

Белорусский национальный технический университет

УДК 629.33:005.591.6

ЭЛЬ АЮБИ  
Абдул Кадер Карами

**МЕТОДИКА И АЛГОРИТМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ  
В СИСТЕМЕ АНАЛИЗА КОЛЕБАНИЙ  
МНОГООПОРНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени кандидата технических наук  
по специальности 05.13.01 – Системный анализ, управление  
и обработка информации

Минск, 2010

Работа выполнена в Белорусском национальном техническом университете

Научный руководитель **Гурский Николай Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, исполняющий обязанности заведующего кафедрой «Программное обеспечение вычислительной техники и автоматизированных систем» Белорусского национального технического университета

Официальные оппоненты: **Захарик Юрий Михайлович**, доктор технических наук, главный специалист ОАО «МАЗ»;

**Фурунжиев Риза Ибраимович**, кандидат технических наук, профессор кафедры «Экономическая информатика» учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет»

Оппонирующая организация Учреждение образования «Белорусский государственный технологический университет»

Защита состоится 3 февраля 2011 г. в 14 часов на заседании совета по защите диссертаций К 02.05.01 Белорусского национального технического университета по адресу: 220013, Республика Беларусь, г. Минск, проспект Независимости, 65, e-mail [gurski2010@gmail.com](mailto:gurski2010@gmail.com), тел. ученого секретаря (8-017) 293–95–64.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского национального технического университета.

Автореферат разослан «\_\_\_» декабря 2010 г.

И.о. ученого секретаря  
совета по защите диссертаций,  
канд.техн.наук, доцент

А.К. Дадыкин

## КРАТКОЕ ВВЕДЕНИЕ

При определении показателей работы сложных динамических систем, какими являются мобильные машины, функционирующих в различных внешних условиях, требуется наблюдать за множеством параметров и проводить их измерение. Чтобы качественно оценить работу таких систем, нужно располагать, как правило, дорогим измерительным и регистрирующим оборудованием и поставить большое число физических экспериментов. Стоимость таких работ достаточно высока, а объем работ по подготовке объекта к испытаниям, по установке и настройке измерительного оборудования, обработке и изучению полученных результатов значителен.

Для проведения всестороннего анализа конструктивных особенностей таких динамических объектов требуются методики, алгоритмы и современные системы поддержки принятия решений, позволяющие заменить физический эксперимент компьютерным моделированием. Такая замена дает возможность поставить множество численных экспериментов с минимальными затратами, проверить и получить любые интересующие исследователя проектные параметры, ограничения, идеи и решения. Моделирование эксплуатационных характеристик будущего изделия еще на стадии его проектирования, до изготовления физического прототипа, экономит значительные средства и существенно снижает сроки разработок.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Связь работы с крупными научными программами, темами.** Тема научной работы соответствует научному направлению кафедры «Программное обеспечение вычислительной техники и автоматизированных систем» Белорусского национального технического университета. Работа проводилась в рамках договоров «Разработка математических и программных средств компьютерного моделирования многомерных систем виброзащиты» (акт гос. регистрации № 200834192008 г.) с УП «Эплайсофт» г. Минск, «Разработать математические модели и произвести расчетно-теоретические исследования плавности хода шасси трактора универсального «Беларус Ш-426» с РУП МТЗ для выбора оптимальных параметров системы поддрессоривания, обеспечивающих санитарные нормы СанПин №11–08–94 на рабочем месте водителя» (акт гос. регистрации № 20073656 г.).

**Цель и задачи исследования.** Целью работы является разработка методики и алгоритмов принятия решений при исследовании динамических свойств мобильных машин, что в процессе проектирования позволит улучшать их качественные характеристики, сокращать сроки проектирования новых и модификации существующих транспортных средств. В связи с этим в работе были поставлены следующие задачи:

1. Разработать математическую модель пространственных вертикальных, продольно-поперечных колебаний шасси многоопорной мобильной машины для анализа колебательных процессов при прямолинейном движении в услови-

ях детерминированного и стохастического воздействия со стороны дорожного полотна с учетом нелинейных характеристик элементов поддрессоривания.

2. Разработать алгоритм расчета наблюдаемых физических переменных узлов многоопорной мобильной машины на основе метода прямого интегрирования и произвести оценку результатов в сравнении с алгоритмом метода Рунге-Кутты и с методами, используемыми в компьютерной системе Matlab.

3. Разработать алгоритм оптимизации параметров мобильной машины по критериям вибронагруженности шасси и водителя с учетом вероятностных ограничений на пробой и зависание подвески, отрыва колес от дороги.

4. Разработать методику расчета вибронагруженности шасси и водителя многоопорной мобильной машины, оптимизации ее параметров с учетом нелинейных характеристик элементов поддрессоривания, позволяющую выполнить системный анализ колебаний во временной и частотной областях при движении мобильной машины в заданных условиях внешней среды детерминированного и стохастического характера.

5. Оценить адекватность математической модели сопоставлением экспериментальных данных, полученных при натурных испытаниях, с результатами компьютерного проверочного расчета.

Объектом исследования является пространственная модель многоопорной мобильной машины. Предметом исследования являются методика и алгоритмы расчета пространственных вертикальных и угловых колебаний изделий многоопорных мобильных машин, подверженных заданным воздействиям внешней среды в условиях прямолинейного равномерного движения.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Компьютерная имитационная модель многоопорной мобильной машины, позволяющая произвести системный анализ колебательных процессов в узловых точках объекта с учетом нелинейных характеристик элементов поддрессоривания.

2. Алгоритм расчета наблюдаемых переменных многоопорной мобильной машины на основе метода прямого интегрирования.

3. Алгоритм оптимизации параметров мобильной машины по критериям вибронагруженности шасси и водителя с учетом вероятностных ограничений на пробой и зависание подвески, отрыва колес от дороги.

4. Методика расчета вибронагруженности шасси и водителя многоопорной мобильной машины, оптимизации ее параметров с учетом нелинейных характеристик элементов поддрессоривания, позволяющую выполнить системный анализ колебаний во временной и частотной областях при движении мобильной машины в заданных условиях внешней среды детерминированного и стохастического характера.

**Личный вклад соискателя.** Автором диссертации самостоятельно разработана математическая модель анализа колебательных процессов мобильных машин, произведены расчетные исследования, проведены тестовые и сравнительные оценки адекватности результатов моделирования и эксперимента.

Практическая реализация разработанных автором вышеназванных теоретических положений осуществлялась в сотрудничестве с соавторами выполненных по теме диссертации работ – сотрудниками БНТУ.

**Апробация результатов диссертации.** Результаты и положения диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на международных научно-технических конференциях «Наука – образованию, производству, экономике», БНТУ, Минск, 2009, 2010.

**Опубликованность результатов диссертации.** Основные научные результаты опубликованы в 9 научных работах, в том числе: 5 статьях в журналах, 2 тезисах докладов, 2 других работах. Общий объем опубликованных материалов составляет 2,1 авторского листа.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из перечня условных обозначений, введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, списка использованных библиографических источников, приложений. В первой главе проведен анализ состояния проблемы и сформулированы задачи диссертационной работы. Во второй главе рассмотрены математические модели динамических объектов, их элементов с учетом нелинейности характеристик. Также представлены математические модели формирования внешней среды. Третья глава посвящена алгоритмам, используемым при решении задач динамического анализа детерминированных и стохастических систем. Рассмотрены алгоритмы оптимизации колебаний динамических объектов. Приведена методика проведения научных исследований динамики подвижных мобильных машин. В четвертой главе рассмотрены вопросы тестирования алгоритмов, используемых при динамическом анализе исследуемых объектов. Представлена структурная схема разработанного пакета прикладных программ и приведены результаты сравнительного анализа натуральных испытаний и компьютерного моделирования. В приложениях содержатся акты внедрения и справки об использовании материалов диссертационных исследований, исходные данные объекта исследования, а также результаты тестирования и компьютерные программы основных используемых алгоритмов динамического анализа.

Полный объем диссертации составляет 127 страниц: 94 страницы основного текста, библиографический список из 99 наименований на 7 страницах, 3 приложения на 26 страницах и в том числе 23 рисунка на 9 страницах.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** определены проблемы динамического анализа мобильных машин экспериментальными методами и сформулированы требования по созданию систем поддержки принятия решений, позволяющие заменить физический эксперимент компьютерным моделированием. Изложены основные функции и принципы построения таких систем, включающие выбор математической модели, синтез уравнений движения, решение уравнений движения с помощью эффективных алгоритмов, описание объекта на основе компьютерных технологий визуального задания, просмотра и сравнения вводимых и наблюдаемых параметров.

Сформулированы цели и задачи диссертационной работы и дана ее общая характеристика.

**В первой главе** проведен анализ современного состояния вопросов, связанных с теоретическими и практическими исследованиями процессов в динамических системах подвижных мобильных машин. Основное внимание направлено на модели, методики, алгоритмы, программные средства, используемые при решении задач машинного моделирования колебательных процессов мобильных транспортных средств. Рассмотрены пути их развития и основные качественные характеристики.

Проанализированы многочисленные работы, посвященные исследованиям динамических процессов в подвижных мобильных машинах. Подчеркнут большой вклад, который внесли в теорию, исследование и создание мобильных средств ученые: Аксенов П.В., Беленький Ю.Б., Гришкевич А.И., Дербаремдикер А.Д., Высоцкий М.С., Мельников А.А., Пархиловский И.Г., Певзнер Я.М., Прутчиков О.К., Ротенберг Р.В., Силаев А.А., Смирнов Г.А., Тарасик В.П., Фалькевич Б.С., Фурунжиев Р.И., Хачатуров А.А., Яценко Н.Н. и др.

Проведен анализ разработок, направленных на проектирование систем виброзащиты. Среди них выделены работы Р.И. Фурунжиева, в которых приведены достаточно общие математические модели, критерии и ограничения, алгоритмы анализа и оптимизации, программные средства, методика и примеры компьютерного анализа и оптимизации колебаний мобильных машин.

Обращено внимание на работы, в которых изложены общие черты проведения вычислительного эксперимента в совокупности с теоретическими и экспериментальными методами исследований колебательных процессов.

Проанализировано состояние разработок методов математического моделирования процессов движения мобильных транспортных средств, проведен сравнительный анализ характеристик применяющихся математических моделей. Отмечено, что на современном уровне разные авторы в зависимости от сложности объектов и конкретных решаемых задач используют математические модели с сосредоточенными и распределенными параметрами.

Анализ современного состояния вопросов динамических исследований мобильных машин позволил сделать вывод о необходимости создания системы поддержки принятия решений, реализующей достаточный круг задач анализа, функций визуальной работы с моделью и другими особенностями. Для этого были сформулированы основные задачи диссертации:

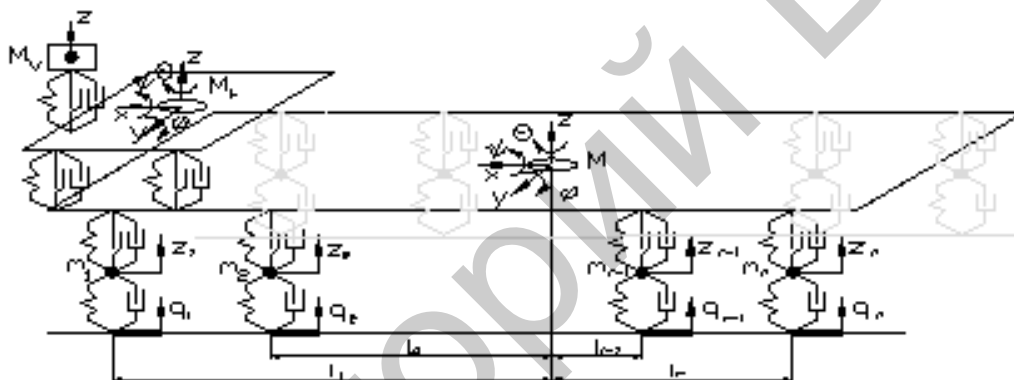
1. Разработать математическую модель мобильной многоопорной машины, у которой упруго-диссипативные элементы подрессоривания шасси, кабины и сиденья водителя являются нелинейными характеристиками.
2. Разработать алгоритм параметрической оптимизации колебаний мобильной машины с учетом вероятностных ограничений пробоев и зависания подвески, отрыва колес.
3. Разработать методику проведения исследований при моделировании, анализе и оптимизации колебаний многоопорных мобильных машин.

4. Произвести тестирование основных методов и алгоритмов на тестовых моделях и сравнить полученные результаты с решениями в различных средах.
5. Провести компьютерные исследования на модели реального объекта.
6. Показать адекватность разработанных математических моделей и результатов моделирования на основе анализа расчетных и экспериментальных данных.

**Во второй главе** рассмотрены вопросы построения математических моделей колебаний динамических систем мобильных машин.

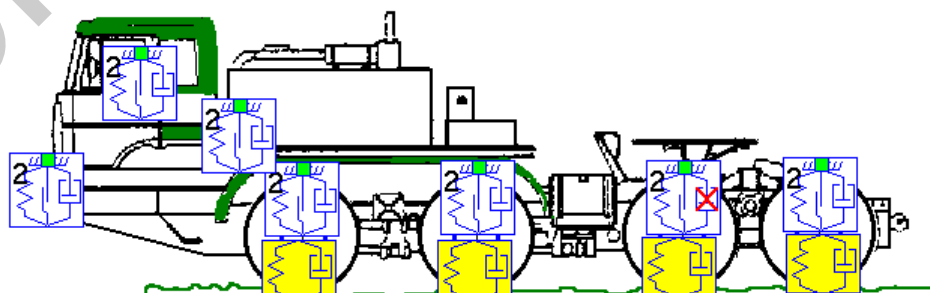
Основой для составления математического описания особенностей конструкции подвижного объекта является расчетная схема.

Для решения широкого класса задач, связанных с плавностью хода, моделированием основных режимов прямолинейного движения и другими факторами, может быть использована расчетная схема мобильной машины, приведенная на рисунке 1 и позволяющая выполнить динамический анализ пространственных вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний.



**Рисунок 1 – Пространственная расчетная схема колебаний многоопорной мобильной машины**

При проведении компьютерных исследований необходимо иметь расчетную схему, приближенную к реалистичному изображению реального объекта. Для этого используется наложение расчетной схемы на графический образ машины (рисунок 2). При этом полученная компьютерная модель позволяет сохранить облик машины и организовать диалог в визуальном режиме.



**Рисунок 2 – Компьютерная модель многоопорной машины**

Математическая модель, соответствующая такой расчетной схеме, записывается в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0, \\ J_y \ddot{\phi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} &= 0, \\ J_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} &= 0, \\ J_z \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=6}^7 l_{il} P_{jil} &= 0, \\ m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0. \end{aligned} \right\} (1)$$

$$l = 1, 2; i = \overline{1, n}; j = 1, 2, 3$$

с начальными условиями при  $t \geq t_0$  :

$$\begin{aligned} x|_{t=t_0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=t_0} = \dot{x}_0, \quad z|_{t=t_0} = z_0, \quad \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0, \quad \varphi|_{t=t_0} = \varphi_0, \quad \dot{\varphi}|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_0, \quad \psi|_{t=t_0} = \psi_0, \quad \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0, \\ \theta|_{t=t_0} = \theta_0, \quad \dot{\theta}|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0, \quad z_{il}|_{t=t_0} = z_{0il}, \quad \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il}, \end{aligned}$$

где  $M$  – амортизированная масса машины;  $m_{il}$  – неамортизированная масса  $il$ -й опоры;  $J_x, J_y, J_z$  – моменты инерции амортизированной массы относительно осей тангажа, крена и рысканья соответственно;  $n$  – число колес по борту;  $i$  – порядковый номер опоры ( $i=1, 2, \dots, n$ ), отсчитываемый от передней части машины;  $l$  – индекс борта машины ( $l=1$  – левый,  $l=2$  – правый);  $j$  – индекс характеристики упруго-диссипативных элементов ( $j=1$  – упругий элемент подвески,  $j=2$  – амортизатор,  $j=3$  – условный элемент сухого трения;  $j=4$  – упругий элемент шины в нормальном направлении,  $j=5$  – диссипативный элемент шины в нормальном направлении);  $P_{jil}$  – нелинейная характеристика восстанавливающей силы виртуального элемента  $il$  – подвески;  $P_{4il}, P_{5il}$  – соответственно восстанавливающие упругая и диссипативная силы в  $il$ -й шине в нормальном направлении;  $l_{il}$  – расстояние по горизонтали от центра масс до оси  $il$ -го колеса;  $b_{jil}$  – расстояние в поперечной плоскости до  $j$ -го упруго-диссипативного элемента подвески  $il$ -й опоры. Обозначения фазовых координат соответствуют рисунку 1.

Относительные перемещения и скорости, являющиеся аргументами для вычисления упруго-диссипативных сил  $P_{jil}$  ( $j=1, 2, 3$ ) в элементах  $il$  – подвески, имеют вид:  $\Delta_{il} = z + l_{ij}\varphi + b_{il}\psi - z_{il}$ ,  $\dot{\Delta}_{il} = \dot{z} + l_{ij}\dot{\varphi} + b_{il}\dot{\psi} - \dot{z}_{il}$ , а соответствующие аргументы для сил  $P_{jil}$  ( $j=4, 5$ )  $il$ -го колеса  $\delta_{il} = z_{il} - q_{il}$ ,  $\dot{\delta}_{il} = \dot{z}_{il} - \dot{q}_{il}$ .



При поддресоривании узлов мобильной машины могут использоваться упругие нелинейные элементы торсионного  $P_1 = \frac{\pi d^4 G_1}{32 L_T} \frac{\pi}{180^\circ} \frac{\beta}{a \cos(\alpha_0 - \beta)}$ , гидропневматического  $P_1 = P_{1st} \cdot \beta_t \left( \frac{l_0}{l_0 - \beta_t \Delta} \right)^\kappa$  и других типов, диссипативные элементы с линейной и квадратичной характеристиками:

$$P_2(\dot{\Delta}) = \begin{cases} P_2(\dot{\Delta}_{bo}) + K_{bo}(\dot{\Delta} - \dot{\Delta}_{bo})^2, & \text{если } \dot{\Delta}(t) \geq \dot{\Delta}_{bo}, \\ P_2(\dot{\Delta}), & \text{если } \dot{\Delta}_{bs} \leq \dot{\Delta}(t) \leq \dot{\Delta}_{os}, \\ P_2(\dot{\Delta}_{bs}) + K_{bs}(\dot{\Delta} - \dot{\Delta}_{bs})^2, & \text{если } \dot{\Delta}(t) \leq \dot{\Delta}_{bs}. \end{cases}$$

Колебания мобильных машин, описываемые уравнениями движения (1), возбуждаются неровностями дороги. Для виртуального моделирования движения подобных объектов необходимы алгоритмы и программные модели, генерирующие различные типы возмущений, как детерминированные, так и случайные. В работе рассматривается виртуальный полигон формирования требуемых временных реализаций, общий вид которого показан на рисунке 3.

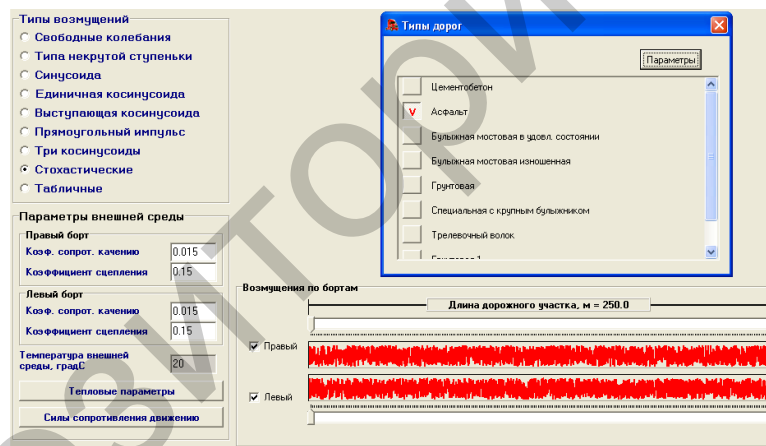


Рисунок 3 – Вид окна формирования возмущений

Для моделирования случайной высоты дорожного микропрофиля используются алгоритмы, основанные на фильтрации белого шума линейным фильтром с корреляционной функцией вида:

$$R_q(\tau) = A_1 \sigma^2 e^{-\alpha_{1e} |\tau|} + A_2 \sigma^2 e^{-\alpha_{2e} |\tau|} \cos \beta_e \tau.$$

В третьей главе рассмотрены алгоритмы решения уравнений движения, анализа полученных реализаций в заданных точках расчетной схемы, оптимизации параметров динамической системы и методика расчета колебаний многоопорных мобильных машин.

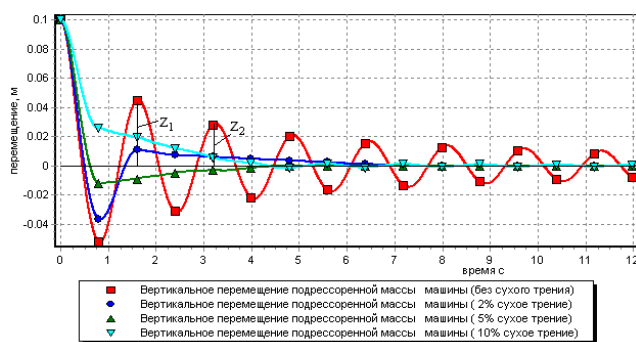
Сложность описания динамического состояния мобильных машин, представленного в виде систем нелинейных дифференциальных уравнений (1), не позволяет использовать точные аналитические методы даже для исследования простых режимов движения. В силу этого, необходимо применять специализированное программное обеспечение, использующее как известные численные методы и алгоритмы, так и модифицируемые, и новые, либо широко распространенные пакеты программ MathCad, MatLab и др.

Для практических расчетов колебаний многоопорных машин представляют интерес две группы алгоритмов, отличающиеся точностью и скоростью решения: сведение системы дифференциальных уравнений второго порядка (1) к системе уравнений первого порядка и решение полученной системы методами Эйлера, Рунге-Кутты; прямого (пошагового) интегрирования. В диссертационной работе приведены оба этих подхода и изложены особенности их применения и сравнения результатов решений с процедурами пакета MatLab.

Основной целью полученного решения уравнений движения является обработка временных процессов методами корреляционного и спектрального анализа, а также оптимизации с целью оценки свойства мобильной машины по критериям плавности хода и вибронагруженности водителя при заданных геометрических, массово-инерционных, упруго-диссипативных и иных параметрах, а также скоростях и внешних условиях, в которых работает данный автомобиль.

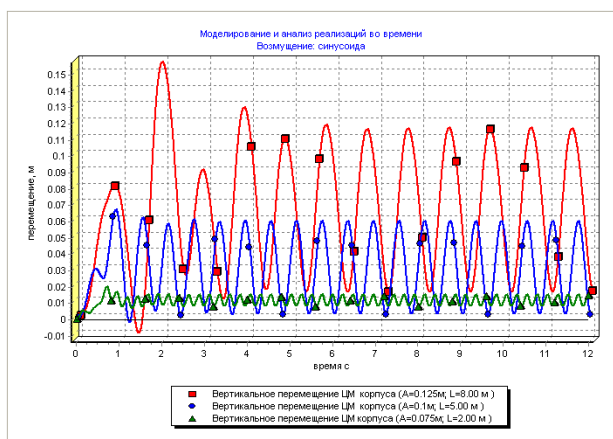
Предварительные оценки показателей колебательных процессов мобильных машин могут быть получены по результатам решения системы уравнений (1) при свободных колебаниях, например, при ненулевых начальных условиях. Основными показателями в этом случае являются частота и демпфирование собственных колебаний шасси, узлов и агрегатов автомобиля. На этапе анализа свободных колебаний производимая настройка систем поддрессоривания как локальных узлов (кабины, сиденья водителя и т.д.), так и системы в целом и является основой для дальнейшего успешного проектирования.

Так, на рисунке 4 приведены полученные с помощью системы поддержки принятия решений результаты влияния сухого трения на свободные колебания шасси мобильной машины.

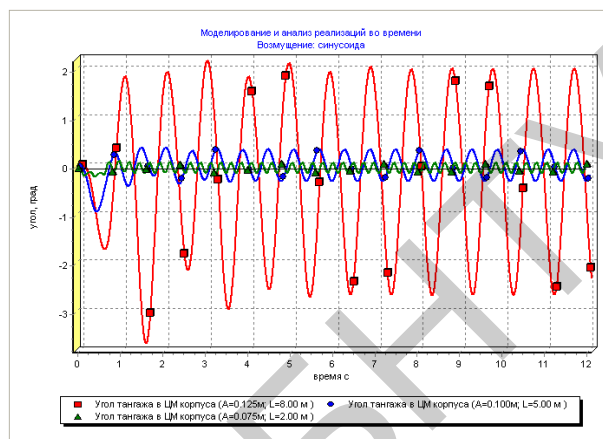


**Рисунок 4 – Анализ свободных колебаний и влияния сухого трения в опоре на вертикальные колебания ЦМ корпуса машины**

На рисунках 5, 6 приведены временные процессы вертикальных перемещений и угла тангажа корпуса мобильной машины при движении по тяжелой трассе гармонического профиля со скоростью 30,0 км/ч с длинами неровностей  $L = 8, 5, 2$  м, и соответственно амплитудами  $A = 0,125; 0,1; 0,075$  м.



**Рисунок 5 – Переходные процессы вертикальных перемещений ЦМ корпуса многоопорной машины**



**Рисунок 6 – Переходные процессы угла тангажа корпуса многоопорной машины**

Наряду с анализом временных процессов, полученных при детерминированных воздействиях, рассматриваются также вопросы статистической динамики мобильных машин при моделировании реализаций случайных процессов с заданными статистическими свойствами с вычислением основных оценок статистических характеристик выходных координат: среднего значения квадрата, математического ожидания, дисперсии, автокорреляционной функции, спектральной плотности.

Сформулирована задача оптимизации упруго-диссипативных характеристик подрессоривания мобильной машины:

$$J(A^*) = \min J(A),$$

где  $J(A)$  – критерий качества,  $A = (a_1, \dots, a_m)$  – вектор оптимизируемых параметров,  $A^* = (a_1^*, \dots, a_m^*)$  – вектор оптимальных параметров.

Критерием качества в задаче плавности хода при оптимизации колебаний принимаются среднеквадратические вертикальные ускорения в характерных точках объекта исследования.

На оптимизируемые параметры накладываются ограничения 1-го рода в виде:

$$a_{i\min} \leq a_i \leq a_{i\max}, \\ i = 1, \dots, m,$$

удовлетворяющие их невыход за допустимые значения, и ограничения 2-го рода (пробой и зависание подвески, отрыв колес), которые характеризуются неко-

торыми заданными пороговыми величинами и вероятностями невыхода заданных функционалов от фазовых координат за эти пороговые значения.

Ограничения 2-го рода по пробою и зависанию подвески задаются выражениями:

$$P_{il}[\Delta_- \leq \Delta_{il}(t) \leq \Delta_+ \text{ для всех } 0 \leq t \leq T] \geq \bar{P}_{li}; \quad l=1,2; i=1,\dots,n,$$

где  $\bar{P}_{li}$  – заданные вероятности невыбросов;  $\Delta_{l-}$ ,  $\Delta_{l+}$  – заданные динамические хода сжатия и отбоя. Они приняты одинаковыми для всех подвесок;  $T$  – время наблюдения за системой.

Вероятности невыбросов  $P_{il}$  вычисляются как математические ожидания соответствующих характеристических функций  $\chi_{il}(t)$ :

$$\chi_{il}(t) = \begin{cases} 1, & \text{если } \Delta_- \leq \Delta_{il}(t) \leq \Delta_+, \\ 0, & \text{в противном случае,} \end{cases} \quad l=1,2; i=1,\dots,n.$$

$$P_{il} = M[\chi_{il}(t)].$$

Аналогично ограничения 2-го рода по отрывам колес задаются выражениями:

$$P_{2il}[\delta_{il}(t) \leq \delta_{si} \text{ для всех } 0 \leq t \leq T] \geq \bar{P}_{2li}; \quad l=1,2; i=1,\dots,n,$$

где  $\bar{P}_{2li}$  – заданные вероятности невыбросов;  $\delta_{si}$  – статический прогиб шины  $i$ -го колеса.

Вероятности невыбросов  $P_{2il}$  вычисляются как математические ожидания соответствующих характеристических функций  $\chi_2(t)$ :

$$\chi_{2il}(t) = \begin{cases} 1, & \text{если } \delta_{il}(t) \leq \delta_{si}, \\ 0, & \text{в противном случае} \end{cases} \quad l=1,2; i=1,\dots,n.$$

$$P_{2il} = M[\chi_2(t)].$$

Для решения задачи оптимизации принята итерационная процедура минимизации критерия качества  $J(A)$  на основе алгоритма случайного поиска:

$$A[k+1] = A[k] + \begin{cases} \gamma S \Xi, & \text{если } J(A[k] + \gamma S \Xi) \leq J(A[k]), \\ 0, & \text{в противном случае,} \end{cases} \quad k=0, 1, \dots$$

где  $\gamma$  – общий шаг поиска;  $S$  – диагональная матрица коэффициентов, называемых масштабными;  $\Xi = (\xi_1, \dots, \xi_m)^T$  – случайный вектор с равномерным законом распределения в интервале  $[-1, 1]$ .

Общая схема методики расчета вибронагруженности многоопорной мобильной машины включает следующие пункты:

- выбор типовой пространственной расчетной схемы динамического объекта;
- задание в визуальном режиме основных массово-инерционных и геометрических параметров узлов и агрегатов исследуемого объекта;

- задание характеристик упруго-диссипативных элементов поддрессоривания;
- формирование внешней среды воздействий на объект;
- моделирование прямолинейного движения объекта во временной области;
- корреляционный и спектральный анализ полученного временного процесса;
- расчет амплитудно-частотных характеристик объекта и основных узлов по линейным и угловым составляющим наблюдаемых переменных;
- оптимизация параметров объекта по заданным критериям качества.

На основании данной методики проведено моделирование многоопорной колесной машины, показанной на рисунке 2.

На рисунке 7 представлены АЧХ вертикальных ускорений различных точек многоопорной машины в зависимости от уровней амплитуд синусоидальных возмущений.

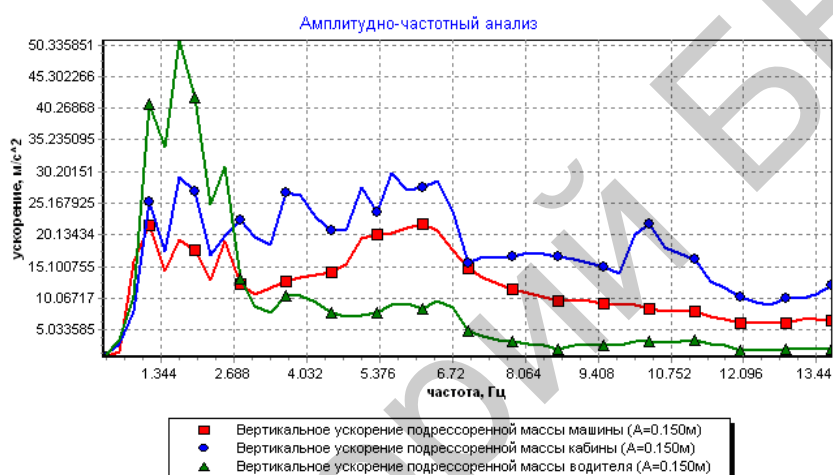


Рисунок 7 – АЧХ вертикальных ускорений ЦМ машины, кабины, сиденья водителя (амплитуда возмущения  $A = 0,15$  м)

На рисунке 8 представлены спектральные плотности вертикальных ускорений центра масс шасси, кабины и сиденья водителя при движении машины со скоростью 36 км/ч по грунтовой дороге.

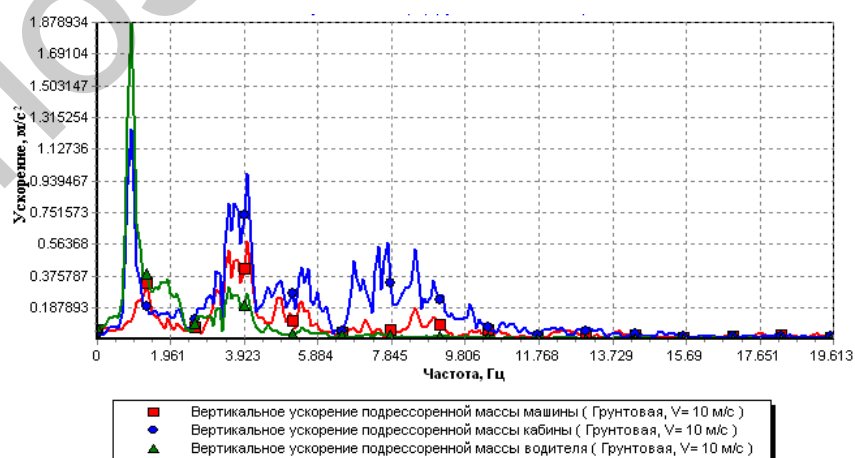


Рисунок 8 – Результаты спектрального анализа колебаний машины

Для оценки вибраций, испытываемых водителем (пассажиром), используются вертикальные и горизонтальные виброускорения, определяемые в октавных, третьоктавных полосах частот.

На рисунке 9 представлены результаты третьоктавного анализа вертикальных виброускорений на сиденье водителя и допустимые ускорения по ГОСТ при 8 и 6 часовой продолжительности рабочего дня.

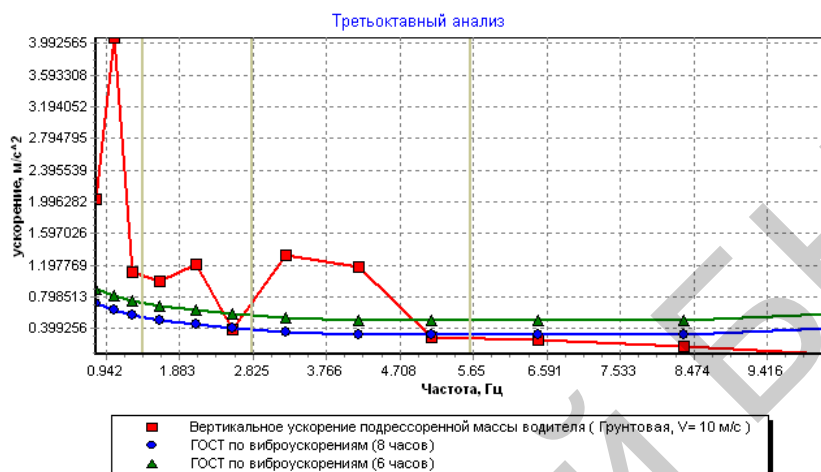


Рисунок 9 – результаты третьоктавного анализа виброускорений водителя

Результаты оптимизации показаны на рисунке 10. Из рисунка видно, что в результате выполнения оптимизации удалось снизить уровни ускорений поддресоренной массы машины в среднем на 10 %.

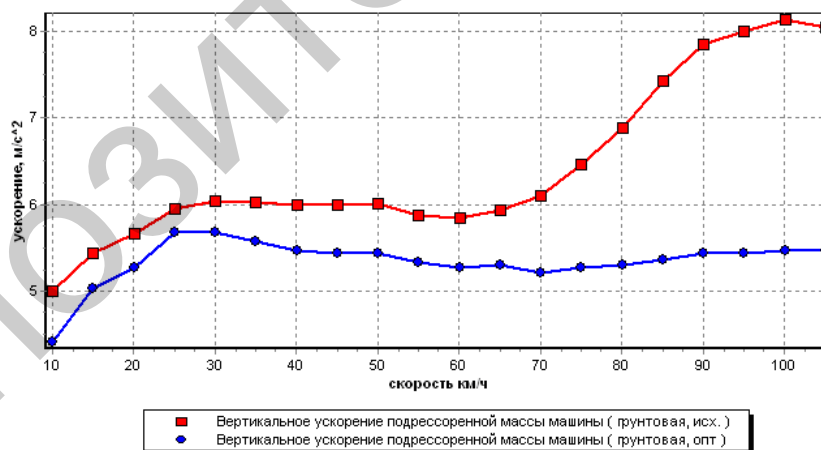


Рисунок 10 – Распределение среднеквадратичных

Четвертая глава посвящена описанию разработанной системы поддержки принятия решений, тестированию алгоритмов, сравнению результатов решения уравнений движения различными методами, а также оценке адекватности результатов компьютерных расчетов натурным испытаниям колебаний многоопорной машины.

В состав системы поддержки принятия решений в задачах автоматизации научных исследований нелинейных динамических объектов входят модули:

- задания параметров и характеристик объекта на основе принятой расчетной схемы;
- формирования внешних возмущений – детерминированных и стохастических;
- имитационного моделирования на основе численных методов решения систем дифференциальных уравнений;
- решения оптимизационных задач.

Структурная схема системы приведена на рисунке 11.

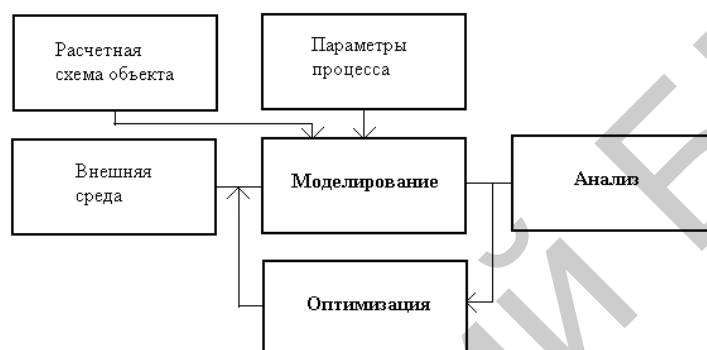


Рисунок 11 – Структурная схема системы поддержки принятия решений

В качестве тестовой модели использована двухмассовая колебательная система, являющаяся простейшим прототипом локальной подвески автомобиля. Расчетная схема такой колебательной системы показана на рисунке 12.

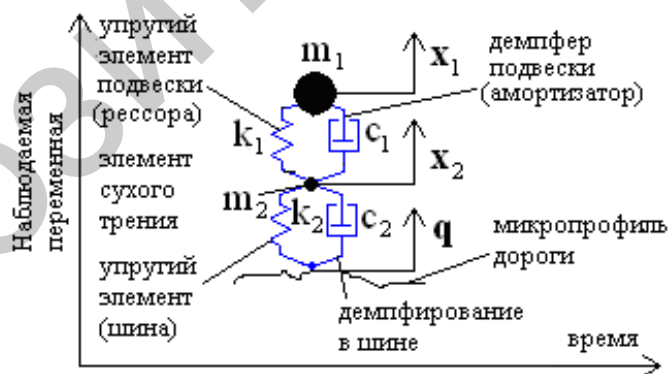


Рисунок 12 – Расчетная схема подвески автомобиля

Как видно, для описания подвески одного колеса используются: упругая шина  $k_2$ , демпфирование  $c_2$  в ней, неподдресоренная масса  $m_2$ , рессора  $k_1$ , и амортизатор  $c_1$ , которые поддерживают корпус автомобиля – поддресоренную массу  $m_1$ .

Во время работы подвески массы  $m_1$  и  $m_2$  совершают вертикальные колебания, определяемые координатами  $x_1$  и  $x_2$  соответственно и, при этом, происходит перераспределение энергии колебаний между подрессоренной и не подрессоренной массами. В соответствии со вторым законом Ньютона движение подрессоренной и не подрессоренной масс подвески относительно положения статического равновесия можно записать:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 - (k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)) + k_2(x_2 - q) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{q}) = 0. \end{cases}$$

$$\begin{aligned} t \geq t_0: \quad x_1(t_0) = x_{10}, \quad \dot{x}_1(t_0) = \dot{x}_{10}, \\ x_2(t_0) = x_{20}, \quad \dot{x}_2(t_0) = \dot{x}_{20}. \end{aligned}$$

Произведено также сравнение результатов натуральных испытаний и компьютерного моделирования. Для проведения натуральных испытаний при обработке данных использовалось следующее оборудование: комплект ВИП; преобразователи ускорения AS-10ТВ (трехкомпонентные); усилитель KWS 673.D8; магнитограф MR-30С; анализатор спектра типа 2131; виброизмеритель 00036 с преобразователями КД-35; комбинационный фильтр 01006; универсальный измерительный прибор «TESTO-452».

При выполнении эксперимента осуществлялось движение изделия по асфальтированному шоссе (дорога Брест–Москва) со скоростью 70 км/ч. Длина мерного участка, на котором производились измерения ускорений на сиденье водителя, составляла 1000 м.

На рисунке 13 приведены распределения вертикальных виброускорений на сиденье водителя по третьоктавным полосам частот: 1 – санитарные нормы (ГОСТ 12.1.012.90); 2 – результаты натуральных испытаний; 3 – результаты компьютерного моделирования. Видно, что в первых трех октавах наблюдаются нарушения санитарных норм. Результаты натуральных испытаний также свидетельствуют о том, что в октавных полосах частот выше 3 Гц санитарные нормы удовлетворяются. Поэтому при моделировании динамики транспортного средства по критерию нагруженности водителя практически можно ограничиться рассмотрением колебаний в низкочастотном диапазоне – 0...10 Гц.

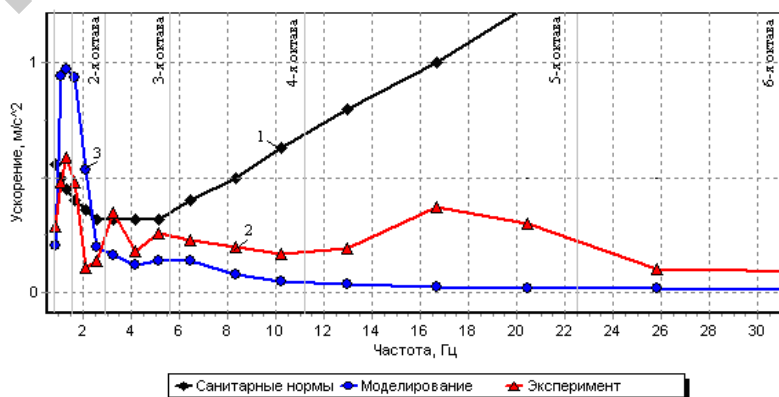
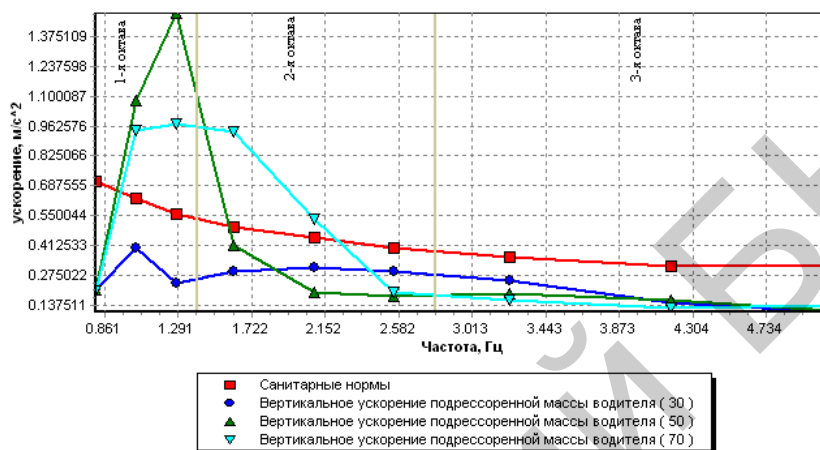


Рисунок 13 – Вертикальные виброускорения на сиденье водителя



Результаты моделирования дают несколько завышенные значения ускорений по сравнению с натурным экспериментом. Вместе с тем можно утверждать о достаточно высокой сходимости результатов, а, следовательно, и об адекватности математической модели реальному объекту.

Влияние скорости движения на среднеквадратичные ускорения сиденья водителя, приведенные к третьооктавным частотным полосам, и на степень соответствия их допустимым значениям по санитарным нормам приведено на рисунке 14.



**Рисунок 14 – Зависимость вертикальных вибро-ускорений на сиденье водителя от скорости движения машины**

Видно, что при скорости движения  $V = 30$  км/ч превышений допустимых норм ускорений сиденья водителя не происходит во всем наблюдаемом частотном диапазоне.

На скоростях 50 и 70 км/ч в 1-й и 2-й октавах, перекрывающих собственные колебания сиденья, происходит выход среднеквадратичных ускорений за предельные значения. При этом наибольшее увеличение отклонения наблюдается на скорости 50 км/ч.

Сравнивая полученные результаты с данными натурального эксперимента, можно сделать вывод о достаточно хорошем их совпадении, по крайней мере, по отношению к полосам частот и санитарным нормам. Из этого следует, что в дальнейшем необходимая для оценки вибронегруженности водителя информация может быть получена путем компьютерного моделирования без проведения дорогостоящих натуральных испытаний.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

### Основные научные результаты диссертации

1. Разработана математическая модель расчета пространственных вертикальных, продольно и поперечно-угловых колебаний шасси многоопорной мобильной машины для анализа колебательных процессов при прямолинейном движении в условиях детерминированного и стохастического воздействия со

стороны дорожного полотна с учетом нелинейных характеристик элементов поддрессирования [1-А, 2-А]. Ее использование на стадии проектирования мобильных машин позволит улучшать их качественные характеристики, сокращать сроки проектирования новых и модификации существующих транспортных средств без проведения дорогостоящих натурных испытаний.

2. Разработан алгоритм решения системы уравнений движения мобильных машин на основе метода прямого интегрирования, позволяющий получить временные зависимости наблюдаемых физических переменных в заданных точках многоопорной мобильной машины без использования промежуточных преобразований исходной системы уравнений, связанных с заменой переменных, и произведена оценка результатов в сравнении с алгоритмом метода Рунге-Кутты и с методами, используемыми в компьютерной системе Matlab.

3. Разработан алгоритм оптимизации параметров мобильной машины по критериям вибронагруженности шасси и водителя с учетом вероятностных ограничений на пробой и зависание подвески, отрыва колес от дороги [4-А], позволяющий выполнить поиск оптимального качественного функционирования объекта как при заданных граничных значениях на оптимизируемые параметры, так при желаемых уровнях вероятностей основных характеристик, влияющих на нагруженность шасси, плавность и управляемость мобильной машины.

4. Разработана методика расчета вибронагруженности шасси и водителя многоопорной мобильной машины, оптимизации ее параметров с учетом нелинейных характеристик элементов поддрессирования, позволяющая выполнить системный анализ колебаний во временной и частотной областях при движении мобильной машины в заданных условиях внешней среды детерминированного и стохастического характера [5-А].

5. Разработан пакет прикладных программ, который позволяет решать задачи расчетов и анализа динамики [3-А, 4-А] многоопорных мобильных машин с учетом нелинейностей их характеристик и в условиях различных внешних возмущений. Основным отличием данного программного средства принятия решений является визуальный принцип работы на всех этапах проведения компьютерных исследований, что создает для специалиста привычную среду моделирования, в которой он выступает как эксперт в своей предметной области.

6. Оптимизационные расчеты параметров амортизаторов подвески многоопорной мобильной машины, проведенные с помощью разработанных моделей, методов, алгоритмов и среды принятия решений, позволили снизить вибронагруженность ходовой части машины на 10 %. Выполненные исследования [4-А, 6-А] позволили рассчитать динамические характеристики многоопорной мобильной машины и оценить вибронагруженность водителя на соответствие санитарным нормам в третьоктавных полосах частот.

7. Сравнительные исследования натурных испытаний и вычислительного эксперимента позволяют утверждать, что разработанная математическая модель колебаний многоопорной мобильной машины в достаточной мере адекватна реальному объекту.

### **Рекомендации по практическому использованию результатов**

Разработанный пакет прикладных программ может применяться для автоматизации проведения расчетов при проектировании и анализе сложных динамических систем мобильных машин.

Модели, методы и алгоритмы, а также методики и результаты моделирования колебательных процессов мобильных машин использовались при выполнении хоздоговорных работ [8-А, 9-А], применяются в учебных курсах при подготовке инженерно-технических кадров [акт № 3/22], могут также являться основой для дальнейших научных исследований с целью получения новых результатов по улучшению качества, сокращению сроков проектирования существующих и модернизируемых изделий мобильных машин.

## СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ

### Статьи в научных журналах

- 1–А. Гурский, Н.Н. Моделирование колебаний многоопорных машин / Н.Н. Гурский, А.К. Эль Аюби // Вестник БНТУ.– 2009. – № 5. – С. 54–58.
- 2–А. Гурский, Н.Н. Моделирование внешней среды в задачах анализа колебаний транспортных машин / Н.Н. Гурский, Ан.М. Захарик, А.М. Захарик, А.К. Эль Аюби // Грузовик. – 2009. – № 5. – С. 25–30.
- 3–А. Гурский, Н.Н. Моделирование тяговых и тормозных режимов колесных машин / Н.Н. Гурский, Ан.М. Захарик, А.М. Захарик, А.К. Эль Аюби // Грузовик. – 2009. – № 6. – С. 26–30.
- 4–А. Гурский, Н.Н. Моделирование и оптимизация подвески автомобиля / Н.Н. Гурский, А.К. Эль Аюби // Вестник БНТУ.– 2010. – № 1. – С. 44–47.
- 5–А. Гурский, Н.Н. Системный анализ колебаний мобильных машин / Н.Н. Гурский, А.К. Эль Аюби, Р.И. Фурунжиев // Проблемы создания информационных технологий. – 2008. – № 17. – С. 173–179.

### Материалы конференций и тезисы докладов

- 6–А. Гурский, Н.Н. Анализ виброн нагруженности шасси мобильной машины / Н.Н. Гурский, А.К. Эль Аюби // Тезисы доклада на конференции БНТУ. – 2009. – С. 111.
- 7–А. Гурский, Н.Н. Моделирование колебаний мобильных машин с элементами активного поддрессоривания / Н.Н. Гурский, А.К. Эль Аюби, М. Абдулмалик // Тезисы доклада на конференции БНТУ. – 2010. – С. 176.

### Другие работы

- 8–А. Гурский Н.Н. Разработать математические модели и произвести расчетно-теоретические исследования плавности хода шасси трактора универсального «Беларус Ш-426» для выбора оптимальных параметров системы поддрессоривания, обеспечивающих санитарные нормы СанПин №11–08–94 на рабочем месте водителя / Н.Н. Гурский, Р.И. Фурунжиев, А.К. Эль Аюби [и др.]; Эплайсофт. – Минск, 2007. – 116 с. – БелИСА 15.12.2007, № ГР 20073656.
- 9–А. Фурунжиев, Р.И. Разработать математические и программные средства компьютерного моделирования многомерных систем виброзащиты / Р.И. Фурунжиев, Н.Н. Гурский, А.К. Эль Аюби [и др.]; Эплайсофт. – Минск, 2008. – 135 с. – БелИСА 11.11.2008, № ГР 20083419.

## РЭЗІЮМЭ

Эль Аюбі Абдул Кадэр Карамі

### МЕТОДЫКА І АЛГАРЫТМЫ ПРЫНЯЦЦА РАШЭННЯЎ У СІСТЭМЕ АНАЛІЗУ ХІСТАННЯЎ МАБІЛЬНЫХ МАШЫН

**Ключавыя словы:** методыка, алгарытмы, сістэма, аўтаматызацыя, праектаванне, аналіз, аптымізацыя, мабільная машына, падрысорная маса, тэставанне, адэкватнасць.

**Мэтай працы** з'яўляецца распрацоўка алгарытмаў, сістэмы падтрымання прыняцця рашэнняў, методыкі даследаванняў нелінейных дынамічных аб'ектаў, якія забяспечваюць зніжэнне вібранагружэння асноўных элементаў і скарачэнне часу праектавання новых і мадэрнізацыі наяўных мабільных машын. Аб'ектам даследавання з'яўляецца прасторавая мадэль шматапорнай машыны. Прадметам даследавання з'яўляюцца методыка і алгарытмы разлікаў прасторавых вертыкальных і вуглавых хістанняў вырабаў шматапорных мабільных машын, падвергнутых зададзеным уздзеянням знешняга асяроддзя ва ўмовах прамалінейнага роўнаразмернага руху. Метады даследаванняў засноўваюцца на палажэннях матэматычнага аналізу, тэорыі хістанняў, тэорыі матэматычнага і камп'ютарнага мадэлявання.

#### **Атрыманыя вынікі і іх навізна**

Распрацавана камп'ютарная імітацыйная мадэль шматапорнай мабільнай машыны. Мадэль дазваляе выканаць сістэмны аналіз працэсаў хістання вузлавых кропак аб'екта з улікам нелінейных характарыстык элементаў падрысорвання. Распрацаваны алгарытм разліку назіраемых пераменных шматапорнай мабільнай машыны на выснове метада прамога інтэгравання. Распрацаваны алгарытм аптымізацыі параметраў мабільнай машыны па крытэрыях вібранагружэнняў аснавання машыны і вадзіцеля з улікам імавернасных абмежаванняў на прабой і завісання падрысорваючага механізму, адрыву калёс ад дарогі. Распрацавана методыка разліку вібранагружэння аснавання машыны і вадзіцеля шматапорнай мабільнай машыны, аптымізацыі яе параметраў з улікам нелінейных характарыстык элементаў падрысорвання, Методыка дазваляе выканаць сістэмны аналіз хістанняў у часовых і частотных вобласцях пры руханні мабільнай машыны ў зададзеных умовах знешняга асяроддзя дэтэрмінаванага і стахастычнага характару.

Мадэлі, метады і алгарытмы, а таксама методыкі і вынікі мадэліравання працэсаў хістання мабільных машын выкарыстоўваліся пры выкананні гаспадарчых работ, скарыстоўваюцца ў вучэбных курсах пры падрыхтоўцы інжынерна-тэхнічных кадраў, могуць таксама з'яўляцца высновай для наступных навуковых даследаванняў, скарачэння часу праектавання наяўных і мадэрнізіруемых вырабаў мабільных машын.

## РЕЗЮМЕ

Эль Аюби Абдул Кадер Карами

### МЕТОДИКА И АЛГОРИТМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ В СИСТЕМЕ АНАЛИЗА КОЛЕБАНИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

**Ключевые слова:** методика, алгоритмы, система, автоматизация, проектирование, анализ, оптимизация, мобильная машина, подрессоренная масса, тестирование, адекватность.

**Целью работы** является разработка алгоритмов, системы поддержки принятия решений, методик исследований нелинейных динамических объектов, обеспечивающих снижение вибронегруженности основных элементов и сокращение сроков проектирования новых и модификации существующих мобильных машин. Объектом исследования является пространственная модель многоопорной мобильной машины. Предметом исследования являются методика и алгоритмы расчетов пространственных вертикальных и угловых колебаний изделий многоопорных мобильных машин, подверженных заданным воздействиям внешней среды в условиях прямолинейного равномерного движения. Методы исследования базируются на положениях математического анализа, теории колебаний, теории математического и компьютерного моделирования.

#### **Полученные результаты и их новизна**

Разработана компьютерная имитационная модель многоопорной мобильной машины, позволяющая произвести системный анализ колебательных процессов в узловых точках объекта с учетом нелинейных характеристик элементов подрессоривания. Разработан алгоритм расчета наблюдаемых переменных многоопорной мобильной машины на основе метода прямого интегрирования. Разработан алгоритм оптимизации параметров мобильной машины по критериям вибронегруженности шасси и водителя с учетом вероятностных ограничений на пробой и зависание подвески, отрыва колес от дороги. Разработана методика расчета вибронегруженности шасси и водителя многоопорной мобильной машины, оптимизации ее параметров с учетом нелинейных характеристик элементов подрессоривания, позволяющая выполнить системный анализ колебаний во временной и частотной областях при движении мобильной машины в заданных условиях внешней среды детерминированного и стохастического характера.

Модели, методы и алгоритмы, а также методики и результаты моделирования колебательных процессов мобильных машин использовались при выполнении хозяйственных работ, применяются в учебных курсах при подготовке инженерно-технических кадров, могут также являться основой для дальнейших научных исследований с целью получения новых результатов по улучшению

качества, сокращению сроков проектирования существующих и модернизируемых изделий мобильных машин.

Репозиторий БНТУ

## SYMMARY

El Ayoubi Abdul Kader Karami

### **METHODS AND ALGORITHMS OF DECISION MAKING IN THE ANALYSIS OF VIBRATIONS OF MOBILE MACHINES**

**Key words:** methods, algorithms, system, automation, design, analysis, optimization, mobile machine, sprung mass, testing, adequacy.

**The purpose of work** is to develop methods, algorithms, decision support systems, research methodologies of nonlinear dynamic systems that reduce vibronagruzhennosti basic elements and reducing the time of designing new and modifying existing mobile machines. Object of study is three-dimensional model multisupporting mobile machine. The subject of the study are the methods and algorithms for calculating the spatial vertical and angular vibrations products multisupporting mobile machines which have a given environmental effects in terms of rectilinear uniform motion. Our method is based on the provisions of mathematical analysis, oscillation theory, the theory of mathematical and computer modeling.

#### **Results and their originality**

A computer simulation model multisupporting mobile machine to allow a systematic analysis of oscillatory processes in the nodal points of the object, taking into account the nonlinear characteristics of suspension elements. Developed an algorithm for calculating the observable variables multisupporting mobile machines based on the method of direct integration. Developed an algorithm for optimizing the parameters of the mobile machine according to the criteria vibronagruzhennosti chassis and the driver's probability of restrictions on the sample and freezing the suspension, the separation of the wheels from the road. The method of calculation vibronagruzhennosti chassis and driver multisupporting mobile machines, optimization of its parameters, taking into account the nonlinear characteristics of suspension elements, allowing the system to perform analysis of the oscillations in time and frequency domains in the motion of mobile machines in the specified ambient conditions of deterministic and stochastic nature.

Models, methods and algorithms, as well as the methodology and results of the simulation of oscillatory processes in mobile machines used in undertaking contractual works are used in training courses in the preparation of technical personnel, may also be the basis for further research in order to obtain new results to improve the quality, shortening of the design of existing products and upgraded mobile machines.



Научное издание

Эль Аюби Абдул Кадер Карами

МЕТОДИКА И АЛГОРИТМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ  
В СИСТЕМЕ АНАЛИЗА КОЛЕБАНИЙ  
МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

по специальности 05.13.01 – Системный анализ, управление  
и обработка информации

Редактор Е.О. Коржуева

---

Подписано в печать 23.12.2010.

Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 1,28. Уч.-изд. л. 1,00. Тираж 60. Заказ 1455.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Белорусский национальный технический университет.

ЛІ № 02330/0494349 от 16.03.2009.  
Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.

Репозиторий БНТУ