

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

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск – 2014

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ) на кафедре «Летательные аппараты и автоматические установки».

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор  
**Шефер Леопольд Анатольевич.**

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

**Сарач Евгений Борисович**  
доктор технических наук, профессор кафедры  
«Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана».

Ведущая организация – ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет», г. Волгоград

Защита состоится 27 февраля 2014 года, в 10.00 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, д.76, аудитория 1001.

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

Автореферат разослан \_\_\_\_\_ 2014 года

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
д.т.н., профессор



Чернявский А.О.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Во время эксплуатации грузового автотранспортного средства 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 вибронагрузок и обеспечить соответствие проектируемого изделия мировым стандартам качества. Это значит, что при выборе подвески необходимо учитывать ряд параметров, которые в совокупности, в рамках данной работы, называются системой виброизоляции автотранспортного средства: упруго-демпфирующие параметры подвески; упругую характеристику шин; параметр колесной базы.

В настоящее время увеличивается количество исследований в области динамики систем поддрессоривания автотранспортных средств. Наибольшее внимание данному вопросу уделяют такие страны как Китай, Соединенные Штаты и Германия, Россия находится на 12 месте.

Таким образом, разработка способов улучшения плавности движения за счет выбора рациональных расчетных характеристик системы виброизоляции на стадии проектирования грузового автотранспортного средства является актуальным вопросом.

**Объект исследования:** грузовое автотранспортное средство, перевозящее груз особенно специального назначения в условиях случайного нагружения.

**Предмет исследования:** зависимость вертикальных виброускорений кузова от параметров системы виброизоляции грузовых автотранспортных средств, работающих в условиях случайного нагружения.

**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. Проскуракова, 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 были выявлены возможности повышения эффективности работы системы поддрессоривания. Было показано, что качество амортизирующего устройства можно улучшить за счет технической 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.

С учетом вышеизложенного, следует отметить, что ранее проведенные исследования внесли существенный вклад в более глубокое понимание динамических процессов автотранспортных средств и работы системы поддрессоривания. Однако, видно, что в процессе эксплуатации грузовых автомобилей, перевозящих груз специального назначения, вибронагрузки часто превышают установленные нормы. Это

значит, что существует необходимость доработки изученных в ходе работы способов оптимизации параметров систем поддрессоривания.

**Цель исследования:** разработка прикладной методики и средства исследования динамики грузовых автомобилей, перевозящих груз в том числе специального назначения, позволяющих на стадиях проектирования и модернизации изделий минимизировать вибронегативность несущих систем путем рационального выбора характеристик системы поддрессоривания и конструктивных параметров автомобиля. Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

- обобщение имеющейся информации об условиях эксплуатации грузовых автомобилей и формирование расчетного способа задания пространственного случайного дорожного воздействия;

- формирование расчетной модели, описывающей движение грузовых автотранспортных средств при случайном дорожном воздействии и ориентированной на исследование динамической нагруженности несущей системы проектируемого изделия;

- разработка методики оптимизации системы виброизоляции грузовых автотранспортных средств по критерию вибронегативности несущей системы автомобиля;

- анализ и обобщение результатов экспериментальных стендовых исследований и сопоставление их с различными результатами моделирования вариантов несущей системы;

- 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 грузового автотранспортного средства проводились на основе теории колебаний, статистической механики и динамики машин, а также спектрального анализа и методов 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 методов. Основные положения и выводы доказываются аналитически и подтверждаются опытным путем. Обработка, обобщение и сравнение опытных данных с теоретическими производились 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:**

– 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;

– разработка расчетной модели динамики движения грузового автотранспортного средства, применительно к двухосным и трехосным автомобилям различной модификации, предназначенным для перевозки грузов специализированного назначения. Модель комплексно отображает разнообразие упруго-вязких характеристик элементов системы поддрессоривания и конструктивных параметров изделия;

– методика оптимизации параметров системы виброизоляции грузовых автотранспортных средств, отличающаяся возможностью оперативно произвести оценку и минимизировать вибрационные нагрузки несущих элементов на стадии проектирования конструкций.

**Практическая ценность и реализация полученных результатов:** 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. 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. Разработанные алгоритмы и программные средства используются для подготовки студентов автомобильного профиля. Результаты работы внедрены в процесс проектирования и сборки грузовых 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 конференции 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 7 научных работах, 3 из которых опубликованы в изданиях, включенных в перечень российских рецензируемых научных журналов, рекомендуемых Высшей аттестационной комиссией.

**Структура и объем работы:** диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 161 наименования. Содержание работы изложено на 148 страницах машинописного текста, включая 59 рисунков и 16 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 исследования.

**В первой главе** дан обзор и анализ литературы, научных исследований и технологий в области динамики движения и проектирования систем поддрессоривания автотранспортных средств. Определены и обоснованы конкретные типы большегрузных автомобилей и возможность применения на них различных видов систем поддрессоривания. 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 грузовых автомобилей различных модификаций, перевозящих грузы специального назначения при случайном воздействии со стороны дорожного полотна.

В ходе исследований рассматривались двухосные (вариант 1а, 2а) и трехосные (варианты 1б, 2б) грузовые автомобили (в соответствии с рисунком 1), 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: исполнение 1 – специализированное грузовое автотранспортное средство, имеющее в основе шасси раму, предназначенную для установки разнообразных кузовов в зависимости от характера перевозимого груза; исполнение 2 – магистральный автомобиль-тягач, предназначенный для перевозки грузов в составе полуприцепа.

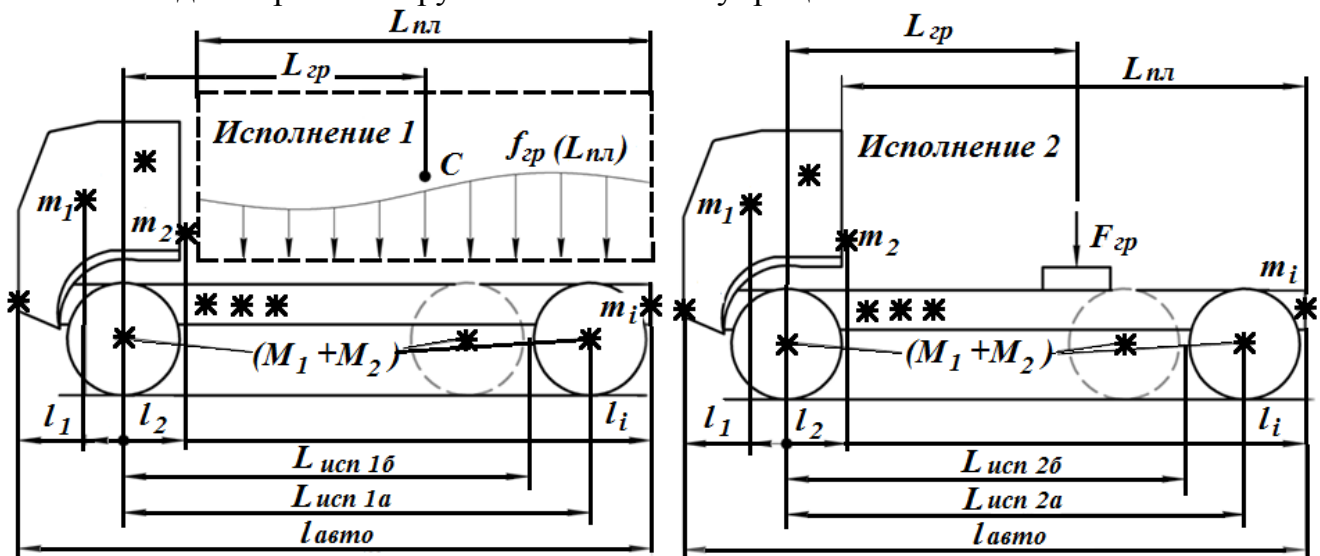


Рисунок 1. Расчетная схема грузовых автомобилей в различных исполнениях

Основные параметры расчетной схемы: массово-геометрические характеристики навесного оборудования, рамы, груза и неподрессоренных масс  $m_i$ ,  $l_i$ ,  $M_{\text{рамы}}$ ,

$L, l_{\text{авто}}, M_{\text{гр}}, l_{\text{гр}}$ , характер распределения груза  $f_{\text{гр}}(L_{\text{пл}})$  вдоль грузовой платформы в исполнении 1 и соответствующее значение сосредоточенной силы  $F_{\text{гр}}$ .

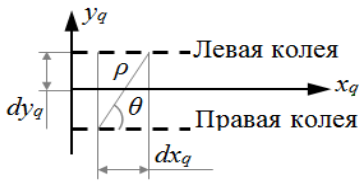


Рисунок 2. Схема профиля дороги с учетом правой и левой колеи

В качестве допущения принято, что случайная функция продольного микропрофиля является нормальной и стационарной, что позволяет применять для анализа различного типа дорог частотные методы корреляционной теории случайных процессов. При использовании пространственной модели описания динамики автомобиля необходимо воспроизводить вертикальные входные сигналы на каждую опорную точку с учетом взаимосвязи между

ними. Это осуществляется с применением последовательности использования методик и научных работ. Во-первых, основываясь на методике С. J. Dodds, из корреляционной функции микропрофиля  $R_q(x_q)$ , симметричного относительно продольной оси (рисунок 2), с помощью автокорреляционной функции поверхности выводится взаимная корреляционная функция для правой и левой колеи дорожного полотна

$R_{q_{LR}}(x_q)$ : при  $\sqrt{dx_q^2 + dy_q^2} = \rho$ ;  $R_q(\rho \cos \theta, \rho \sin \theta) = R_q(\rho)$ ;  $R_{q_{LR}}(x_q) = R_q(\rho)$ .

Во-вторых, в работах Дж. Бендата и А. Пирсола говорится, что каждое заднее колесо проходит по следу соответствующего переднего колеса с учетом запаздывания. Таким образом, функция взаимной спектральной плотности  $S_{q_w}(\omega)$  для задания пространственного случайного воздействия на автомобиль будет иметь вид:

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

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

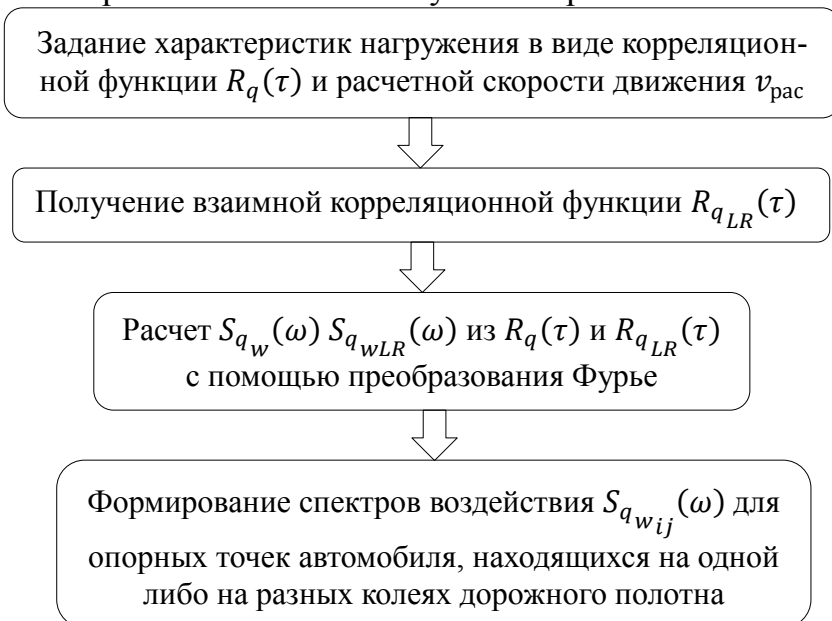


Рисунок 3. Способ формирования пространственного случайного дорожного воздействия на автомобиль

В связи с вышесказанным 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 показана на рисунке 3.

Расчетная модель динамики движения грузового автомобиля, представленная на рисунке 4, 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.

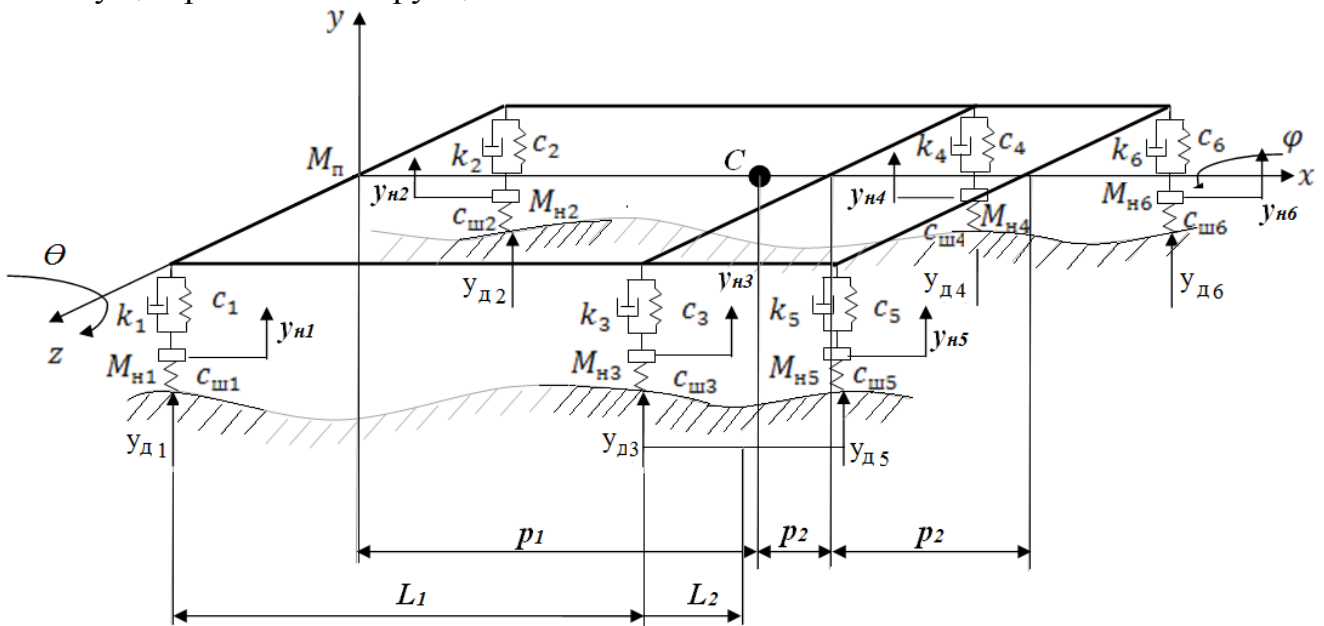


Рисунок 4. Расчетная модель динамики движения грузового автомобиля

Для анализа распределения вибрационных нагрузок по длине несущего элемента необходимо: знать тип системы поддрессирования и 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  $G_i$ ;  $G_{вдi}$  – нагрузку на ведущую ось;  $G_{грi}$  – осевые нагрузки груженого автомобиля. Важными режимными параметрами для динамического анализа конструкции грузового автомобиля 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  $[v_{min}^{рас} \dots v_{max}^{рас}]$ .

Основываясь на достаточно 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 вибраций на несущих элементах производится по среднеквадратическому отклонению вертикальных виброускорений (СКО) в характерных точках кузова  $\sigma_y$ . Собственные формы вертикальных колебаний подвесок находятся в диапазоне частот 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 поддрессирования – 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 вибронгруженности вносят именно собственные формы продольно-угловых и вертикальных



колебаний кузова и подвесок, а поэтому имеет смысл исследования проводить в диапазоне 1 – 4 Гц.

В связи с этим были сформулированы допущения для расчета системы виброизоляции: рассматривается автомобиль полной массы, кузов симметричен относительно продольной оси  $x$ , деформациями рамы на кручение и изгиб пренебрегаем; характеристики жесткостей передней и задней подвесок, характеристики амортизаторов и радиальные нагрузочные характеристики шин линеаризуются; сухое трение в рессорах и элементах подвески приводится к вязкому; 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; учитывается только вертикальное воздействие, поперечными и продольными реакциями дороги пренебрегаем; оси мостов движутся в плоскостях, перпендикулярных к плоскости рамы, а их моменты инерции относительно осей вращения колес равны нулю; контакт шины с дорогой точечный, учитывается только одна сила, характеризуемая ординатой дорожной поверхности под центром колеса; колеса имеют двухстороннюю связь с дорогой, то есть отрыв колеса от дороги отсутствует.

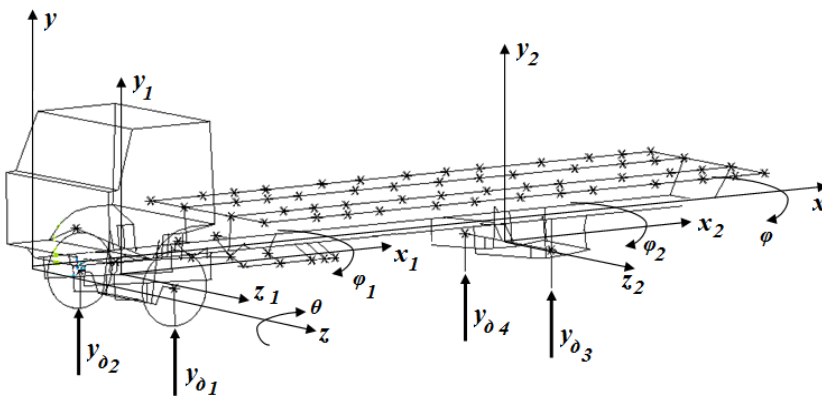


Рисунок 5. Конечно-элементная балочная расчетная модель динамики движения грузового автомобиля исполнения 1

Все расчеты в ходе диссертационного исследования проводились с помощью пакета конечно-элементного моделирования ANSYS. Разработанная в нем модель грузового автомобиля (рисунок 5) адаптирована для анализа вибронгруженности при различных условиях нагружения. Формируется такая модель с помощью массовых, балочных и упруго-демпфирующих элементов.

На рисунке 6 представлены динамические конечно-элементные модели некоторых типов подвесок. Для математического описания колебательного процесса грузового автомобиля необходимо охарактеризовать его положение в пространстве: вертикальное перемещение кузова на рессорах  $y$ ; продольно-угловые  $\theta$  и поперечно-угловые  $\varphi$  колебания кузова относительно центра масс; вертикальные колебания мостов  $y_i$ ; поперечно-угловые колебания  $\varphi_i$  мостов относительно центра тяжести. Система динамических уравнений для модели, представленной на рисунке 4, сформирована с помощью уравнений Лагранжа 2-го рода и имеет вид (1).

Для балочного и упруго-демпфирующего элементов в составе конечно-элементной модели, представленной на рисунке 5, уравнения движения имеют вид (2). Учет сил сухого трения  $f_{тр}$  в диссипативных узлах конечно-элементной конструкции осуществляется с помощью задания характеристик конструкционного (Релевского) демпфирования  $[R]$  в виде (3) и с помощью сравнительного анализа простейших эквивалентных систем (рисунок 7) с учетом сухого и вязкого трения.

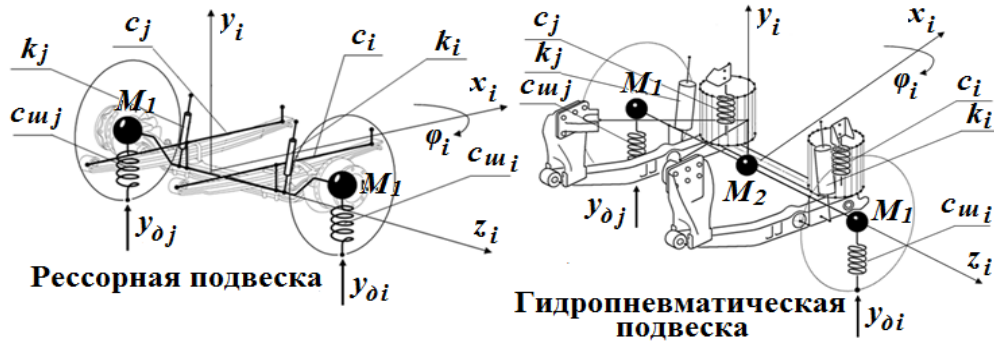


Рисунок 6. Конечно-элементные динамические модели подвесок

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

$$\left\{ \begin{array}{l} m_0 dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = f d\theta, d\theta = dx/r, \text{балочный элемент;} \\ m_0 \ddot{y} + cy + f_{\text{TP}} \text{sgn}(\dot{y}) = y_d(t), \text{упруго - демпфирующий элемент;} \\ \text{sgn}(\dot{y}) = 1, \dot{y} > 0; \\ \text{sgn}(\dot{y}) = -1, \dot{y} < 0; \\ \text{sgn}(\dot{y}) = 0, \dot{y} = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

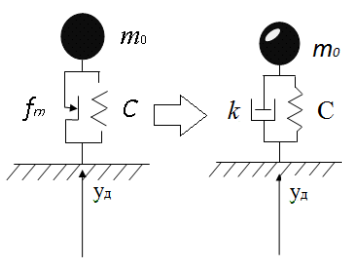


Рисунок 7. Эквивалентные динамические системы для получения коэффициента вязкого трения

$$\left\{ \begin{array}{l} [R] = \alpha[M] + \beta[C]; \\ \alpha = \frac{2\xi \omega_{\max} \omega_{\min}}{(\omega_{\max} + \omega_{\min})}, \beta = \frac{2\xi}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}, \end{array} \right. \quad (3)$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  – коэффициенты пропорциональности;  $\xi$  – относительный коэффициент демпфирования;  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  – частоты, являющиеся собственными частотами незатухающих колебаний, принятых для определения частотного диапазона, в котором формируется реакция конструкции на воздействие;  $m_0$  – масса единицы длины элемента;  $r$  – радиус кривизны изогнутого элемента;  $dx$  – длина элемента;  $f$  – усилия, возникающие в соответствующих узлах.

Предлагаемую модель можно считать адекватной и универсальной. Ее универсальность 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 грузового автотранспортного средства с дорожной поверхностью. Помимо учета продольных, поперечных и вертикальных колебаний, достоинством такой модели является относительно небольшое число элементов и узлов. Это позволяет существенно экономить время расчетов, так как при непосредственной оптимизации необходимо проанализировать

множество вариантов конструктивных решений при различных условиях нагружения. На рисунках 8 – 14 представлены графики, отражающие характер и вклад изменения параметров системы виброизоляции в степень вибронгруженности при различных условиях эксплуатации для  $L = 5,41\text{м}$ ,  $c_{ш} = 7 \cdot 10^5\text{Нс/м}$ ;  $c_1 = 1,208 \times 10^5\text{Нс/м}$ .

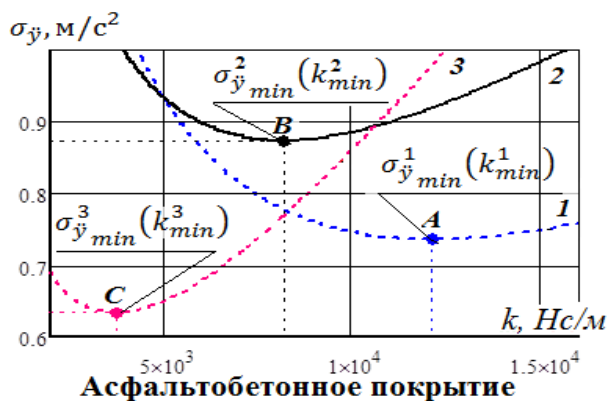


Рисунок 8. Влияние демпфирующего коэффициента  $k$  на СКО вертикальных ускорений  $\sigma_{\dot{y}}$  несущей конструкции автомобиля: 1 – при  $v_1^{\text{pac}} = 10\text{м/с}$ ; 2 –  $v_2^{\text{pac}} = 14,6\text{м/с}$ ; 3 –  $v_3^{\text{pac}} = 30\text{м/с}$

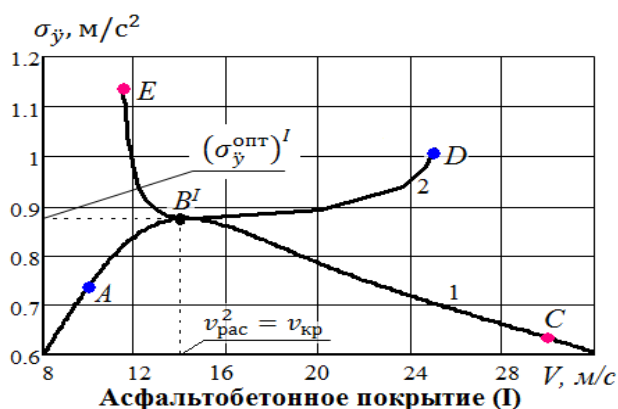


Рисунок 10. Зависимость СКО вертикальных ускорений  $\sigma_{\dot{y}}$  от скорости движения  $v$  по асфальтобетонному покрытию при соответствующих значениях демпфирования  $k_{i\text{min}}$ : 1 – кривая  $\sigma_{\dot{y}\text{min}}(v_{\text{pac}})$ ; 2 – кривая  $\sigma_{\dot{y}\text{max}}(v_{\text{max}})$

Для различных типов дорожных покрытий существует критическая скорость  $v_{\text{кр}} \in [v_{\text{pac}\text{min}}; v_{\text{pac}\text{max}}]$  движения автотранспортного средства из промежутка возможных скоростей, при которой определяется демпфирующий коэффициент подвески  $k^{\text{опт}}$ , не приводящий к резкому возрастанию вибронгрузки с изменением скоростных условий нагружения.

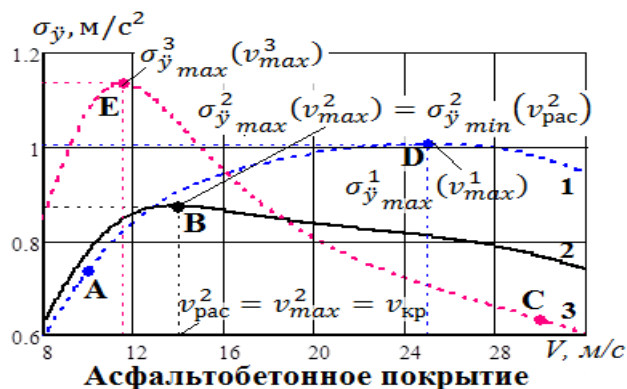


Рисунок 9. Влияние изменения скорости  $v$  движения автомобиля на СКО вертикальных ускорений  $\sigma_{\dot{y}}$  несущей конструкции грузового автомобиля при:  
1 –  $k_{\text{min}}^1 = 12100\text{Нс/м}$ ; 2 –  $k_{\text{min}}^2 = 8169\text{Нс/м}$ ; 3 –  $k_{\text{min}}^3 = 3747\text{Нс/м}$

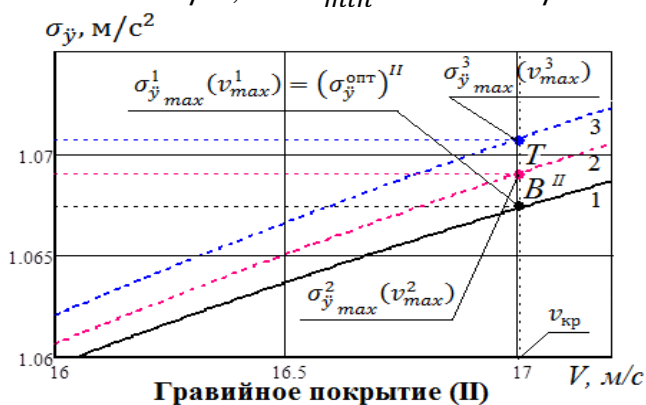


Рисунок 11. Влияние изменения скорости  $v$  на СКО вертикальных ускорений  $\sigma_{\dot{y}}$  при движении автомобиля по дорогам с гравийным типом покрытия при: 1 –  $k_{\text{min}}^1 = k^{\text{опт}} = 7432\text{Нс/м}$ ,  $v_1^{\text{pac}} = 17\text{м/с}$ ; 2 –  $k_{\text{min}}^2 = 7933\text{Нс/м}$ ,  $v_2^{\text{pac}} = 12\text{м/с}$ ; 3 –  $k_{\text{min}}^3 = 8148\text{Нс/м}$ ,  $v_3^{\text{pac}} = 10\text{м/с}$

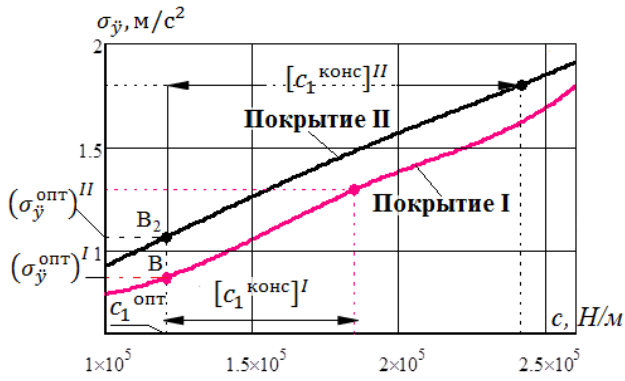


Рисунок 12. Влияние упругого коэффициента подвески  $c$  на СКО вертикальных ускорений  $\sigma_y$  кузова

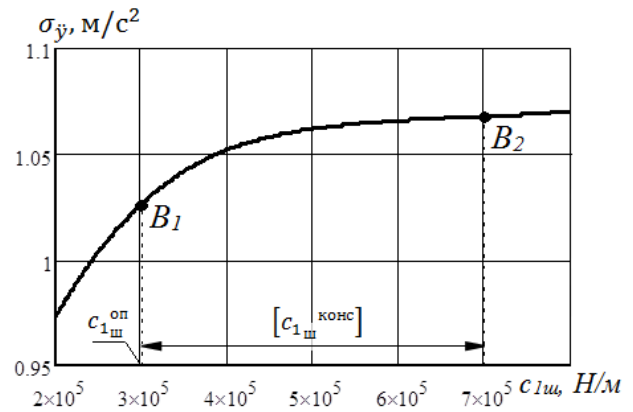


Рисунок 13. Влияние упругого коэффициента шин  $c_{ш}$  на СКО вертикальных ускорений  $\sigma_y$  кузова

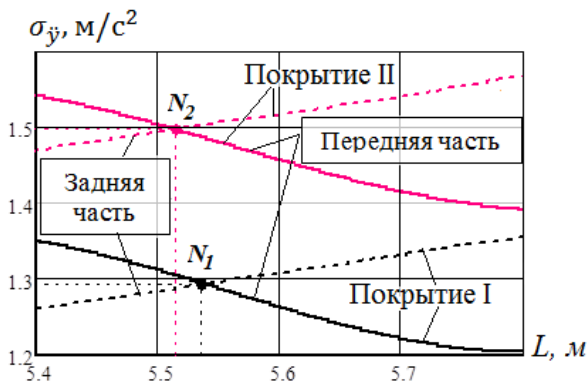


Рисунок 14. Влияние параметра колесной базы  $L$  на СКО вертикальных ускорений  $\sigma_y$

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 заключается в первую очередь в выборе управляемых параметров, которыми в данной работе являются упруго-демпфирующие коэффициенты подвесок и шин, а также колесная база. Применяется минимаксный критерий оптимизации (4). Целевой функцией является функция дисперсии вертикальных виброускорений (5):

$$\{X\}^T = \{c, c_{ш}, k, L, v\}, \quad \max_X D_{y_{\text{критерий}}}(X) = \max_X \left\{ \min_{1 \leq i \leq m} \{D_{y_i}(X)\} \right\}. \quad (4)$$

$$D_{\dot{y}} = \sigma_{\dot{y}}^2 = 2/\pi \int_{0,7}^{22,4} |W_z(\omega)|^2 S_{q_w}(\omega) \omega^4 d\omega, \quad (5)$$

На схеме, представленной на рисунке 15 обозначены прямые и функциональные ограничения. Алгоритм методики оптимизационного проектирования системы виброизоляции грузовых автотранспортных средств представлен на рисунке 16.

Тогда как демпфирующий коэффициент, определенный для любой другой расчетной скорости из промежутка  $v_{\text{рас}} \neq v_{\text{кр}} \in [v_{\text{рас}_{\text{min}}}; v_{\text{рас}_{\text{max}}}]$  с изменением скоростных условий приводит к значительному возрастанию среднеквадратического отклонения вертикальных ускорений.

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

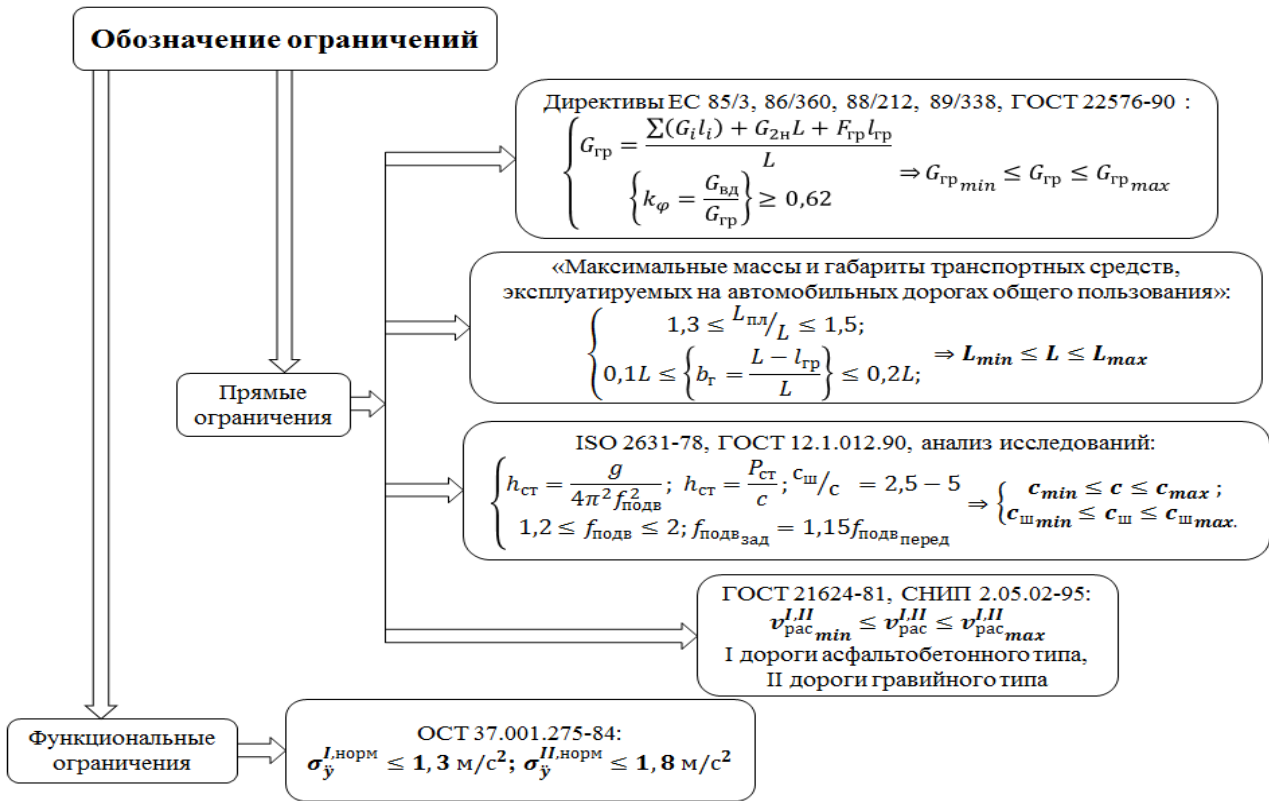


Рисунок 15. Постановка задачи оптимизации – наложение ограничений

**Алгоритм расчета и оптимизации системы виброизоляции**

**1. Формирование расчетной динамической модели транспортной системы в зависимости от исполнения**

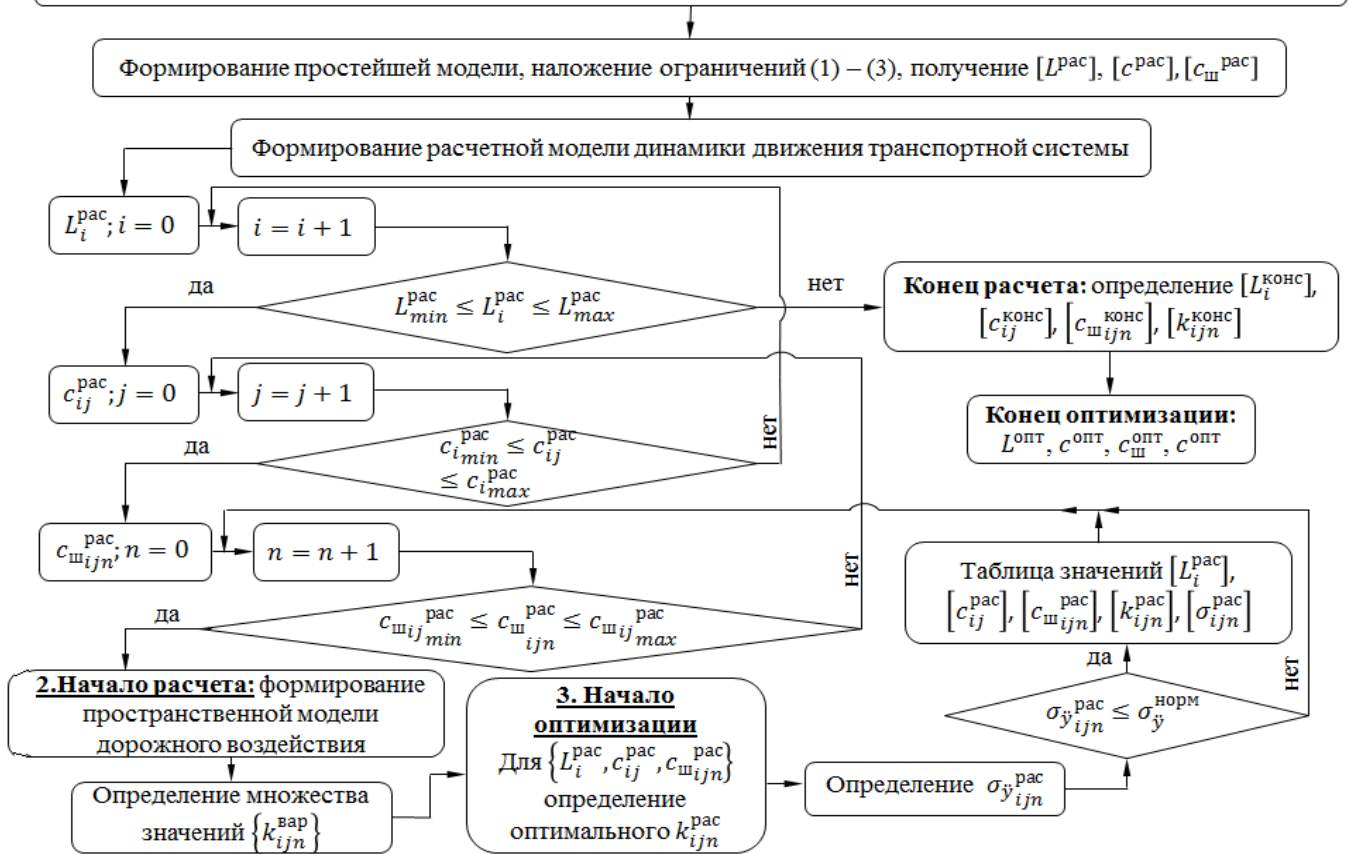


Рисунок 16. Алгоритм методики оптимизации параметров системы виброизоляции

**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. Проводится анализ результатов эксперимента по определению вертикальных виброускорений в сечениях рамы исследуемого автомобиля.



Рисунок 17. Испытательный стенд для исследования динамики конструкции транспортной системы

С целью подтверждения адекватности расчетной динамической модели автотранспортного средства были проанализированы результаты экспериментальных исследований на Испытательном стенде фирмы MTS центральной лаборатории прочности и специзмерений НТЦ ОАО «КАМАЗ» (рисунок 17). Объектом исследования стал грузовой автомобиль КАМАЗ – 5308. В данной работе результаты экспериментов согласованы с ОАО «КАМАЗ».

Система в груженом состоянии подвергалась нагружению путем подачи на переднюю нагрузочную балку гармонического сигнала одинаковой амплитуды в диапазоне частот от 1 Гц до 4 Гц. Заднюю часть рамы рычагами опирали на подвижную плиту опоры стенда через штатные резинометаллические шарниры крепления к заднему мосту. Сформированная в пакете конечно-элементного моделирования ANSYS пространственная расчетная модель (рисунок 18), описывающая динамику работы испытательного стенда, позволила провести аналогичный численный эксперимент. На рисунке 19 сопоставлены графики вертикальных ускорений кузова над передней и задней подвесками, полученных опытным и расчетным путями.

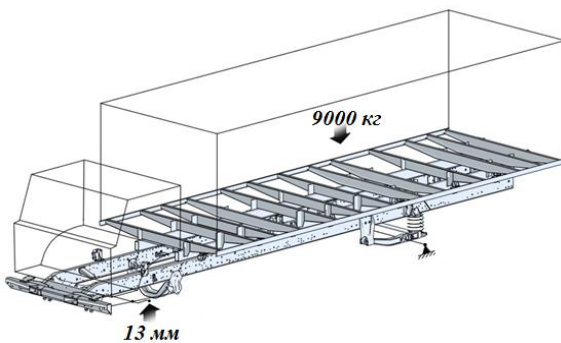


Рисунок 18. Расчетная конечно-элементная модель стенда

Сравнение результатов показало расхождение по амплитудам в районе 20%, по резонансным пикам – 3%. 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 устанавливали 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.

С помощью конечно-элементной модели стенда была сформирована и отлажена так называемая балочная пространственная динамическая модель грузового автотранспортного средства (рисунок 5).

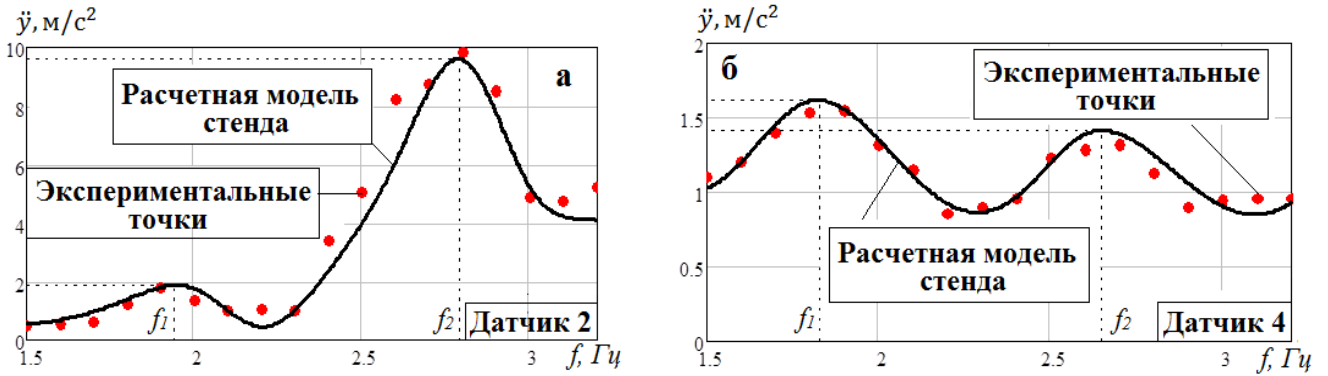


Рисунок 19. Зависимости вертикальных ускорений кузова  $\ddot{y}$  от частоты колебаний автомобиля  $f$ , полученные из эксперимента и для расчетной конечно-элементной модели стенда: а) датчик 2 – над передней осью; б) датчик 4 – над задней осью

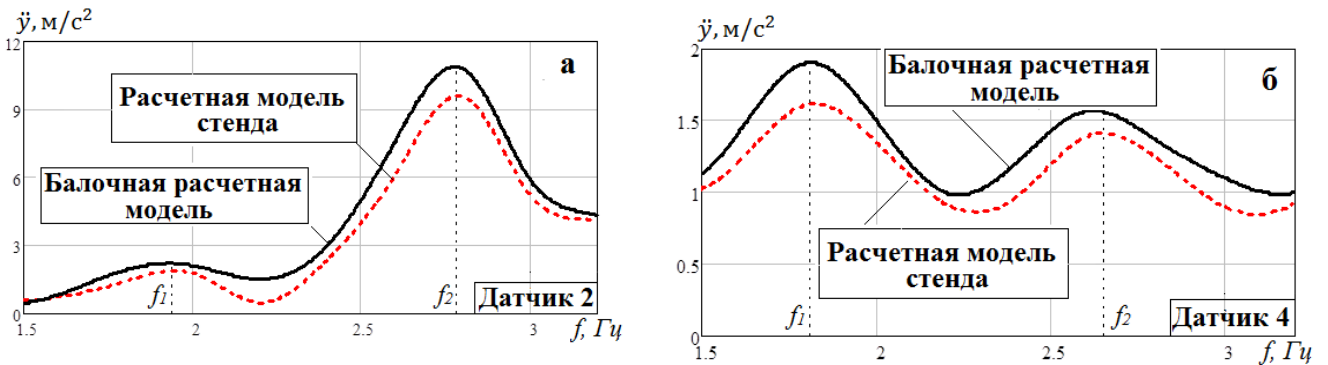


Рисунок 20. Зависимости вертикальных ускорений кузова  $\ddot{y}$  от частоты колебаний автомобиля  $f$ , полученные для расчетной конечно-элементной модели стенда и для балочной расчетной модели динамики движения автомобиля: а) датчик 2 – над передней осью; б) датчик 4 – над задней осью

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

Колесная база $L$ , м	Жесткость шин $c_{шп}$ , Н/м	Жесткость подвески $c_1$ , Н/м	Жесткость одвески $c_2$ , Н/м	Демпфирование подвески $k_1$ , Нс/м	Демпфирование подвески $k_2$ , Нс/м	$\sigma_{\ddot{y}_1'}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\ddot{y}_2'}$ , 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	$7 \cdot 10^5$	$1,47 \cdot 10^5$	I тип дорог (асфальтобетонное покрытие, $\sigma_{\ddot{y}} \leq 1,3$ м/с <sup>2</sup> )						
			$4,51 \cdot 10^5$	10100	14740	0,9	1,0		
			II тип дорог (гравийное покрытие, $\sigma_{\ddot{y}} \leq 1,8$ м/с <sup>2</sup> )						
			$5,04 \cdot 10^5$	8920	12940	1,2	1,2		
5,4	$7 \cdot 10^5$	$1,21 \cdot 10^5$	I тип дорог (асфальтобетонное покрытие, $\sigma_{\ddot{y}} \leq 1,3$ м/с <sup>2</sup> )						
			$1,82 \cdot 10^5$	8169	13690	0,9	0,9		
			II тип дорог (гравийное покрытие, $\sigma_{\ddot{y}} \leq 1,8$ м/с <sup>2</sup> )						
			$2,44 \cdot 10^5$	7430	12110	1,1	1,1		

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 20).

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)

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертационной работе разработан прикладной метод исследования динамики дорожных грузовых автомобилей, перевозящих груз специального назначения, позволяющий 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 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. Комплексное разнообразие упруго-вязких характеристик элементов системы поддресоривания продемонстрировано на графиках, изображенных на рисунках 8 – 14, где видно, что, например, при движении по асфальтобетонному покрытию для значения колесной базы  $L = 5,41\text{ м}$  и демпфирующего коэффициента подвески  $k = 8169, \text{ Нс/м}$  упругий коэффициент передней подвески может быть равен  $c_1 = [1,21 \cdot 10^5 \dots 1,82 \cdot 10^5 \text{ Н/м}]$ .

2.1. Оценен вклад изменения параметров системы виброизоляции в степень вибронагруженности расчетной модели при различных условиях нагружения: характеристика упругого элемента подвески дает 63%; характеристика ее демпфирующего элемента – 30%; упругие характеристики шин – 4%; колесная база для вибронагруженности передней части кузова – 50%, для вибронагруженности 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  $[c_{\text{ш}min}; c_{\text{ш}max}]$ , установленных согласно возможной величине статического прогиба  $h_{\text{ст}}$ .

2.2. Для различных типов дорожных покрытий существует критическая скорость  $v_{\text{кр}} \in [v_{\text{рас}min}; v_{\text{рас}max}]$ , при которой определяется демпфирующий коэффициент подвески  $k^{\text{опт}}$ , не приводящий к резкому возрастанию вибронагрузки с измене-



нием скоростных условий нагружения. Так, например, при движении по асфальтобетонному покрытию значения демпфирующих коэффициентов при  $L = 5,41\text{м}$   $k_1 = 8169, \text{Нс/м}$  и  $k_2 = 13690, \text{Нс/м}$  определены для  $v_{\text{кр}} = 14,5\text{м/с}$ . Значения СКО передней и задней частей кузова  $\sigma_{\dot{y}_{1,2}} = 0,9\text{м/с}^2$ . С изменением скорости движения в этом случае значение СКО только уменьшается (рисунок 9).

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 на массу, приведенную относительно передней или задней части кузова, модернизацию системы виброизоляции необходимо проводить с учетом различного положения центра тяжести груза. Учет положения центра тяжести груза заложен на стадии определения прямых ограничений (рисунок 15).

3.2. Алгоритм методики (рисунок 16) позволяет 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 (рисунок 19, 20) по определению вертикальных ускорений  $\dot{y}$  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 вибронегруженности 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 7 печатных работ, из них: 3 – тезисы докладов; 1 – научная статья; 3 – статьи в рецензируемых журналах, рекомендуемых ВАК.

Личный вклад автора заключается в следующем: разработка расчетной модели движения грузового автотранспортного средства, проектируемого для транспортировки грузов специального назначения при пространственном случайном воздействии, а также численный расчет и анализ характеристик системы виброизоляции; отладка и отработка способа задания пространственного случайного дорожного воздействия; разработка методики оптимизации системы виброизоляции автомобиля на стадии проектирования.

Список работ:

*В изданиях, рекомендованных ВАК*

1. Волченко, Т. С. Оптимизация основных проектных параметров системы поддрессоривания 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 подрессоренных систем автотранспортного средства / Т. С. Волченко, Л. А. Шефер // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 13. – № 11(144). – 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(97). – № 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 автомобиля / 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 подрессоривания 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 подрессоривания 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.