля / В.Н. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 304 с.
54. Израелит, Г.Ш. Механические качества резины / Г.Ш. Израелит М.: Госхимиздат, 1949.
55. ИСО 2631-78. Вибрация, передаваемая человеческому телу
56. Иориш, Ю.И. Измерение вибрации / Ю.И. Иориш. - М.: Машгиз, 1956.
57. Карунин, А.Л., Кретов, А.В., Кулешов, М.Ю. Оценочный критерий плавности хода легковых автомобилей малого класса / А.Л. Карунин // Автомобильная промышленность. – 2002. - № 12. С.11-13.
58. Колебания автомобиля // Под ред. Я.М.Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
59. Колесников, К.С., Аксенов, И.В., Методы моделирования динамических процессов при движении многоосных автомобилей высокой проходимости / К.С. Колесников // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. - № 6. С.29-34.

60. Конев, А.Д. Исследования влияния характеристик амортизаторов и методов их регулирования на колебания автомобиля / А.Д. Конев
61. Кудрин, А.Н. Выбор нелинейных характеристик упругости и демпфирования подвески мотоцикла / А.Н. Кудрин. – М. :Автореферат диссертации кандидата технических наук, 1987. – 26 с.
62. Литвинов, А.С., Фаробин, Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
63. Лукинский, В.С., Котиков, Г.Ю., Зайцев, Е.И. и др. Долговечность деталей шасси автомобиля / В.С. Лукинский.— Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1984.— 231 с.
64. Лукин, П.П., Гаспарянц, Г.А., Радионов, В.Ф. и др. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для спец.«Автомобили и тракторы» / П.П. Лукин.— М.: Машиностроение, 1984.— 376 с.
65. Лурье, А.И. Операционное исчисление / А.И. Лурье. - М.: ГИТТЛ, 1951.
66. Лысов, М.И. Рулевые управления автомобилей / М.И. Лысов.— М.: Машиностроение, 1972.— 344 с.
67. Мазур, В.В. Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним подрессориванием колес / В.В. Мазур. – М. :Автореферат диссертации кандидата технических наук, 2004. – 27 с.
68. Марголис, С. Я. Мосты автомобилей и автопоездов / С.Я. Марголис.— М.: Машиностроение, 1983.— 160 с.
69. Марков, С.В., Лата, В.Н., Еремина, И.В. Математическая модель автомобиля для исследования его движения по неровной дороге / С.В. Марков // Третья всероссийская научно-техническая конференция «Современные тенденции развития автостроения в России».- Тольяти. – 2003.-С.133-136.
70. Метлюк, Н.Ф., Автушко, В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк.— М.: Машиностроение, 1980.— 231 с.

71. Мирзоев, Г.К., Храпов, Д.С. О влиянии на плавность хода легкового автомобиля соотношений параметров колебаний его передней и задней подвесок / Г.К. Мирзоев // Третья всероссийская научно-техническая конференция «Современные тенденции развития автостроения в России».- Тольяти. – 2005.- С.140-144.
72. Никитин, Н.Н. Курс теоретической механики / Г.К. Мирзоев. – М.: Высш.шк., 1990. – 607 с.
73. Новак, В.В. Улучшение виброзащитных свойств легкового автомобиля на основе экспериментально-расчетного моделирования его колебаний / В.В. Новак. – М.: 1988. – 256 с.
74. Новиков, В.В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов / Н.Н. Новиков. – Волгоград : Автореферат диссертации кандидата технических наук, 2005. – 26 с.
75. ОСТ 37.001.275-84 Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода.
76. ОСТ 37.001.291-84 Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода.
77. Островцев, А.Н., Дербаремдикер, А.Д. О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники / А.Н. Островцев // Автомобильная промышленность. – 1972. - № 4. С.10-12.
78. Осепчугов, В.В., Фрумкин, А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов. - М.: Машиностроение, 1989. – С.304.
79. Панков, В.Е. Расчет параметров плавности хода автомобиля с учетом упругости узлов крепления и инерционного сопротивления в амортизаторах, потерь энергии при колебаниях и теплового режима работы амортизатора. / В.Е. Панков. – М. : Диссертация кандидата технических наук, 1986. – 235 с.
80. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М. : Наука, 1964. – С.335.

81. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М. : Наука, 1980. – С.270.
82. Пархилловский, И.Г. Автомобильные листовые рессоры / И.Г. Пархилловский. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
83. Пархилловский, И. Г. Спектральная плотность распределения неровностей микропрофиля дорог и колебания автомобиля / И.Г. Пархилловский // Автомобильная промышленность, 1961. - № 10.
84. Пархилловский, И. Г. и Цхай, Ф. А. Результаты статистических исследований плавности хода автомобилей в естественных дорожных условиях / И.Г. Пархилловский // Труды семинара по подвескам автомобилей НАМИ. – 1964. - Вып. 10
85. Пархилловский, И.Г., Шишкин, В.Н., Белов, С.А. Вопросы оценки эффективности виброзащиты водителя автомобиля / И.Г. Пархилловский // Автомобильная промышленность. – 1976. - № 8. С.22-25.
86. Певзнер, Я.М., Плетнев, А.Е., Тихонов, А.А. Об уровне вибраций легковых автомобилей с шинами разных типов / Я.М. Певзнер // Автомобильная промышленность. – 1966. - № 6. С.20-23.
87. Певзнер, Я.М., Конев, А.Д., Плетнев, А.Е. Экспериментальное исследование колебаний автомобиля с различными характеристиками амортизаторов / Я.М. Певзнер // Труды НАМИ. – 1973. – вып. 141. С.3 -13.
88. Певзнер, Я.М., Гридасов, Г.Г., Конев, А.Д., Плетнев, А.Е. Колебания автомобиля / Я.М. Певзнер.- М.: Машиностроение, 1979. – С.208.
89. Певзнер, Я.М., Зельцер, Е.А. Исследования влияния нелинейных характеристик амортизаторов на колебания автомобиля. / Я.М. Певзнер // Труды НАМИ. – 1967. – вып. 14. С.5-8.
90. Певзнер, Я.М. и Тихонов, А.А. Исследование статистических свойств микропрофиля основных типов автомобильных дорог / Я.М. Певзнер // Автомобильная промышленность, 1964. - № 1.
91. Певзнер, Я.М. Исследования продольно-угловых колебаний автомобиля: Труды НАМИ вып. 175. 1979. – С.62-83.

92. Певзнер, Я.М. и Горелик, А.М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я.М. Певзнер. - М.: Машгиз, 1963.
93. Певзнер, Я.М., Гридасов, Г.Г., Плетнев, А.Е. О нормировании плавности хода автомобилей / Я.М. Певзнер // Автомобильная промышленность. – 1973. - № 11. С.11-15.
94. Петкевич, В.В. Теоретическая механика / В.В. Петкевич. – М.: Наука, 1981. – С.496.
95. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. / В.Ф.Платонов М.: Машиностроение, 1989.- 312 с.
96. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин / В.Б. Проскуряков.— Л.: Машиностроение, 1972.— 232 с.
97. Прочность и долговечность автомобиля // Под ред. Б.В. Гольда. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
98. Прутчиков, О.К. Эксплуатационные требования к плавности хода автомобилей / О.К. Прутчиков // Автомобильная промышленность. - 1965. - № 2.
99. Прутчиков, О. К. Экспериментальное определение параметров подвесок грузовых автомобилей повышенной проходимости. / О.К. Прутчиков // Труды семинара по подвескам автомобилей. НАМИ. - 1960. - Вып.1.
100. Пугачев, В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. - М.: ГИТТЛ, 1957.
101. Равкин, Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля. / Г.О. Равкин. - М.: Машгиз, 1962.
102. Раймпель, Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1983. – С.356.
103. Раймпель, Й Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
104. Раймпель, Й Шасси автомобиля. Элементы подвески / Й. Раймпель . – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

105. Райхлин, Р.И. Исследование рабочего процесса активной подвески автомобиля / Р.И. Райхлин. – М.: Диссертация кандидата технических наук, 1968. – С.120
106. РД 37.052.029-86 Номенклатура и технические данные дорог и сооружений центрального научно-исследовательского полигона НАМИ / Дмитров: НИЦИАМТ и НАМИ, 1986.
107. Ройтенберг, Я.М. Автоматическое управление / Я.М. Ройтенберг. – М.: Наука, 1971.
108. Ротенберг, Р.В. Теория подвески автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машгиз, 1951. – С.214.
109. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – С.392.
110. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания / Р.В. Ротенберг. - М., Машгиз, 1960.
111. Ротенберг, Р.В. Развитие теории автомобилей в условиях применения ЭВМ / Р.В. Ротенберг // Автомобильная промышленность. - 1965. - № 9.
112. Ротенберг, Р.В., Булаченко, Н.И. О физиологических критериях плавности хода автомобиля / Р.В. Ротенберг
113. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
114. Ротенберг, Р.В., Сиренко, В.Н. О колебательных характеристиках человека в связи с изучением системы человек–автомобиль–дорога / Р.В. Ротенберг // Автомобильная промышленность. – 1972. - № 1. С.24-26.
115. Рыков, С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебания автомобиля / С.П. Рыков. – М.: Диссертация кандидата технических наук, 2000.
116. Савельев, Г.В. Автомобильные колеса / Г.В. Савельев.—М.: Машиностроение, 1983.— 151 с.

117. Сальников, В.И., Домнин, Д.А. Динамический гаситель колебаний колеса автомобиля: компьютерный прогноз / В.И. Сальников // Автомобильная промышленность. – 2005. - № 8. С.19-21.
118. Светлицкий, В.А. Случайные колебания механических систем / В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1976. – 214 с.
119. Свешников, А.А. Прикладные методы теории случайных функций / А.А. Свешников // М.: Судпромгиз. - 1961.
120. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.
121. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
122. Степанов, И.С. Исследование плавности хода и режимов работы элементов подвески короткобазного грузового автомобиля / Г.А. Степанов. – М.: МАМИ, межвузовский сборник научных трудов «Безопасность и надежность автомобиля». – 1988. – С. 208-214..
123. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем / В.П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 1997. – С.640.
124. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – С.478
125. Тимошенко, С.И., Янг, Д.Х., Уивер, У. Колебания в инженерном деле / С.И. Тимошенко. – М.: Машиностроение, 1985. – С.472.
126. Тихонов, А.А. Исследования вертикальных колебаний колес автомобиля в дорожных условиях: Автомобильная промышленность, 1957. №5. – С.16-21.
127. Усенский, И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Усенский. – М.: Машиностроение, 1976. – 167 с.
128. Фалькевич, Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – С.237.

129. Фельзенштейн, В.С. Расчет плавности хода прицепного звена автопоезда / В.С. Фельзенштейн // Автомобильная промышленность. – 2003. - № 1. С.15-17.
130. Фурунжиев, Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р.И. Фурунжиев
131. Фурунжиев, Р.И. Автоматизированное проектирования колебательных систем/ Р.И. Фурунжиев
132. Фурунжиев, Р.И., Останки, А.И. Управление колебаниями многоопорных машин / Р.И. Фурунжиев. – М.: Машиностроение, 1984. – С.206.
133. Хачатуров, А.А. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – С.535.
134. Хейл, Дж. Колебания в нелинейных систем / Дж. Хейл. – М.: Мир, 1966. – С.231.
135. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудакова. – М.: Машгиз, 1950. – С.343.
136. Юдин, Б.В., Меркулов, И.Л. Экспериментальные методы оценки плавности хода в дорожных условиях: Труды НАМИ вып. №10 М., 1964.
137. Яблонский, А.А., Норейко, С.С. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский. – М.: Высшая школа, 1961. – С.207.
138. Яценко, Н.Н., Рыков, С.П. и др. Новая модель сглаживающей способности шин. Расчет колебаний автомобиля / Н.Н. Яценко // Автомобильная промышленность. – 1992. - № 11. С.18-21.
139. Яценко, Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способности шин / Н.Н. Яценко. – М.: НАМИ, 1971. – 143 с.
140. Яценко, Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способности шин / Н.Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
141. Яценко, Н.Н., Прутчиков, О.И., Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1969. – 220 с.

142. Яценко, Н.Н. Особенности колебаний трехосных автомобилей с балансирной подвеской / Н.Н. Яценко // Автомобильная промышленность.- 1959. - № 12.
143. Яценко, Н.Н. Распределение подрессоренных масс грузовых автомобилей. / Н.Н. Яценко // Автомобильная промышленность. - 1959 - № 10.
144. Яценко Н. Н. и Прутчиков О. К. Исследование подвесок автомобилей высокой проходимости. «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
145. Borkowski, W., Hryciow, Z. Optimalizacja charakterystyk sprzystosci elementow zawieszon w pojazdach samochodowych / W. Borkowski
146. Chenchanna, P. Ride-comfort and road holding / P. Chenchanna
147. Dupuis, H. Zur physiologischen Beanspruchung des Menschen durchmechanische Schwinqungen / H. Dupuis
148. Kitching, KJ, Cole, DJ, and Cebon, D. Perfomance of a Semi-Active Damper for Heavy Vehicles ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, VOL
149. Oledzki, A.A. new kind of impact damped-from Simulation to Real Design. Mechanism and machine Theory / A.A. Oledzki, 1981. – p. 247-253.
150. Randall, S.E., Haldsted, D.M., Taylor, D.L. Optimum vibration absorbers for lincar damped systems. ASME. Journal of Mechanical Design / S.E. Randall, 1981 – v.103, №4, pp. 908-913.
151. Shibata K., Shinohara H., Kurokawa H. Study on the damping of Magnetic Vibration-Proof Device. JAPAN SOCIETY OF PRECISION ENGINEERING / K. Shibata. – 1984. pp. 337-338.
152. Soom, A., Ming-san-Lee optimal Design of Linear and Nonlinear Vibration Absorbers for Damped System. ASME / A. Soom, 1983, v105, №1, pp. 112-119.