

Волченко Татьяна Сергеевна

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

Специальность

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ) на кафедре летательных аппаратов и автоматических установок

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
**Шефер Леопольд Анатольевич**

Официальные оппоненты: Горшков Юрий Германович  
доктор технических наук, профессор,  
ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная  
агроинженерная академия»;

Сарач Евгений борисович  
доктор технических наук, профессор  
ФГБОУ ВПО «Московский государственный  
технический университет имени  
Н.Э.Баумана»  
Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Волгоградский государ-  
ственный технический университет», г. Вол-  
гоград

Защита состоится \_\_\_\_\_ в \_\_\_\_\_ часов на заседании диссертационного совета  
Д 212.298.02 при ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ) по  
адресу:

454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, д76, ауд \_\_\_\_\_

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государ-  
ственный университет» (НИУ)

Автореферат разослан \_\_\_\_\_

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
д-р техн. наук, проф.

А.О. Чернявский

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Объектом исследования данной работы является дорожное грузовое автотранспортное средство, перевозящее груз специального назначения в условиях случайного нагружения. Помимо упруго-демпфирующих свойств системы поддрессоривания 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 виброннагрузок и обеспечить соответствие проектируемого изделия мировым стандартам качества. Это значит, что при выборе СП необходимо учитывать ряд параметров, характеризующих в совокупности систему виброизоляции транспортного средства: упруго-демпфирующие параметры непосредственно самой подвески; упругую характеристику шин; параметр колесной базы.

В настоящее время растет количество исследований в области динамики систем поддрессоривания 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 др.

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 систем поддрессоривания 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 подвески 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 поддресоривания 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 системы виброизоляции грузовых автотранспортных средств 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 исчисления. 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 ме-

тодов. 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 поддрессирования 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 (12-15):**

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 поддрессирования, 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 и прочность машин», Челябинск 2007 г.; конференции XXVIII Российской школы «Наука и технологии», Миасс 2008 г.; конференции XXIX Российской школы «Наука и технологии», Миасс 2009 г., отчетной кон-

ференции аспирантов Южно-Уральского Государственного Университета, Челябинск 2009; заседаниях кафедры Летательные аппараты и автоматические установки Южно-Уральского Государственного Университета.

**Публикации:** Основные результаты диссертационного исследования отражены в \_\_\_\_\_ научных работах, \_\_\_\_\_ из которых опубликованы в изданиях, включённых в «Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук»

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

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** определено место данной работы в цикле исследований, проводимых кафедрой «Летательные аппараты и автоматические установки» Южно-Уральского Государственного Университета на протяжении нескольких десятков лет. Обоснована актуальность исследования, приводится краткое содержание работы по главам, сформированы цели и задачи, научная новизна, теоретическая и практическая значимость, методология и методы исследования, основные положения, выносимые на защиту, степень достоверности и апробация результатов.

**В первой главе** дан обзор литературы, научных исследований и технологий в области динамики движения и проектирования систем подрессоривания автотранспортных средств. Указаны конкретные типы большегрузных автомобилей и возможность применения на них различных видов систем подрессоривания. Представлен обзор имеющихся и действующих в настоящее время нормативных документов, используемых при проектировании грузовых автотранспортных средств. Введены обозначения основных параметров, характеризующих динамику движения автомобиля. Единство введенных символов сохраняется во всем тексте диссертации. Глава завершается формулировкой цели и задач исследования.

**Во второй главе** предложена расчетная модель динамики движения дорожных грузовых автомобилей различных модификаций, перевозящих грузы специального назначения при случайном воздействии со стороны дорожного полотна.

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

1. специализированное грузовое автотранспортное средство, 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.

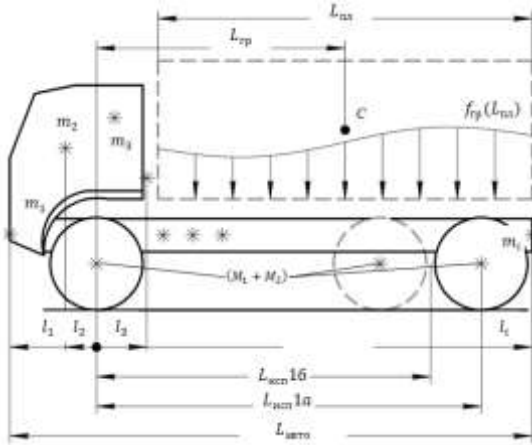


Рисунок 2.1-а. Расчетная схема двухосных и трехосных грузовых автомобилей в исполнении 1

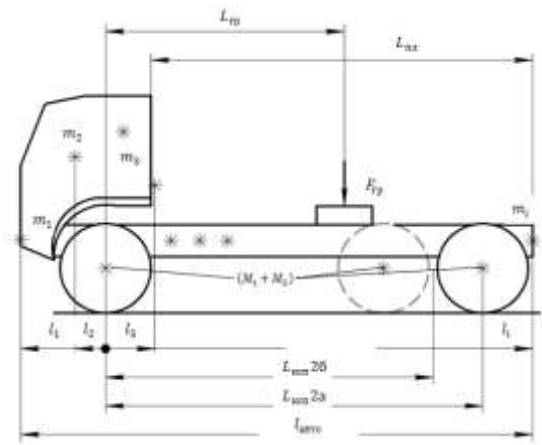


Рисунок 2.1-а. Расчетная схема двухосных и трехосных грузовых автомобилей в исполнении 2

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  $l_{\text{автo}}$ , ширина  $B_{\text{автo}}$  (рисунок 2.1-б); массовые характеристики ступиц мостов с тормозами  $M_{i_1}^{\text{мост}}$ ; колесная база  $L$  соответствующего исполнения и массовая характеристика мостов  $M_{i_2}^{\text{мост}}$ ; 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  $F_{\text{гр}}$  определяется исходя из значения приведенной подрессоренной массы полуприцепа  $M_{\text{пп}}$ , расположенной над задними подвесками снаряженного автомобиля-тягача. Приведенная подрессоренная масса полуприцепа определяется зависимостью  $M_{\text{пп}} = M_{\text{гр}} \cdot [l_{\text{спп}} / (l_{\text{автo}} + L_{\text{пп}})]$ , где  $l_{\text{спп}}$  – расстояние от задней оси полуприцепа до центра тяжести снаряженного автомобиля-тягача;  $L_{\text{пп}}$  – расстояние от передней оси автомобиля до задней оси полуприцепа.

Обобщение имеющейся информации об условиях эксплуатации дорожных грузовых автомобилей позволило сделать вывод о том, что в большинстве своем измерение микропрофиля

пути проводилось для одной колеи. В качестве допущения принято, что случайная функция продольного микропрофиля является нормальной и стационарной, что позволяет применять для анализа различного типа дорог методы корреляционной теории случайных процессов. Описывая стационарный случай нагружения целесообразно пользоваться частотными методами, например, спектральным анализом. При использовании пространственной модели описания динамики автомобиля необходимо воспроизводить вертикальные входные сигналы на каждую опорную точку с учетом взаимосвязи между ними. Это осуществляется за счет следующих мероприятий.



Рисунок 2.2. Схема профиля дороги с учетом правой и левой колеи

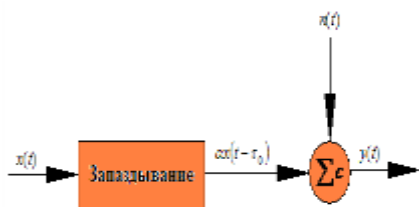


Рисунок 2.3. Схема распространения сигнала в задаче определения запаздывания

1. Основываясь на методике С.Д.Доддса из корреляционной функции микропрофиля  $R_q(x_q)$ , симметричного относительно продольной оси (рисунок 2.2), с помощью автокорреляционной функции поверхности выводится взаимная корреляционная функция для правой и левой колеи дорожного полотна  $R_{q_{LR}}(x_q)$ :  $R(x_q, y_q) = \langle q(x_q, y_q) \cdot q(x_q + dx_q, y_q + dy_q) \rangle$ ; при  $dx_q = dy_q$ ;  $\sqrt{dx_q^2 + dy_q^2} = \rho$ ;  $R_q(\rho \cos \theta, \rho \sin \theta) = R_q(\rho)$ ;  $R_{q_{LR}}(x_q) = R_q(\rho)$ .

2. В работах Дж.Бендата и А.Пирсола говорится, что каждое заднее колесо проходит по следу соответствующего переднего колеса с учетом запаздывания (рисунок 2.3). Это значит, что принимаемый сигнал равен:  $y(t) = \mu x(t + \tau_0) + n(t)$ , где  $n(t)$  – некоррелированный шум на выходе с нулевым средним;  $\tau_0 = dx/c_c$  – постоянное запаздывание;  $dx$  – расстояние;  $c_c$  – скорость распространения сигнала.

Таким образом, функция спектральной плотности  $S_q(\omega)$  для задания пространственного случайного воздействия на автомобиль имеет вид:

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

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

В связи свыше сказанным в ходе исследований, как часть сквозного программного обеспечения для расчетов вибронагрузки, разработан математический способ приложения про-



пространственного случайного воздействия на автомобиль со стороны дорожной поверхности, принципиальная схема которого показана на рисунке 2.4.

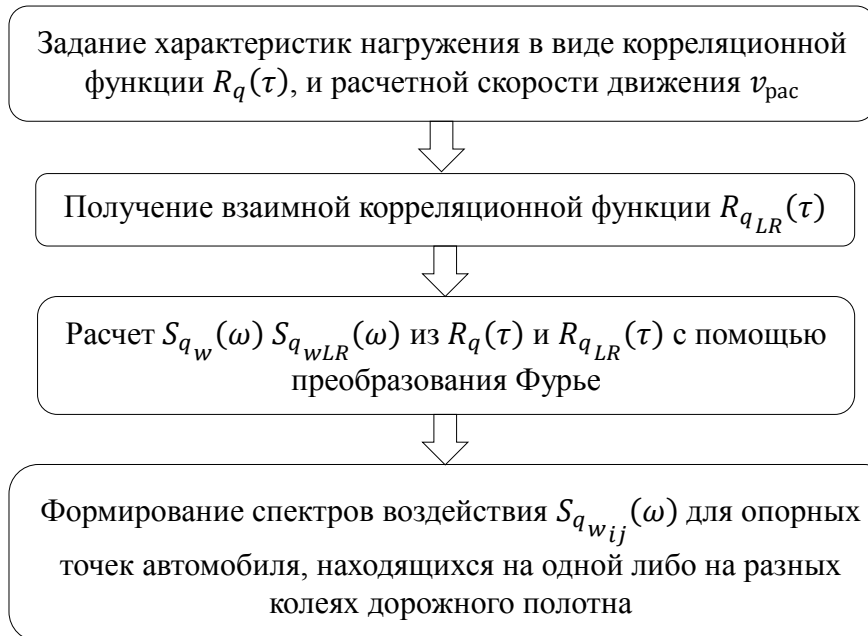


Рисунок 2.4. Способ формирования пространственного случайного дорожного воздействия на автомобиль

Для анализа распределения вибрационных нагрузок по длине несущего элемента необходимо: знать тип СП, а также ее структурную схему; 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  $G_i$ ;  $G_{вдi}$  – нагрузка на ведущую ось;  $G_{грi}$  – 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,  $y_{дi}$ ; промежуток расчетных значений скорости движения, соответствующий конкретному типу дорожного покрытия  $[v_{min}^{pac} \dots v_{max}^{pac}]$ ; реакции, возникающие при передаче воздействия от дорожной поверхности к раме автомобиля  $R_i$ .

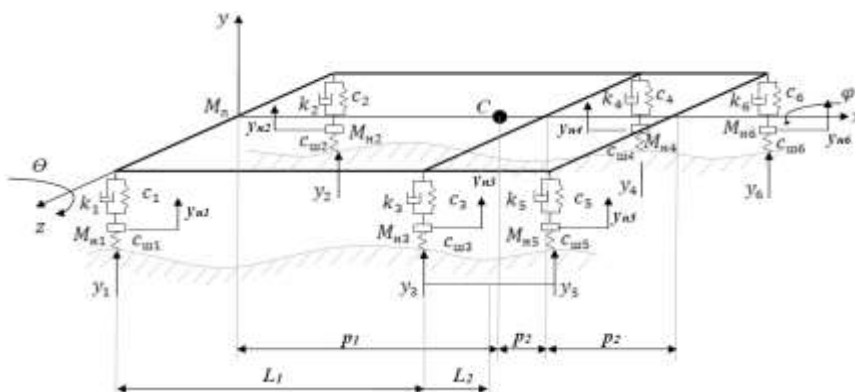


Рисунок 2.5. Расчетная модель динамики движения грузового автомобиля

Расчетная модель динамики движения грузового автомобиля, представленная на рисунке 2.5, 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.

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 виброн нагруженности 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 поддрессоривания – 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 виброн нагруженности вносят именно собственные формы продольно-угловых и крутильных колебаний кузова и подвесок. А значит имеет смысл исследования проводить в диапазоне 1 – 4 Гц.

В связи с этим были сформулированы допущения при расчете системы виброизоляции:

- 1) рассматривается автомобиль полной массы, кузов симметричен относительно продольной оси  $x$ , деформациями рамы на кручение и изгиб пренебрегаем;
- 3) характеристики жесткостей передней и задней подвесок, характеристики амортизаторов и радиальные нагрузочные характеристики шин линеаризуются;
- 4) сухое трение в рессорах и элементах подвески приводится к вязкому;
- 5) 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;
- 6) учитывается только вертикальное воздействие, поперечными и продольными реакциями дороги пренебрегаем;
- 7) оси мостов движутся в плоскостях, перпендикулярных к плоскости рамы, а их моменты инерции относительно осей вращения колес равны нулю;
- 8) контакт шины с дорогой точечный, учитывается только одна сила, характеризующаяся ординатой дорожной поверхности под центром колеса;
- 9) колеса имеют двухстороннюю связь с дорогой, то есть отрыв колеса от дороги отсутствует.

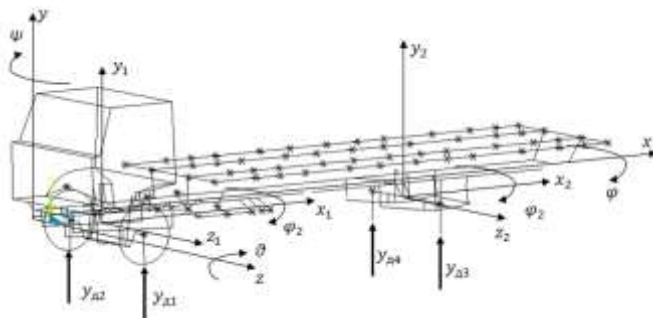


Рисунок 2.5. Конечно-элементная модель динамики движения грузового автомобиля исполнения 1

Все расчеты в ходе диссертационного исследования проводились с помощью пакета конечно-элементного моделирования ANSYS. Разработанная в нем модель грузового автомобиля, адаптирована для анализа виброн нагруженности при различных условиях нагружения. Формируется такая модель с помощью массовых, балочных и упруго-демпфирующих элементов.

На рисунке 2.6 представлены динамические конечно-элементные модели различных типов подвесок.

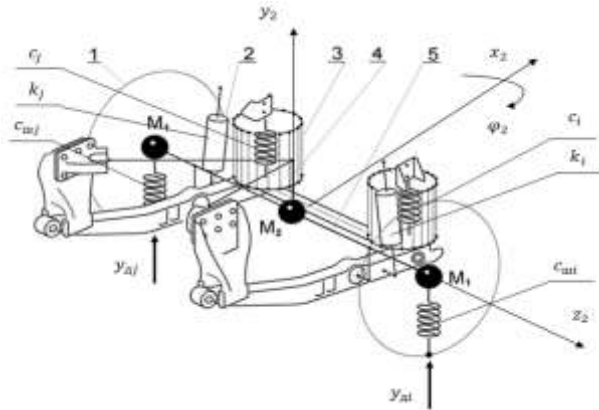


Рисунок 2.6-а. Конечно-элементная динамическая модель гидро-пневматической подвески

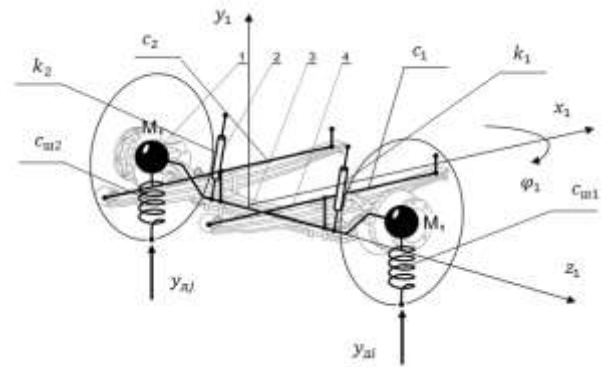


Рисунок 2.6-б. Конечно-элементная динамическая модель рессорной подвески

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  $S_{y_{тр}}(\omega)$ .

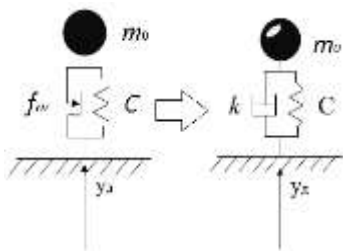


Рисунок 2.7. Динамические системы для получения коэффициента вязкого трения

Затем для этой же механической системы связь узлов осуществить с помощью «упругого демпфера» и на выходе также получить спектральную плотность  $S_{y_b}(\omega)$ . Варьируем значение коэффициента  $k$  необходимо добиться совпадения двух спектров  $S_{y_{тр}}(\omega) = S_{y_b}(\omega)$ . 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 конструктивное трение системы автомобиля, задаваемое пропорциональным Релеевским демпфированием  $[R]$  с помощью матриц масс  $[M]$  и жесткости  $[C]$ .

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  $\theta$  и поперечно-угловым  $\varphi$  колебаниям кузова относительно центра масс; вертикальным колебаниям мостов  $y_i$ ; поперечно-угловым колебаниям  $\varphi_i$  мостов относительно центра тяжести.

Общая система уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} (M_{1s} + M_2)_i \ddot{y}_{j_i} + c_i \cdot (y_{j_i} - y_i(t)) - k_i (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) - r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) - \\ \quad - c_i \cdot (z_i - z_{k_i}) = 0; \\ M \cdot \ddot{z}_c - k_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + c_i \cdot (z_i - z_{k_i}) = 0; \\ J_y \ddot{\alpha} + l_j (k_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + c_i \cdot (z_i - z_{k_i})) = 0; \\ J_x \ddot{\beta} + \frac{b_s}{2} \cdot (k_i \cdot (\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + r_i \cdot \text{sign}(\dot{z}_i - \dot{z}_{k_i}) + c_i \cdot (z_i - z_{k_i})) = 0. \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{Уравнение движения} \\ \text{балочного элемента} \\ m_0 dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = f d\theta, \\ d\theta = \frac{dx}{r} \end{array}$$

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

Система для простейшей модели с учетом сил сухого трения: Упруго-демпфирующая характеристика рессоры:

сил сухого трения:

$$I_z = (c \cdot l) / (48E).$$

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

Характеристика конструкционного демпфирования:

$$[R] = \alpha[M] + \beta[C],$$

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

Система для простейшей модели с учетом

эквивалентных сил вязкого трения:

$$m_0 + cy + f_v = y_d(t)$$

дифференциальное уравнение движения  $j$ -ой формы колебаний:

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

где  $\alpha$  и  $\beta$  – коэффициенты пропорциональности  $\xi$  – относительный коэффициент демпфирования;  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  – 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  $\alpha$  и  $\beta$  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;  $\omega_j$  – 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.

Таким образом, универсальность предлагаемой модели заключается в том, что она рассматривает не конкретный автомобиль, а систему, которая, работая в определенном режиме и с определенными нагрузками, может быть применена при описании взаимодействия любого ГАТС с дорожной поверхностью. Помимо учета продольных, поперечных и вертикальных колебаний, достоинством такой модели является относительно небольшое число элементов и уз-

лов. Это позволяет существенно экономить время расчетов, так как при непосредственной оптимизации необходимо проанализировать множество вариантов конструктивных решений при различных условиях нагружения.

В ходе исследований с помощью данной методики оценен характер и вклад изменения параметров системы виброизоляции в степень вибронегруженности при различных условиях эксплуатации (рисунки 2.9 – 2.12). Определено, что для различных типов дорожных покрытий существует такая критическая скорость  $v_{кр}$  движения автотранспортного средства из соответствующего промежутка возможных скоростей движения  $[v_{рас\,min}; v_{рас\,max}]$ , при которой определяется демпфирующий коэффициент подвески  $k^{opt}$ , не приводящий к резкому возрастанию вибронегрузки с изменением скоростных условий нагружения. Тогда как демпфирующий коэффициент, определенный для любой другой расчетной скорости  $v_{рас} \neq v_{кр} \in [v_{рас\,min}; v_{рас\,max}]$  с изменением скоростных условий приводит к значительному возрастанию СКО вертикальных ускорений.

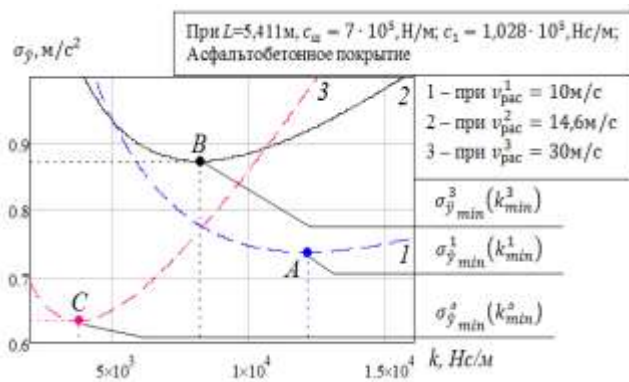


Рисунок 2.9-а. Влияние демпфирующего коэффициента на СКО вертикальных ускорений несущей конструкции ГАТС

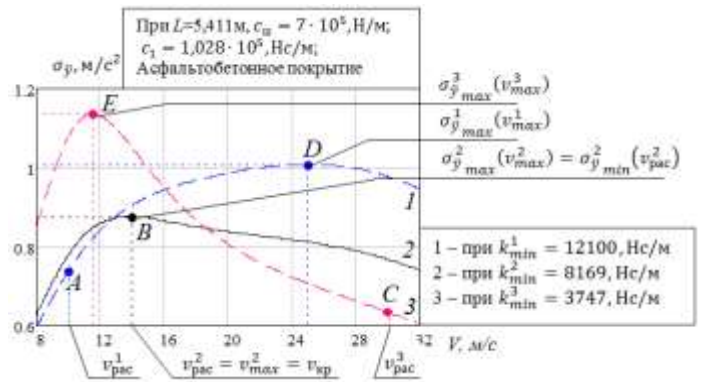
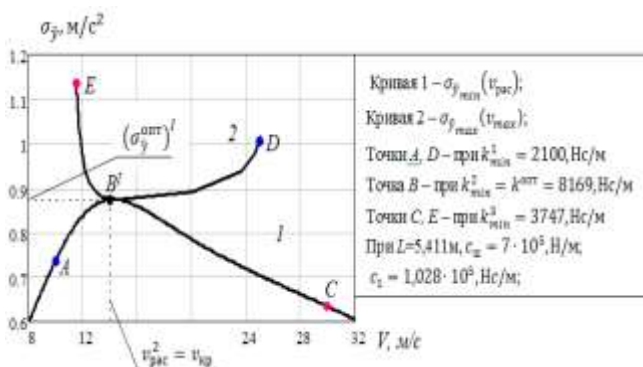


Рисунок 2.9-б. Влияние изменения скорости движения на СКО вертикальных ускорений несущей конструкции ГАТС

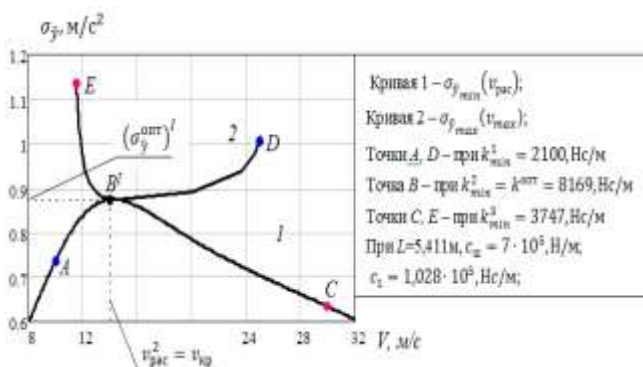


Рисунок 2.9-в. Зависимость СКО вертикальных ускорений кузова от скорости движения при соответствующих значениях

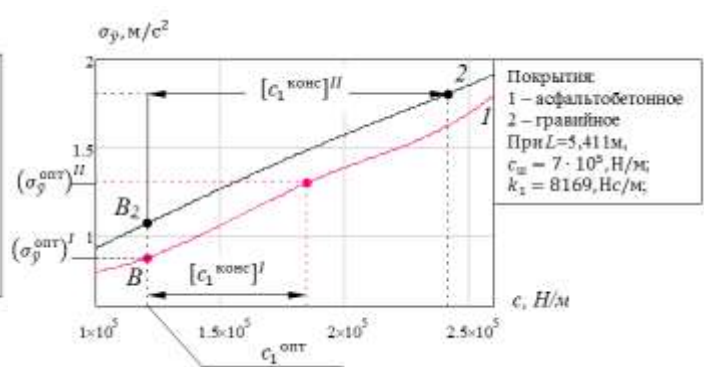


Рисунок 2.10. Влияние упругого коэффициента подвески на СКО вертикальных ускорений

демпфирования  $k_{i\min}$

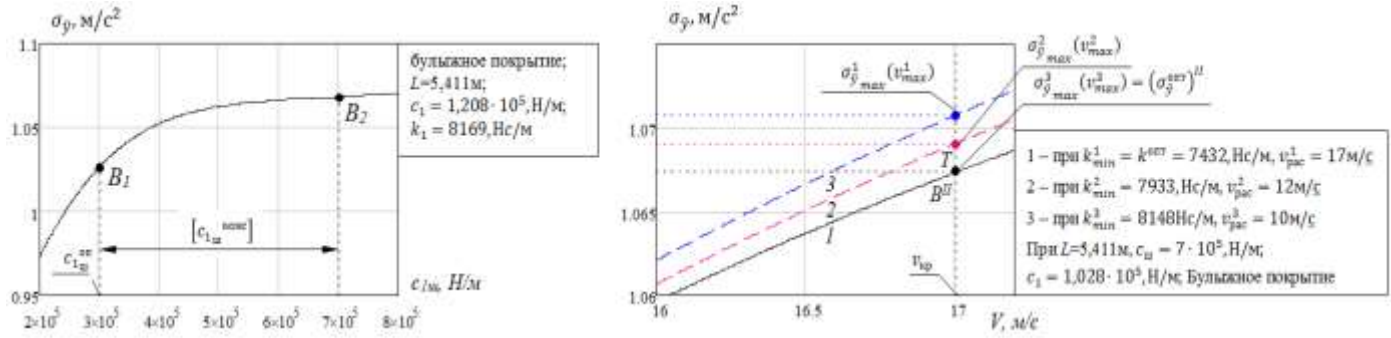


Рисунок 2.11. Влияние изменения скорости на СКО вертикальных ускорений несущей конструкции при движении ГАТС по дорогам с гравийным типом покрытия

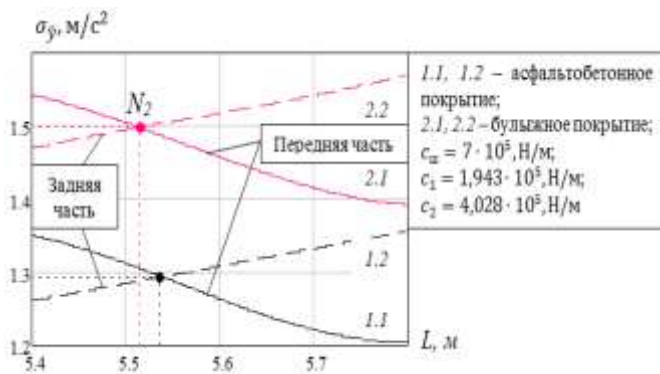


Рисунок 2.12. Влияние параметра колесной базы на СКО вертикальных ускорений несущей конструкции ГАТС

Учитывая процесс изменения вибронатрузок в зависимости от каждого из параметров, можно сделать вывод о том, что основными оптимизируемыми характеристиками необходимо принять демпфирующий коэффициент подвески и колесную базу, которые наибольшим образом влияют на величину вибронатрузок. В дальнейшем этот факт позволяет при выборе рациональных соотношений параметров системы виброизоляции, определить стратегию оптимизации.

**Третья глава** посвящена разработке на основе предложенной расчетной модели методики условной оптимизации системы виброизоляции.

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.

Постановка задачи оптимизации представлена на схемах 3.1 и 3.2. Алгоритм методики оптимизационного проектирования системы виброизоляции грузовых автотранспортных средств представлен на рисунке 3.3.

В основе процесса условной оптимизации заложен метод поиска экстремума целевой функции Гаусса – Зейделя, осуществляемый за счет алгоритма покоординатного спуска Пауэлла, заключающегося в оптимизации шага итерации  $h$ .

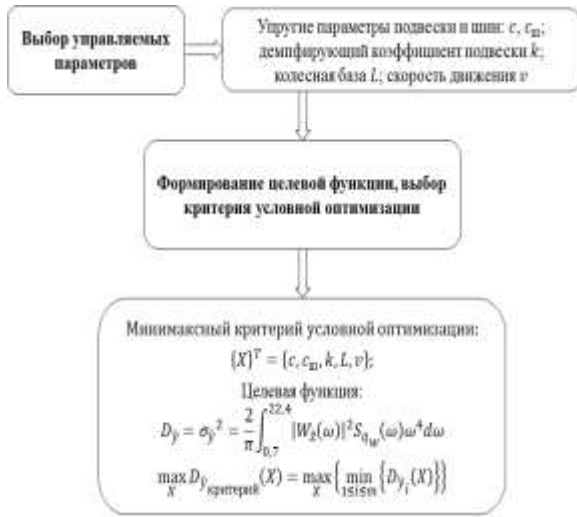


Рисунок 3.1. Постановка задачи оптимизации – выбор управляемых параметров и целевой функции

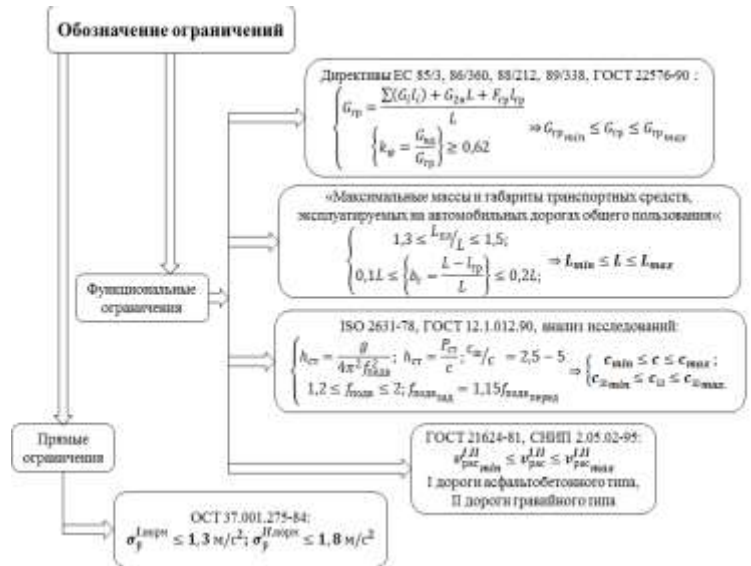


Рисунок 3.2. Постановка задачи оптимизации – наложение ограничений



Рисунок 3.2. Алгоритм методики оптимизации и расчета параметров системы виброизоляции с точки зрения минимума вибрационных нагрузок

В четвертой главе дан анализ и обобщение экспериментальных стендовых исследований и сопоставление их с различными результатами моделирования вариантов несущей системы. проанализированы результаты сравнения вибрационных нагрузок существующего автомобиля КАМАЗ-5308 и этого же автомобиля, спроектированного согласно предложенной методике.

Проанализированы результаты эксперимента по определению вертикальных виброускорений в сечениях рамы исследуемого автомобиля.



Рисунок 4.1. Испытательный стенд для исследования динамики конструкции транспортной системы

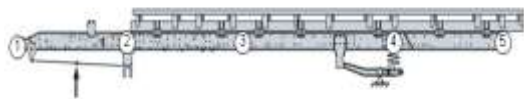


Рисунок 4.2-б. Схема установки датчиков ускорений

Заднюю часть рамы рычагами опирали на подвижную плиту опоры стенда через штатные резинометаллические шарниры крепления к заднему мосту.

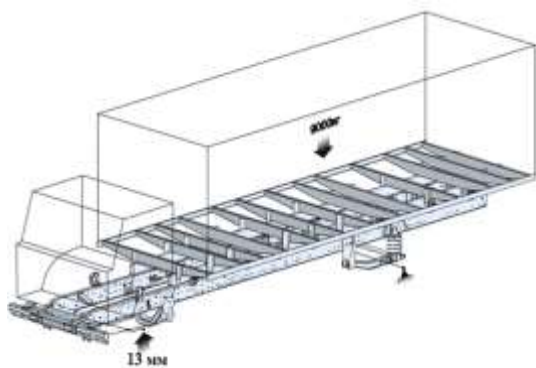


Рисунок 4.3. Расчетная математическая модель стенда

С целью подтверждения адекватности расчетной динамической модели транспортного средства были проанализированы результаты экспериментальных исследований на Испытательном стенде фирмы MTS центральной лаборатории прочности и специзмерений НТЦ ОАО «КАМАЗ» (рисунок 4.1, 4.2). Объектом исследования стал грузовой автомобиль КАМАЗ – 5308. В данной работе результаты экспериментов используются с согласия ОАО «КАМАЗ».

Система в груженом состоянии подвергалась кососимметричному нагружению путем работы в противофазе гидроцилиндров передней нагрузочной балки при подаче на них гармонического сигнала постоянной амплитуды в диапазоне частот от 1 Гц до 4 Гц.

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.

Сформированная в пакете конечно-элементного моделирования ANSYS пространственная расчетная модель (рисунок 4.3), описывающая динамику работы испытательного стенда, позволила провести аналогичный численный эксперимент.

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



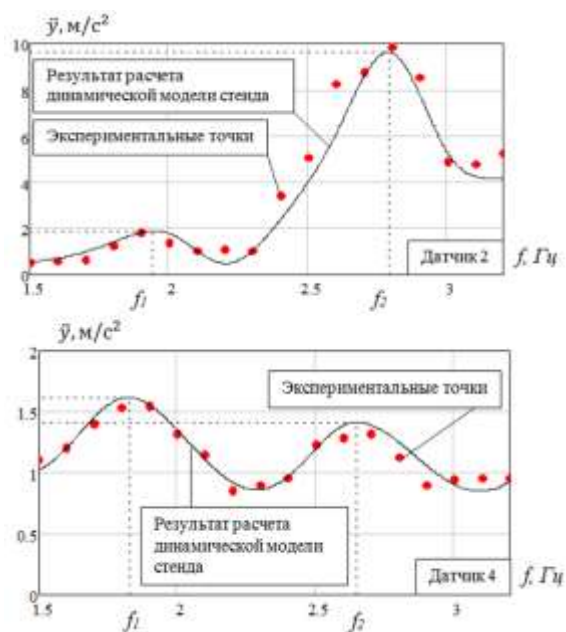


Рисунок 4.4. Зависимость вертикальных ускорений кузова от частоты колебаний автомобиля для стенда и для его математической модели

Проверка данной модели в аналогичных эксперименту условиях показала, что резонансные пики, характеризующие вертикальные и продольно-угловые колебания автомобиля на передней и задней подвесках, совпадают по частоте также с удовлетворительным расхождением в 3% (рисунок 4.5).

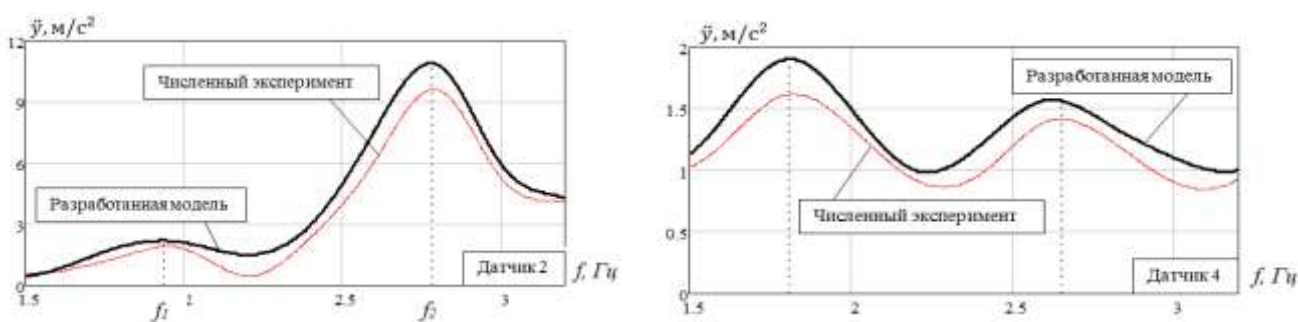


Рисунок 4.5. Зависимость вертикальных ускорений кузова от частоты колебаний автомобиля для математической модели стенда и для упрощенной расчетной модели

По результатам применения методики удалось за счет изменения параметров подвески и колесной базы снизить вибронагрузки задней части кузова в среднем в 3,3 раза и обеспечить их соответствие установленным нормам (таблица 1).

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.

С помощью конечно-элементной модели стенда была сформирована и отлажена принятая в данной работе пространственная динамическая модель грузового автотранспортного средства.

Таблица 1. Результаты применения методики оптимизации на примере автомобиля КА-МАЗ-5308

Колесная база $L$ , м	Жесткость шин $c_{ш}$ , Н/м	Жесткость подвески $c_1$ , Н/м	Жесткость подвески $c_2$ , м/с <sup>2</sup>	Демпфирование подвески $k_1$ , Нс/м	Демпфирование подвески $k_2$ , Нс/м	$\sigma_{\dot{y}_1'}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\dot{y}_2'}$ , м/с <sup>2</sup>
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

### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертационной работе разработаны прикладные методы и средства исследования динамики дорожных грузовых автомобилей, перевозящих груз специального назначения, позволяющих на ранних стадиях проектирования и модернизации изделий минимизировать вибронагруженность 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 поддрессирования и конструктивных параметров. Это значит что для любого исполнения системы грузового автомобиля возможно применение

ние 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 вибронегруженности расчетной модели при различных условиях нагружения: характеристика упругого элемента подвески дает 63%; характеристика ее демпфирующего элемента – 30%; упругая характеристика шин – 4%; колесная база для вибронегруженности передней части кузова – 50%, для вибронегруженности 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  $[c_{min}; c_{max}]$ ,  $[c_{ш_{min}}; c_{ш_{max}}]$ , 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  $[v_{рас_{min}}; v_{рас_{max}}]$ , при которой определяется демпфирующий коэффициент подвески  $k^{опт}$ , не приводящий к резкому возрастанию вибронегрузки с изменением скоростных условий нагружения. Тогда как демпфирующий коэффициент, определенный для любой другой расчетной скорости  $v_{рас} \neq v_{кр} \in [v_{рас_{min}}; v_{рас_{max}}]$  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 поддрессоривания 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 пред-

ложенной 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 РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

По теме диссертации опубликованы 8 печатных работ, из них: 4 – тезисы докладов; 1 – научная статья; 3 – статьи в рецензируемых журналах, рекомендуемых ВАК.

Личный вклад автора заключается в следующем:

1. разработка расчетной модели движения грузового автотранспортного средства, проектируемого для грузов специального назначения при пространственном случайном воздействии;
2. численный расчет и анализ характеристик системы виброизоляции;
3. разработка методики оптимизации системы виброзащиты автомобиля на стадии проектирования.

Список работ:

#### *В изданиях, рекомендованных ВАК*

1. Волченко Т.С. Оптимизация основных проектных параметров системы поддресоривания дорожных грузовых автотранспортных средств / Т. С. Волченко, Л.А.Шефер, Д. Х. Валеев // Вестник Академии военных наук. – Москва, 2011. – № 2 (35) – С. 54-59.
2. Волченко Т.С. Разработка основных этапов методики выбора проектных параметров поддресоренных систем автотранспортного средства / Т. С. Волченко, Л.А.Шефер // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 13. – № 11. – С. 57-63.
3. Волченко Т.С. Исследование модели дорожного воздействия / Т. С. Волченко, В.А. Крылов, Л. А. Шефер // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2007. – Вып. 10. – № 25. – С. 75-78.

#### *В других изданиях*

4. Волченко Т.С. О влиянии зависимости дорожного воздействия при расчетах динамических характеристик напряженно-деформированного состояния несущих систем автомо-

бия / Т.С. Волченко, В.А. Крылов, Л.А. Шефер // Динамика машин и рабочих процессов. – Челябинск: Издательский дом ЮУрГУ, 2007. – С. 45-51.

5. Волченко Т.С. О влиянии зависимости дорожного воздействия при расчетах динамических характеристик напряженно-деформированного состояния несущих систем автомобиля / Т.С. Волченко, В.А. Крылов, Л.А. Шефер // Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2007. – С.199.

6. Волченко Т.С. Оптимизация основных проектных параметров системы адресирования дорожных грузовых автотранспортных средств / Т. С. Волченко, Л.А.Шефер // Динамика машин и рабочих процессов : сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции 10-12 апреля 2011 г. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2012. – С. 55-58.

7. Волченко Т.С. Этапы методики выбора проектных параметров систем адресирования автотранспортных средств / Т. С. Волченко, Л. А. Шефер // Наука и технологии : тезисы докладов 29 Российской школы, посвященной 85-летию академика В. П. Макеева 23-25 июня 2009 г. – Миасс: издательский дом МСНТ, 2009. – С. 49.