

На правах рукописи

КУЗОВИЧ ВАДИМ МИРОНОВИЧ



**ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ  
ВАГОНОВ В КРИВОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКАХ ПУТИ**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и  
электрификация

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

Москва – 2010

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный университет путей сообщения» (МИИТ) на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство»

**Научный руководитель** – доктор технических наук, профессор  
**ПЕТРОВ Геннадий Иванович (МИИТ)**

**Официальные оппоненты:** – доктор технических наук, профессор  
**КОБИЩАНОВ Владимир Владимирович (БГТУ)**  
– кандидат технических наук, профессор  
**РЫБНИКОВ Евгений Константинович (МИИТ)**

**Ведущая организация:** – **ОАО «НИИ ВАГНОСТРОЕНИЯ»,**  
**г. Москва**

Защита диссертации состоится «19» февраля 2010 г. в 13<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 218.005.01 в Московском государственном университете путей сообщения (МИИТ) по адресу: 127994, Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9, ауд. 2505.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ).

Автореферат разослан: «19» января 2010 г.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью, просим направлять по адресу диссертационного Совета.

Ученый секретарь диссертационного Совета,  
доктор технических наук, доцент



А.В. Саврухин

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** С целью повышения эффективности перевозочного процесса на железнодорожном транспорте и его конкурентоспособности ведутся работы по созданию новых и модернизации существующих конструкций грузовых вагонов. В условиях изменения структуры грузооборота, существует потребность в перевозках длинномерного листового проката и стальных труб, растет доля 40-футовых контейнеров. С целью удовлетворения возрастающего объема перевозок упомянутых грузов разрабатываются специализированные длиннобазные платформы.

Длина таких вагонов достигает 25-26 м, а база при этом равна 19-20 м. Некоторые модификации таких специализированных вагонов имеют большой статический прогиб рамы в средней части (до 60 мм под нагрузкой), следовательно, при таких деформациях растут динамические напряжения в конструкции, что может привести к их разрушению при циклических воздействиях. Опасным случаем является совпадение собственных частот изгибных колебаний рамы кузова и колебаний подрессоренной балки на рессорах тележки при движении по неровностям пути, т.е. возникновение явления резонанса. Помимо этого у специализированных длиннобазных вагонов существует опасность схода с рельсов, особенно при движении с малыми скоростями в кривых участках пути малого радиуса и на стрелочных переводах, что при небольшой продольной нагрузке (рывок или трогание с места) может привести к вкатыванию колеса на головку рельса. В связи с этим становится актуальным провести анализ с помощью компьютерного моделирования динамической нагруженности специализированных длиннобазных вагонов при движении в криволинейных участках пути.

**Цели и задачи работы.** Цель работы заключалась в исследовании собственных и вынужденных колебаний рам специализированных длиннобазных вагонов совместно с рессорным комплектом тележки при движении по криволинейному участку пути с неровностями путевой структуры.

В соответствии с поставленной целью в диссертации решены следующие научные задачи:

- разработаны уточненные математические модели, описывающие пространственные колебания специализированных длиннобазных вагонов с упругим и абсолютно твердым кузовом;
- исследованы амплитудно-частотные характеристики платформ при проведении многовариантных численных экспериментов по исследованию влияния

упругости кузовов специализированных вагонов и нелинейных свойств фрикционных клиновых гасителей колебаний тележек модели 18-100;

- получены зависимости амплитуды прогиба рессорного подвешивания от сил трения в клиновых гасителях колебаний тележки при учете внутреннего трения в конструкции кузова;

- определены динамические характеристики специализированных вагонов при движении по S-образным кривым радиусов: 350м, 650м, и 1200м;

- оценены резонансные частоты и формы колебаний рам длиннобазных платформ;

- предложен способ увеличения изгибной жесткости рамы платформы за счет создания предварительного натяжения рамы кузова и получены зависимости силы натяжения от статического прогиба и частоты вертикальных колебаний платформы на рессорах.

**Предмет исследования.** Объекты исследования – три опытных натуральных образца длиннобазных платформ на тележках модели 18-100 производства вагоностроительных заводов России.

#### **Методика исследований.**

При разработке и анализе математических моделей были использованы:

- классические методы аналитической механики и численного интегрирования систем дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих пространственные колебания;

- метод конечных элементов и метод динамической редукции.

Теоретические исследования динамической нагруженности специализированных длиннобазных платформ проводились на основе численных методов имитационного математического моделирования с применением сертифицированных программных комплексов MSC.ADAMS, MSC.NASTRAN и MSC.Patran.

**Научная новизна работы.** Разработаны уточненные математические модели пространственных колебаний трех конструкций специализированных длиннобазных вагонов с абсолютно твердым и упругим кузовом на тележках модели 18-100, описывающих вынужденные и собственные колебания при движении по криволинейным участкам пути.

При разработке математической модели введены уточнения, расширяющие возможности более детального исследования динамической нагруженности специализированных вагонов. В разработанных автором компьютерных динамических моделях в отличие от известных решений учтены:

- упругость кузова (учитывается изгиб и кручение рамы длиннобазных платформ);
- продольная сила поезда, имитирующая рывок, трогание и соударение во время движения состава;
- работа клинового фрикционного гасителя колебаний рессорного комплекта тележки, описанная непрерывной функцией силы трения, учитывающей работу гасителя в двух плоскостях (в пространстве);
- силы и моменты трения в связях, которые вычисляются на каждом шаге интегрирования с использованием непрерывной функции силы трения (без разрывов), что позволяет значительно уменьшить число численных итераций на каждом шаге интегрирования во времени;
- силы и моменты защемления корпуса буксы при взаимодействии с боковой рамой тележки;
- зазоры в рельсовой колее, между корпусом буксы и боковиной, наддрессорной балкой и боковиной, на скользунах и в пятниковом узле;
- отрыв колеса от головки рельса, боковины от буксы, пятника от подпятника;
- геометрическая путевая структура модели рельсового пути с упругим основанием;
- нелинейная модель взаимодействия колесо-рельс с неэллиптическим и многоточечным контактом. При этом пятно контакта вычисляется по данным взаимодействия заданных профилей катания обода колеса и головки рельса с учетом их износа.

**Достоверность и обоснованность** научных положений, выводов и рекомендаций подтверждены корректностью применяемых автором математических методов и удовлетворительной сходимостью результатов расчета с экспериментальными данными.

### **Практическая ценность.**

1. Разработаны методика и компьютерные модели для решения указанного комплекса актуальных задач для оценки динамической нагруженности вагонов, позволяющая:

- производить оценку комплекса нормируемых динамических показателей выбранных специализированных вагонов при движении их в прямых и криволинейных участках пути;
- осуществлять подбор рациональных параметров (геометрических, инерционных, жесткостных и фрикционных) характеристик элементов вагонов и его подвешивания;

- выполнять комплексную оценку безопасности движения вагона по запасу устойчивости колеса против схода с рельсов и фактической величине подъема обода колеса на головку рельсов;

- исследовать влияние, оказываемое различными дефектами и неровностями пути на динамические качества специализированного вагона посредством варьирования параметров периодических, локальных и случайных неровностей в плане и профиле.

2. В результате проведенных исследований:

- определено влияние характеристик упругости кузова на основные динамические показатели ходовых качеств длиннобазной платформы;

- даны рекомендации по эксплуатации длиннобазных платформ;

- установлена значительная разница в показателях основных динамических процессов для упругого и абсолютно твердого кузов специализированных вагонов;

- получены амплитудно-частотные характеристики рам специализированных платформ;

- установлены основные динамические показатели, влияющие на безопасность движения специализированных вагонов в криволинейных участках пути.

**Апробация работы.** Основные материалы диссертации доложены и обсуждены на научно-практических конференциях:

- «Безопасность движения поездов» (2005 г., 2006 г., 2008 г., 2009 г.), МИИТ, г. Москва

- «Trans-Mech-Art-Chem-2» (2004 г.), г. Днепропетровск (Украина)

- «Trans-Mech-Art-Chem-4» (2006 г.), г. Москва

- «Неделя науки 2004», МИИТ, Москва

- «Форум MSC.Software 2006», Москва.

- научно-техническом семинаре и заседании кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТа в 2005-2009 гг.

**Публикации.** По результатам исследований опубликовано 14 печатных работ. В том числе одна работа в издании рекомендованном ВАК.

**Структура диссертации.** Диссертация состоит из введения, 4-х глав, заключения, списка использованной литературы и приложения.

Автор выражает признательность профессорам П.С. Анисимову, В.Н. Котуранову, В.Н. Филиппову, а также доцентам И.В. Плотникову и Ю.А. Шмырову за ценные консультации при подготовке работы.

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность работы, определены ее цель и основные задачи исследований.

**В первой главе** выполнен обзор научно-исследовательских работ в области динамической нагруженности и динамики подвижного состава, моделей взаимодействия колеса-рельса, моделирования сил сухого трения, упругих тел, схода подвижного состава с рельсов, тестирование программных комплексов для расчета динамики подвижного состава разработанных в России и за рубежом.

Ключевым направлением является исследование колебаний специализированных вагонов с упругим кузовом с применением эффективных методов математического моделирования, позволяющих с большой точностью описывать динамические процессы, возникающие при движении экипажей по рельсовому пути.

Как раздел транспортной науки «Динамика подвижного состава железных дорог» сформировалась на основе научных трудов следующих ученых: П.С.

Анисимова, **И.В. Бирюкова**, Е.П. Блохина, Ю.П. Бороненко, Г.П. Бурчака, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинского, Л.В. Винника, А.У. Галеева, А.Л. Голубенко, Л.О. Грачевой, В.Н. Данилова, В.Д. Дановича, В.А. Двухглавова, Б.С. Евстафьева, О.П. Ершкова, В.Н. Иванова, И.П. Исаева, А.А. Камаева, В.А. Камаева, Б.Г. Кеглина, В.В. Кобищанова, Н.А. Ковалева, А.Я. Когана, С.И. Коношенко, Е.П. Королькова, М.Л. Коротенко, В.С. Коссова, В.Н. Котуранова, Н.Н. Кудрявцева, В.А. Лазаряна, А.А. Львова, Л.А. Манашкина, В.Б. Медея, Е.Н. Никольского, Л.Н. Никольского, Орловой А.М., Н.А. Панькина, В.О. Певзнера, Г.И. Петрова, В.С. Плоткина, Н.А. Радченко, Ю.С. Ромена, Е.К. Рыбникова, А.Н. Савоськина, М.М. Соколова, Т.А. Тибилова, П.А. Устича, В.Ф. Ушкалова, В.Н. Филиппова, А.А. Хохлова, В.Д. Хусидова, И.И. Челнокова, Ю.М. Черкашина, Г.М. Шахунянца, В.Н. Шестакова и многих других.

Среди зарубежных ученых следует отметить работы Ами, Викенса, Винклера, Де Патера, Джонсона, Дуккипати, Калкера, Картера, Кика, Куперрайда, Марье, Мюллера, Рокарда, Фрома, Хеймана, Шперлинга, Юбеллакера и других.

Отмечены ведущие школы исследования динамики подвижного состава, сформировавшиеся в учебных и научных подразделениях России и СНГ.

Рассмотрены разновидности математических моделей, применяемые в задачах исследования динамики подвижного состава и взаимодействия колеса и рельса, а также методы их анализа.

Для решения поставленной в диссертационной работе задачи и получения наиболее детальной картины динамических процессов колебаний сформулированы требования к разрабатываемой уточненной математической модели, описывающей колебания специализированных вагонов при движении в криволинейных участках пути.

**Во второй главе** дается детальное описание разработанных математических моделей описывающих пространственных колебаний специализированного длиннобазного вагона при движении его в криволинейных участках пути.

Приводится кинематическая и силовая схема вагона с абсолютно твердым кузовом (рис. 1), модель вагона с упругим дискретным (рис. 2) и модальным упругим кузовом, расчетные схемы расположения элементов связей на тележке, схема взаимодействия колесной пары, буксы и боковой рамы, надрессорной балки и боковой рамы, элементов клинового гасителя рессорного подвешивания, сил и моментов на подпятнике, приведены уравнения взаимодействия всех опорных узлов вагона.

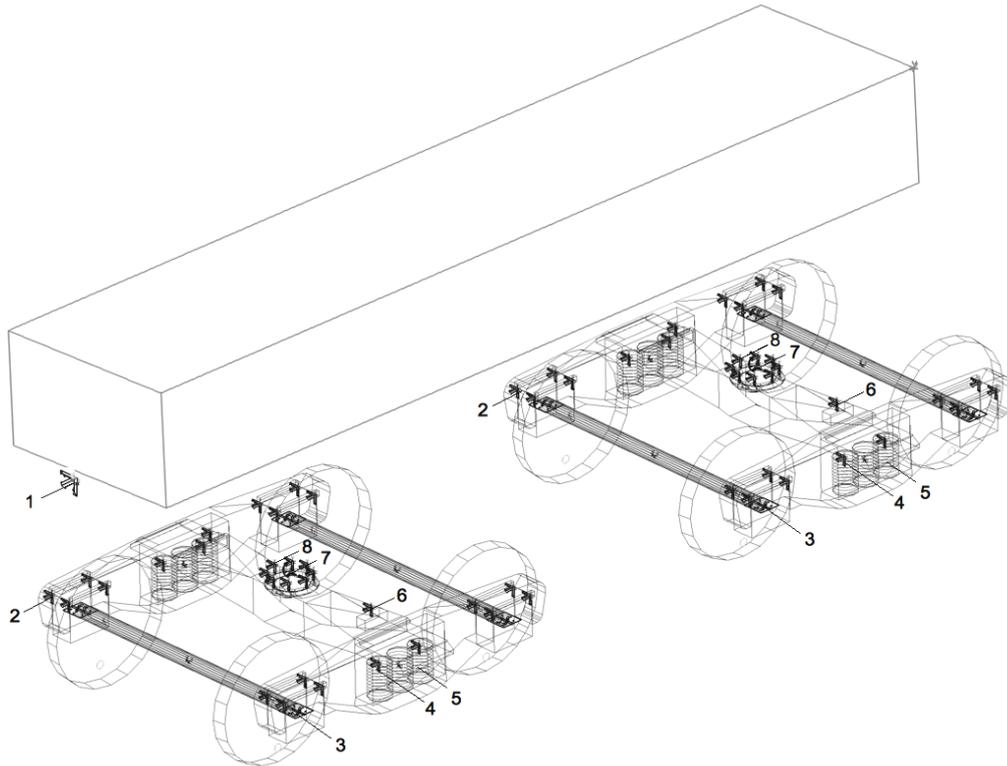
Представлены уточненные расчетные схемы и уравнения, моделирующие взаимодействие: колесных пар и букс, букс и боковин, надрессорных балок и боковин тележки, клиновых гасителей колебаний, скользунов тележки, пятников и подпятников, ударно-тяговых устройств.

Для ускоренного вычисления сил сухого трения при численном интегрировании в моделях была принята формула без использования функций сигнум (sign), предложенная Nicola Bosso's:

$$F_{mp} = \frac{V \cdot \operatorname{tg} \chi}{\sqrt{1 + \left( \frac{V \cdot \operatorname{tg} \chi}{N \cdot \mu} \right)^2}} \quad (1)$$

где  $V$  – относительная скорость (м/с);  $\chi$  – угол между вектором скорости и силой трения, а  $\operatorname{tg} \chi$  (Н·с/м) – отношение силы трения к относительной скорости проскальзывания;  $N$  – нормальная сила (Н);  $\mu$  – коэффициент трения.

Если  $V \rightarrow \pm\infty$  то  $\lim_{V \rightarrow \pm\infty} F_{mp} = \pm N \cdot \mu$  используется классическая теория Кулона. При  $V \rightarrow 0$ ,  $\lim_{V \rightarrow 0} F_{mp} = V \cdot \operatorname{tg} \chi$ , где  $\chi$  – угол между вектором скорости и силой трения. График скорости скольжения показан на рис. 3.



1 – продольная сила, имитирующая работу ударно тягового-устройства; 2 – силы взаимодействия буксового узла и боковины; 3 – вращающие шарниры буксового узла и колёсной пары; 4 – силы, имитирующие работу клинового гасителя колебаний; 5 – рессоры центральной ступени подвешивания; 6 – силы, имитирующие работы скользунов; 7 – моменты трения на пятниковых узлах; 8 – силы взаимодействия пятника и подпятника.

Рис 1. Расчетная схема вагона

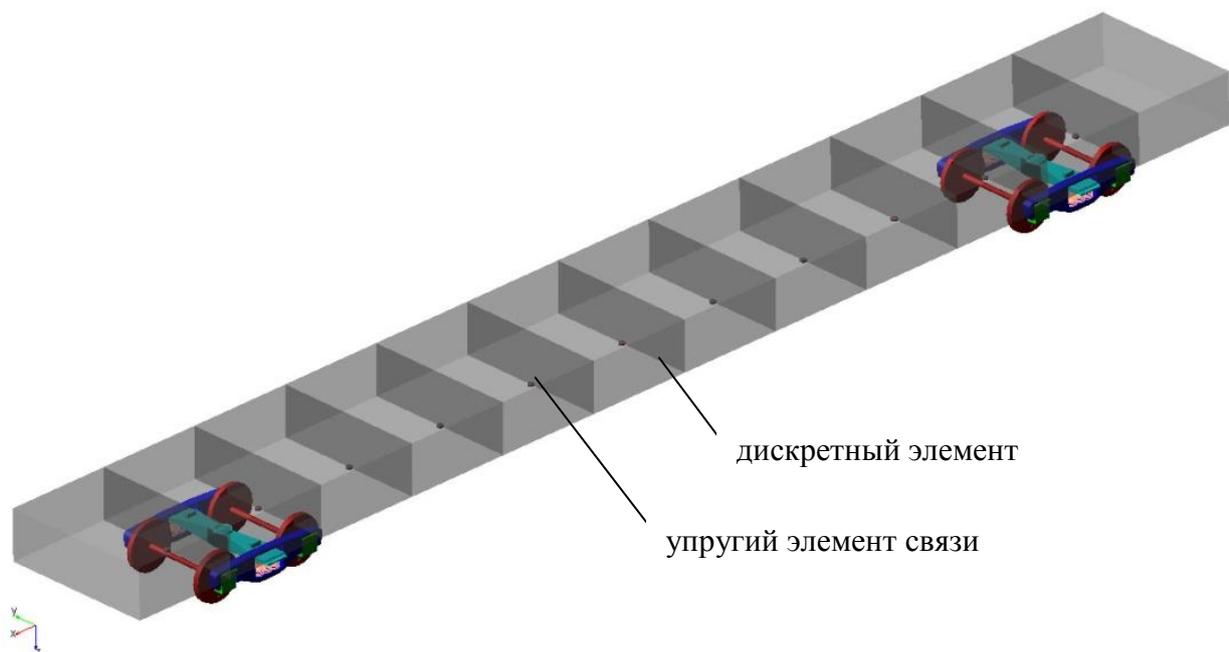


Рис 2. Модель вагона с упругим дискретным кузовом



Рис. 3. График функции силы трения скольжения

Обычно в расчетах трения сталь по стали применяют значение  $\operatorname{tg} \chi = 1 \cdot 10^6 \div 8 \cdot 10^6$ , при моделировании было принято  $\operatorname{tg} \chi = 3 \cdot 10^6$ . Низкое значение угла  $\chi$  можете привести к уменьшению значений силы трения, особенно на низких частотах. Увеличение значения дает более точный результат, но приводит к резкому увеличению времени счёта программы. График зависимости силы трения от времени при различных значениях  $\operatorname{tg} \chi$  показан на рис. 4.

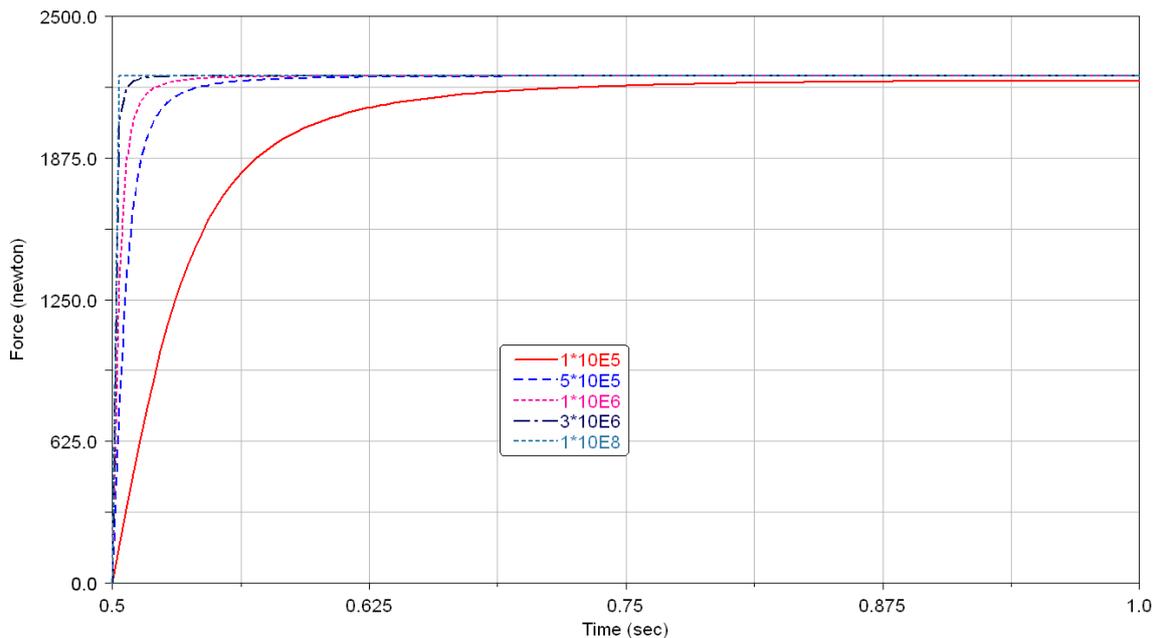


Рис. 4. График зависимости силы трения от времени при различном значении  $\operatorname{tg} \chi$

Взаимодействия буксы и боковины в продольно-поперечных плоскостях  $x$ - $y$  описываются выражением (2):

$$Q_{ix(y), \text{бук}} = - \left[ C_{x(\text{y}), \text{бук}} \cdot \left( \Delta_{ix(\text{y}), \text{бук}} - \Delta_{\text{прод(попер)}, \text{бук}} \right) + \frac{\dot{\Delta}_{ix(\text{y}), \text{бук}} \cdot \text{tg} \chi_{\text{бук}}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\dot{\Delta}_{xy, \text{бук}} \cdot \text{tg} \chi_{\text{бук}}}{P_{i, \text{бук}} \cdot \mu_{\text{бук}}} \right)^2}} + \beta_{\text{бук}} \cdot \dot{\Delta}_{ix(\text{y}), \text{бук}} \right] \quad (2)$$

где  $C_{x, \text{бук}}$  и  $C_{y, \text{бук}}$  - жесткость упругих связей между буксой и боковой рамой тележки в поперечном и продольном направлениях (Н/м);  $\mu_{\text{бук}}$  - коэффициент трения между корпусом буксы и боковой рамой;  $P_{i, \text{бук}}$  - вертикальная нагрузка на буксу (Н);  $\Delta_{ix, \text{бук}}$  и  $\Delta_{iy, \text{бук}}$  - поперечные и продольные перемещения буксы относительно боковины (м);  $\Delta_{\text{прод, бук}}$ ,  $\Delta_{\text{попер, бук}}$  - продольный и поперечный зазор между буксой и боковиной (м);  $\dot{\Delta}_{ix, \text{бук}}$ ,  $\dot{\Delta}_{iy, \text{бук}}$  - скорость перемещения буксы относительно боковины вдоль осей  $x$  и  $y$  (м/с);  $\dot{\Delta}_{xy, \text{бук}}$  - относительная скорость в плоскости  $x$ - $y$  буксы (м/с);  $\beta_{\text{бук}}$  - коэффициент вязкого трения упругого материала в связях буксы с боковой рамой;  $\chi_{\text{бук}}$  - угол между осью скорости и силой трения, а  $\text{tg} \chi_{\text{бук}}$  (Н·с/м) - отношение силы трения к относительной скорости проскальзывания. Выражение  $\beta_{\text{бук}} \cdot \dot{\Delta}_{ix(y)} \neq 0$  только при условии закрытия зазоров, т.е. непосредственном контакте, в остальных случаях  $\beta_{\text{бук}} \cdot \dot{\Delta}_i = 0$ .

Выражения (3) и (4) описывают взаимодействие наддрессорной балки и боковины в плоскостях  $y$ - $z$ :

$$Q_{ty, \text{н}} = - \left[ C_{y, \text{н}} (\Delta_{iy, \text{н}} - \Delta_{\text{пр, н}}) + C_{y, \text{н}} \Delta_{iy, \text{н}} + \frac{\dot{\Delta}_{iy, \text{н}} \cdot \text{tg} \chi_{\text{н}}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\dot{\Delta}_{yz, \text{н}} \cdot \text{tg} \chi_{\text{н}}}{N_{\text{н}} \cdot \mu_{\text{н}}} \right)^2}} + \beta_{\text{н}} \cdot \dot{\Delta}_{iy, \text{н}} \right] \quad (3)$$

$$Q_{tz, \text{н}} = - \left[ C_{z, \text{н}} \cdot \Delta_{iz, \text{н}} + \frac{\dot{\Delta}_{iz, \text{н}} \cdot \text{tg} \chi_{\text{н}}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\dot{\Delta}_{yz, \text{н}} \cdot \text{tg} \chi_{\text{н}}}{N_{\text{н}} \cdot \mu_{\text{н}}} \right)^2}} \right] \quad (4)$$

где  $C_{y, \text{н}}$  - жесткость упругих связей между боковой рамой тележки и наддрессорной балкой в продольном и поперечном направлениях (Н/м);  $\Delta_{iy, \text{н}}$ ,  $\Delta_{iz, \text{н}}$  - перемещение наддрессорной балки относительно боковины вдоль оси  $y$  и  $z$  соответственно (м);  $\dot{\Delta}_{iy, \text{н}}$ ,  $\dot{\Delta}_{iz, \text{н}}$  - скорость перемещения наддрессорной балки относи-

тельно боковины вдоль оси  $y$  и  $z$  соответственно (м/с);  $\dot{\Delta}_{y,z,n}$  – скорость перемещения наддресорной балки относительно боковины вдоль оси  $y$ - $z$  соответственно (м/с);  $\Delta_{np,n}, \Delta_{nnp,n}$  – продольный и поперечный зазоры между наддресорной балкой и боковиной (м);  $\beta_n$  – коэффициент вязкого трения упругого материала в связях наддресорной балки и боковой рамой;  $\chi_n$  – угол между осью скорости и силой трения, а  $\text{tg}\chi_{надp}$  (Н·с/м) – отношение силы трения к относительной скорости проскальзывания;  $C_{y,n}, C_{z,n}$  – жесткость рессорного комплекта (Н/м);  $N_n$  – нормальная сила между наддресорной балкой и боковиной (Н);  $\mu_n$  – коэффициент трения. Выражение  $\beta_n \cdot \dot{\Delta}_{iy,n} \neq 0$  только при условии закрытия зазоров, т.е. непосредственном контакте, в остальных случаях  $\beta_n \cdot \dot{\Delta}_{iy,n} = 0$ .

Момент сил трения на пятнике описывается выражением (5), аналогичным (1):

$$M_{тр, пятн} = \frac{\dot{\phi}_{пятн} \cdot \text{tg}\chi_{пятн}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\dot{\phi}_{пятн} \cdot \text{tg}\chi_{пятн}}{(r_{нар} - r_{внутр}) \cdot Q_{z, пятн} \cdot \mu_{пятн}} \right)^2}} \quad (5)$$

где  $\dot{\phi}_{пятн}$  – угловая скорость вращения пятника (рад/с);  $Q_{z, пятн}$  – сила давления пятника на подпятник (Н);  $r_{нар}, r_{внутр}$  – наружный и внутренний радиус пятника (м);  $\mu_{пятн}$  – коэффициент трения;  $\chi_{пятн}$  – угол между векторами скорости и момента трения, а  $\text{tg}\chi_{пятн}$  (Н·м·с/рад) – отношение момента трения к относительной угловой скорости проскальзывания;

Силы трения на скользуне вдоль осей  $x$  и  $y$ :

$$F_{трX,ск} = \frac{\dot{\Delta}_{x,ск} \cdot \text{tg}\chi_{ск}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\dot{\Delta}_{xy,ск} \cdot \text{tg}\chi_{ск}}{Q_{z,ск} \cdot \mu_{ск}} \right)^2}}; \quad F_{трY,ск} = \frac{\dot{\Delta}_{y,ск} \cdot \text{tg}\chi_{ск}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\dot{\Delta}_{xy,ск} \cdot \text{tg}\chi_{ск}}{Q_{z,ск} \cdot \mu_{ск}} \right)^2}} \quad (6,7)$$

где  $\dot{\Delta}_{x,ск}, \dot{\Delta}_{y,ск}$  – скорость перемещения кузова относительно скользуна вдоль оси  $x, y$  (м/с);  $Q_{z,ск}$  – вертикальная сила на скользуне (Н);  $\dot{\Delta}_{xy,ск}$  – относительная скорость в плоскости  $x$ - $y$  буксы (м/с);  $\chi_{ск}$  – угол между векторами скорости

и силы трения, а  $\text{tg}\chi_{ск}$  (Н·с/м) – отношение силы трения к относительной скорости проскальзывания;  $\mu_{ск}$  – коэффициент трения.

Описываются такие особенности математической модели колесо-рельс, уточненные алгоритмы расчета сил крива в программном вычислительном комплексе MSC.ADAMS/Rail, представлены принятые для моделирования профили колеса и рельса, неровности путевой структуры, план S-образных криволинейных участков пути.

Изложены структура, теоретические основы, методы численного интегрирования, функциональные возможности и состав расчетного вычислительного комплекса.

Описываются разработанные МКЭ модели рам длиннобазных специализированных платформ для расчета их собственных частот и деформаций. Изложена методика создания КЭ и дискретных упругих моделей кузовов вагонов. Узлы граничных условий модальных моделей рам специализированных платформы показаны на рис. 5.

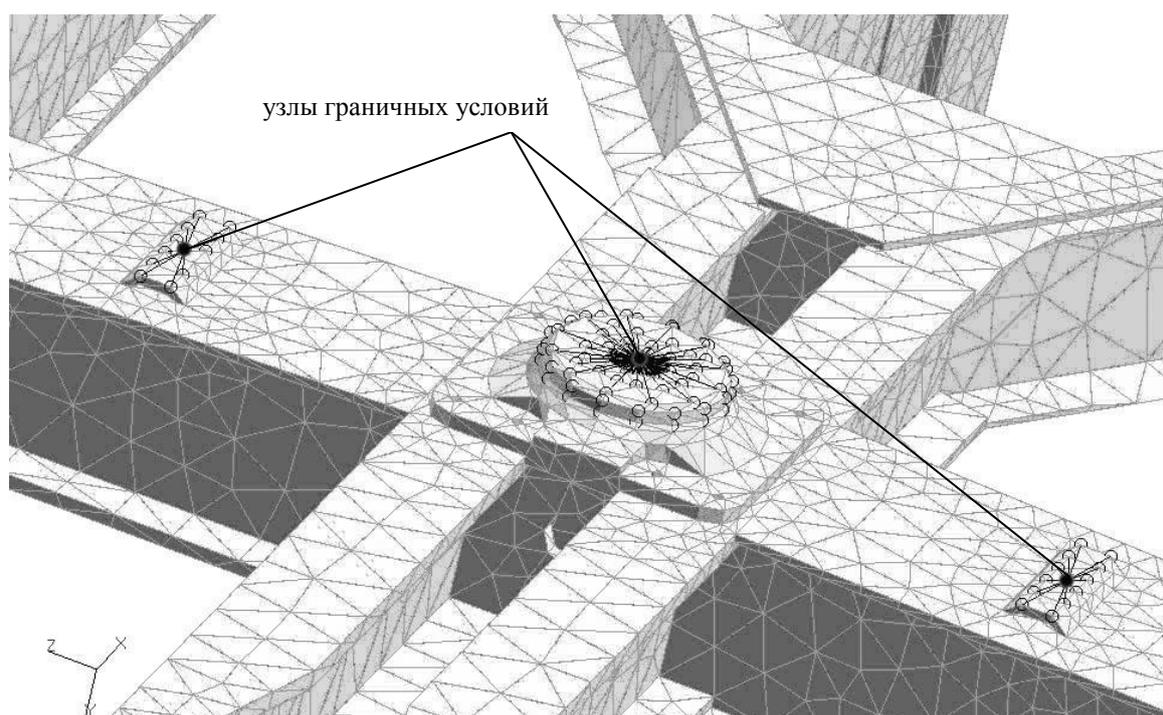


Рис 5. Узлы граничных условий

**В третьей главе** проведено исследование низкочастотного спектра колебаний рам платформ, найдены собственные частоты и формы колебаний, а также прогибы несущих элементов рам платформ в груженом и порожнем состоянии (см. табл. 1). По результатам моделирования получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) вынужденных вертикальных колебаний абсо-

лютно твердого и упругого кузова трех типов платформ в порожнем, средненагруженном и груженом состояниях (рис. 6), определены показатели работы фрикционного гасителя колебаний в зависимости от силы трения на опорных поверхностях клина и частоты колебаний кузова на рессорах. Исследовано влияние на АЧХ вертикальных колебаний специализированной платформы на рессорах и АЧХ изгибных колебаний рамы различных величин коэффициента трения в клиновом гасителе колебаний (рис. 7) при различном значении внутреннего трения самой конструкции рамы платформы (рис. 8). Представлены осциллограммы вертикальной (рис. 9) и горизонтальной сил трения, возникающих в клиновом гасителе колебаний во времени.

Рассмотрены зависимости частоты синусоидальной периодической вертикальной неровности пути от скорости движения платформы, а также АЧХ случайных вертикальных и горизонтальных неровностей путевой структуры на скоростях движения в диапазоне от 20 до 120 км/ч.

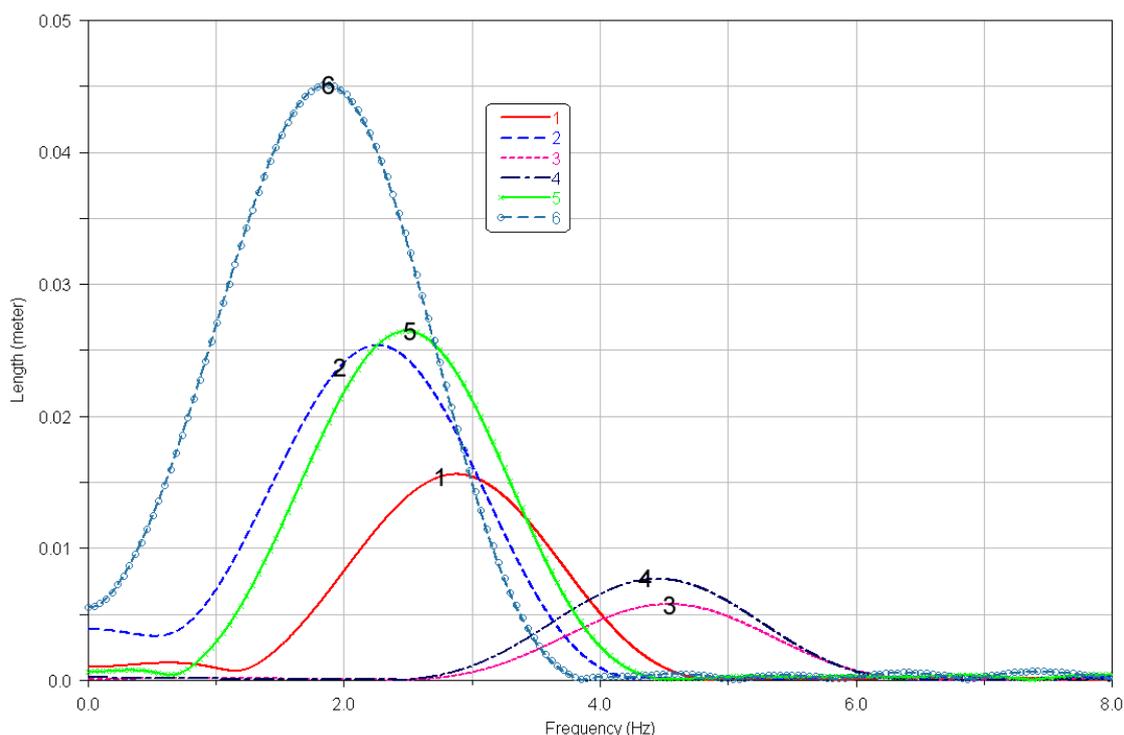


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика платформы типа 1:

1 – абсолютно твердый кузов средненагруженный режим 32 т (2,87 Гц); 2 – абсолютно твердый кузов груженный режим 64 т (2,28 Гц); 3 – абсолютно твердый кузов порожний режим (4,58 Гц); 4 – упругий кузов порожний режим (4,39 Гц); 5 – упругий кузов средненагруженный режим 32 т (2,5 Гц); 6 – упругий кузов груженный режим 64 т (1,98 Гц).

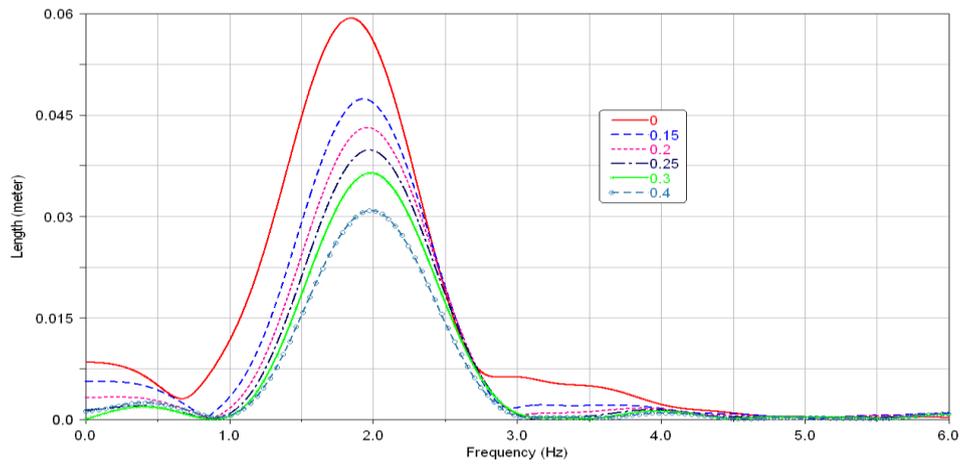
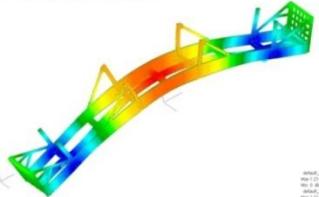
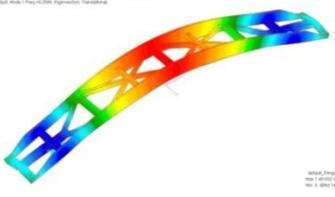
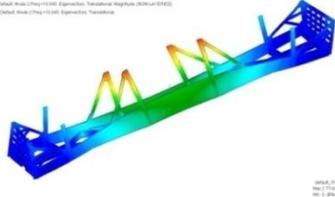
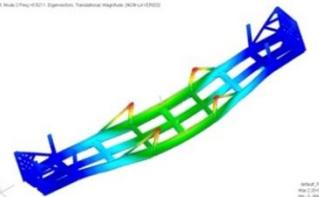
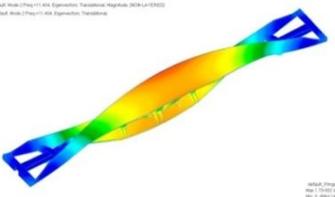
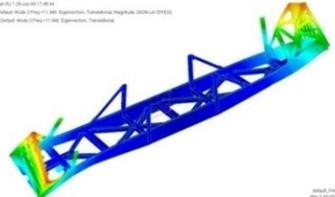
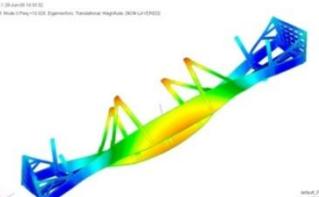
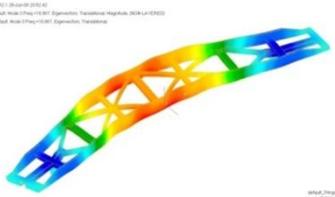
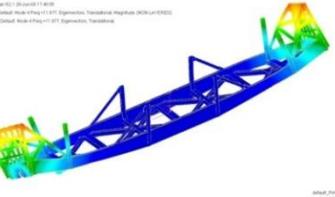
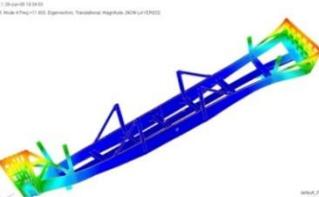
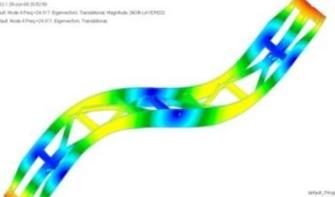


Рис. 7. АЧХ вертикальных колебаний платформы на рессорах при различном коэффициенте трения в клиновом гасителе колебаний

Собственные частоты и формы низших колебаний рам платформ. Таблица 1.

| Порядковый номер формы | Рама платформы без хребтовой балки с торцевыми стенами (тип 1)                                  | Рама платформы с хребтовой балкой и торцевыми стенами (тип 2)                                    | Рама платформы без хребтовой балки для перевозки контейнеров (тип 3)                              |
|------------------------|---|--|---|
| 1                      | <br>8,31 Гц   | <br>7,98 Гц  | <br>9,26 Гц  |
| 2                      | <br>10,04 Гц | <br>8,52 Гц  | <br>11,43 Гц |
| 3                      | <br>11,94 Гц | <br>10,33 Гц | <br>18,87 Гц |
| 4                      | <br>11,98 Гц | <br>11,93 Гц | <br>24,32 Гц |

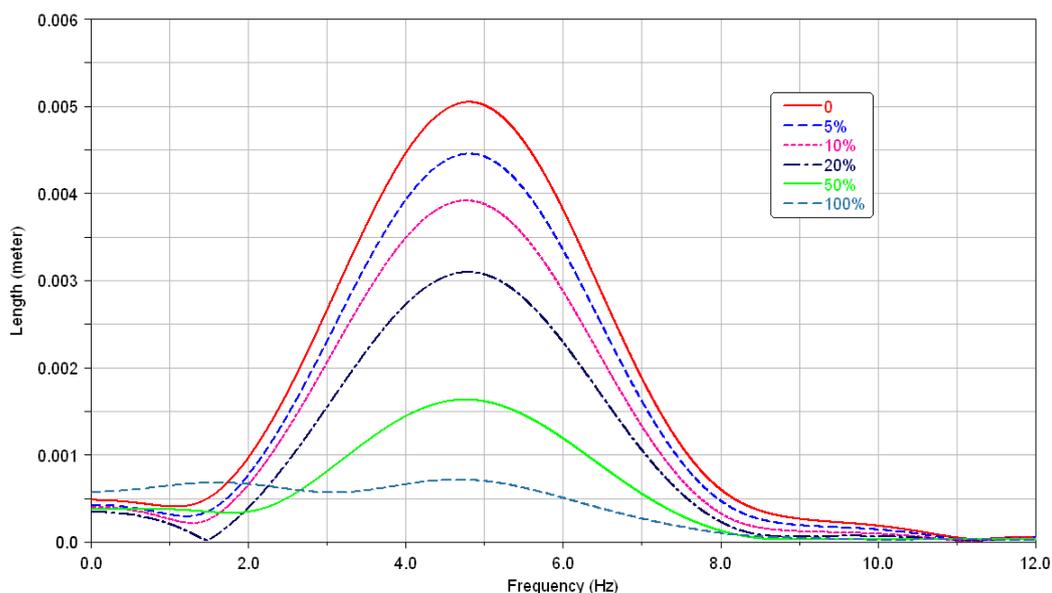


Рис. 8. Амплитудно-частотная характеристика вертикальных колебаний платформы (тип 3) при различном коэффициенте трения самой конструкции в % от критического демпфирования

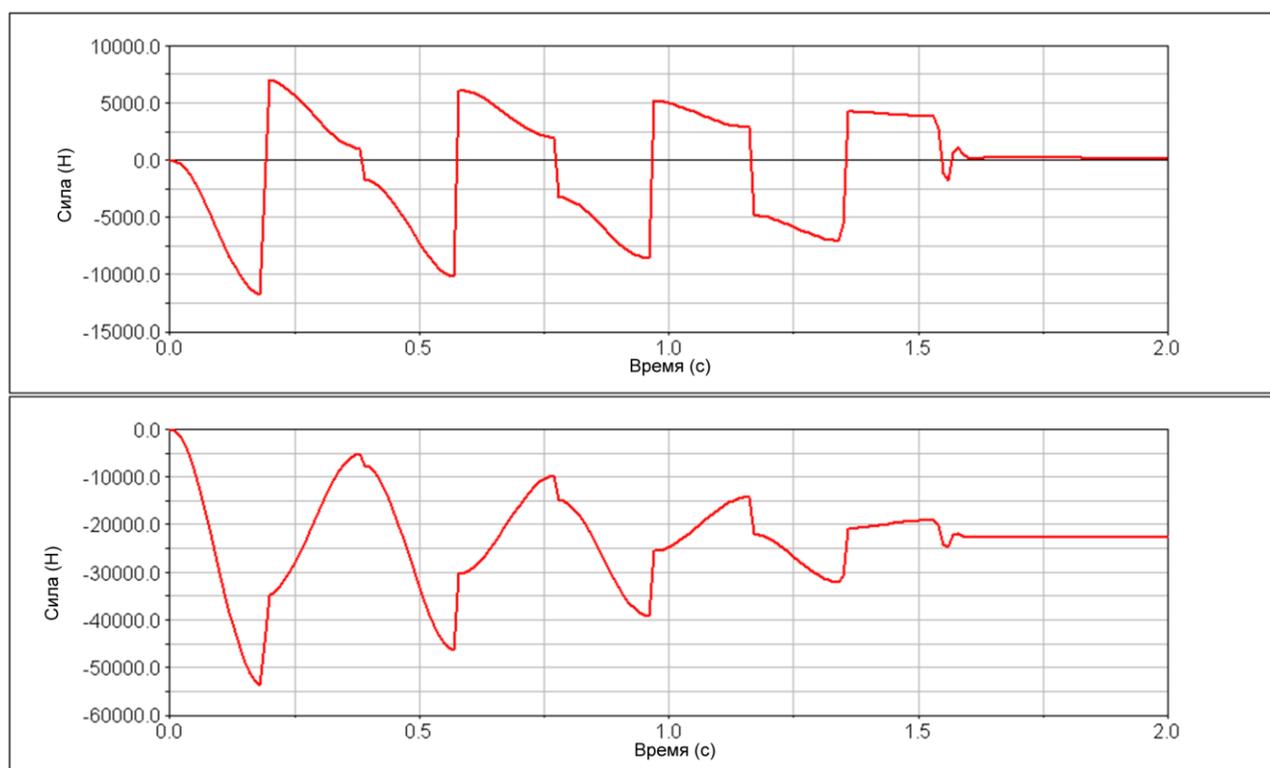


Рис. 9. Вертикальная сила трения в клиновом гасителе колебаний (верх) и реакция подклиновых пружин (низ) во времени (сброс с клиньев)

Для увеличения изгибной жесткости рамы платформы предлагается оборудовать раму платформы специальными стягивающими стержнями. Подобные

решения для предварительного натяжения кузова были использованы в кузовах пассажирских вагонов постройки 30-х годов XX века.

Чтобы определить необходимую силу натяжения таких стержней, прогибы рамы платформы в средней части, собственные частоты вертикальных колебаний платформы была разработана уточненная динамическая модель платформы с упругим кузовом (модальная модель) на рессорах со стягивающими стержнями. На расчетной схеме (рис. 10) показана упругая модель рамы платформы на рессорах, а также сила натяжения платформы  $P$  на расстоянии  $h$  от оси платформы.

По результатам многовариантных компьютерных расчетов составлены графики зависимостей статического прогиба рамы (рис. 11) и вертикальной частоты колебаний рамы платформы (рис. 12) от силы натяжения стержней для порожнего, средненагруженного и груженого режимов при  $h=500$  мм.

Таким образом, чтобы уменьшить вертикальный прогиб рамы в средней части платформы необходимо оборудовать платформу стягивающими стержнями, причем момент натяжения рамы платформы будет прямо пропорционален силе натяжения стержней и расстоянию  $h$  (плечо) от оси платформы. Оптимальная сила натяжения для платформы составляет 250-300 т.



Рис. 10. Расчетная схема модели

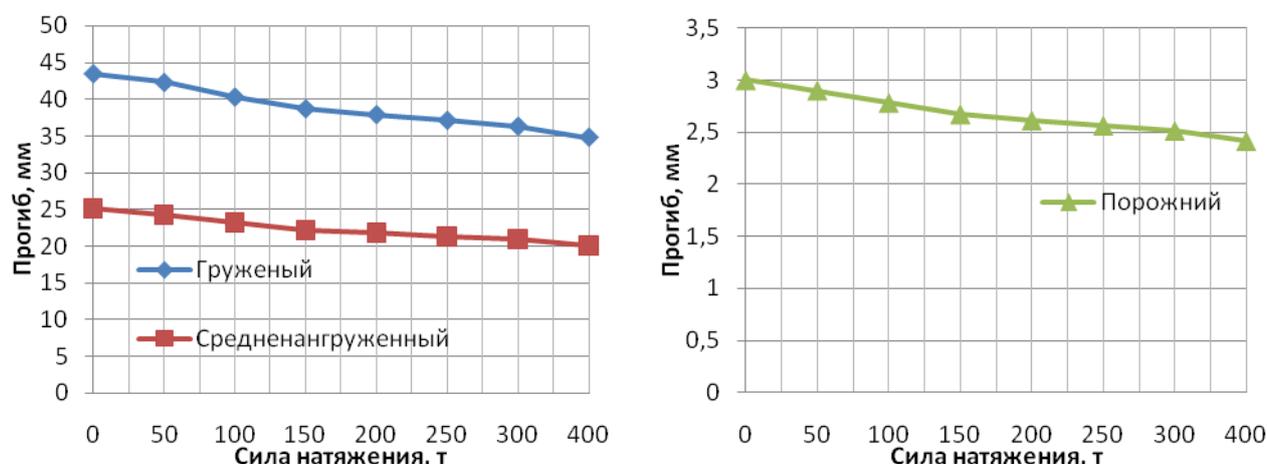


Рис. 11. Графики зависимости статического прогиба платформы от силы натяжения стержней

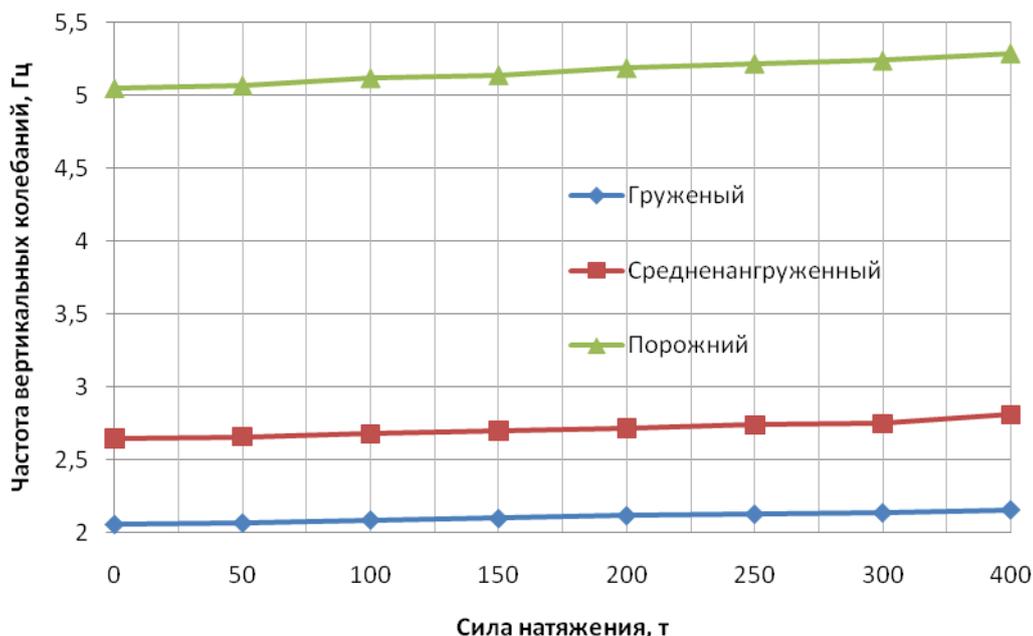


Рис. 12. Графики зависимости частоты вертикальных колебаний рамы платформы на рессорах от силы натяжения стержней

**В четвертой главе** приводятся результаты компьютерного моделирования движения длиннобазной платформы в криволинейных участках пути, а также дано сопоставление результатов эксперимента с расчетными данными.

Получены зависимости основных динамических процессов при движении платформы, как в порожнем, так и в груженом состояниях в S-образных кривых радиусом 350, 650 и 1200 м с возвышением наружного рельса 100 мм и 150 мм на скоростях в диапазоне от 5 до 160 км/ч, а также выполнено сопоставление моделей имеющих упругий и абсолютно твердый кузов платформы.

В качестве основного показателя безопасности движения было принято минимальное значение коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса, равного 1,2.

При проведении расчетов определялись экстремальные значения динамических параметров вагонов:

- углы набегания колес на головку рельса;
- рамные силы;
- боковые силы колес;
- коэффициенты вертикальной динамики колес.

На рис. 13 представлены графики зависимости коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса при движении груженой платформы с абсолютно твердым и упругим кузовом в S-образной кривой радиуса 350 м с воз-

вышением наружного рельса 100 м по пути со случайными неровностями на скорости от 5 до 100 км/ч.

Оценка точности разработанных моделей грузовых вагонов осуществлялась путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными, полученными по результатам комплексных динамических испытаний длиннобазной специализированной платформы проведенных на скоростном полигоне ВНИИЖТа Белореченская – Майкоп. Сравнение производилось по динамическим процессам, зарегистрированным: в кривой радиусом 350 м (при движении со скоростями 5÷80 км/ч) и в кривой радиусом 500 м (при движении со скоростями 20÷100 км/ч) в порожнем и груженом режиме с осевой нагрузкой 8.5 тс и 23.65 тс.

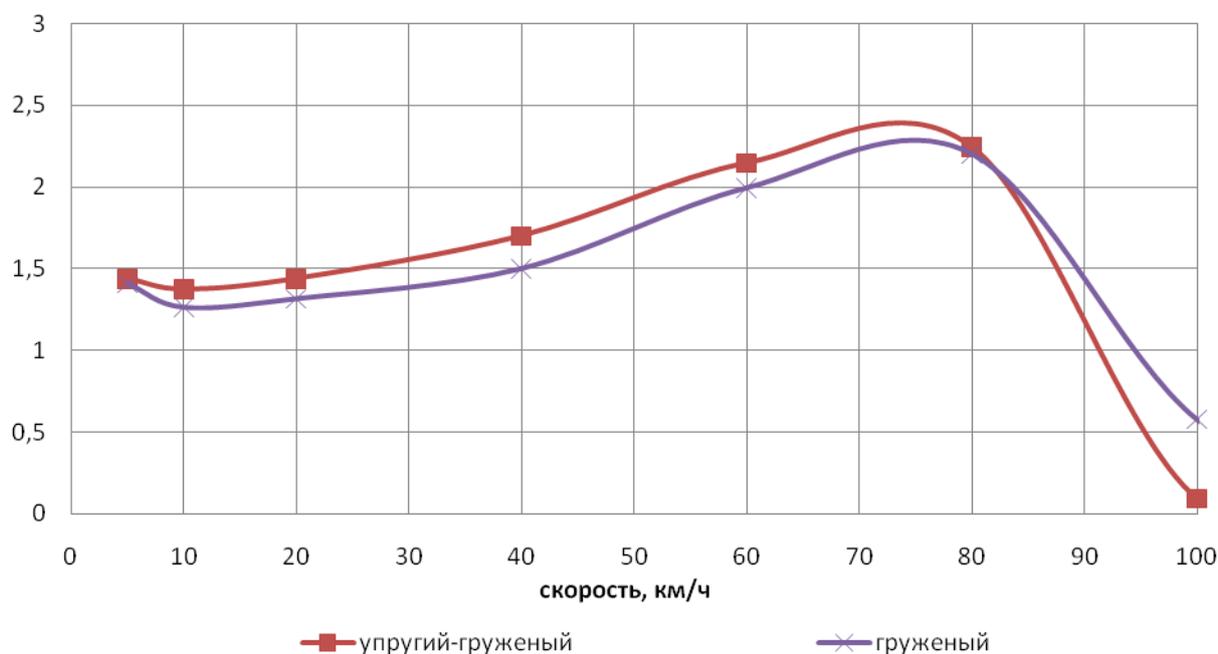


Рис. 13. Коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса

Тестовые расчеты выполнялись при использовании численных реализаций вертикальных и боковых неровностей рельсовых нитей в плане и профиле снятых на натурной линии указанного полигона.

По полученной в результате испытаний статистической информации были построены линии максимальных (рамные силы, коэффициенты вертикальной динамики рамы тележки) и минимальных (коэффициенты запаса устойчивости колеса против схода с рельсов) значений показателей (рис. 14-16) с последующим наложением на них результатов компьютерного моделирования.

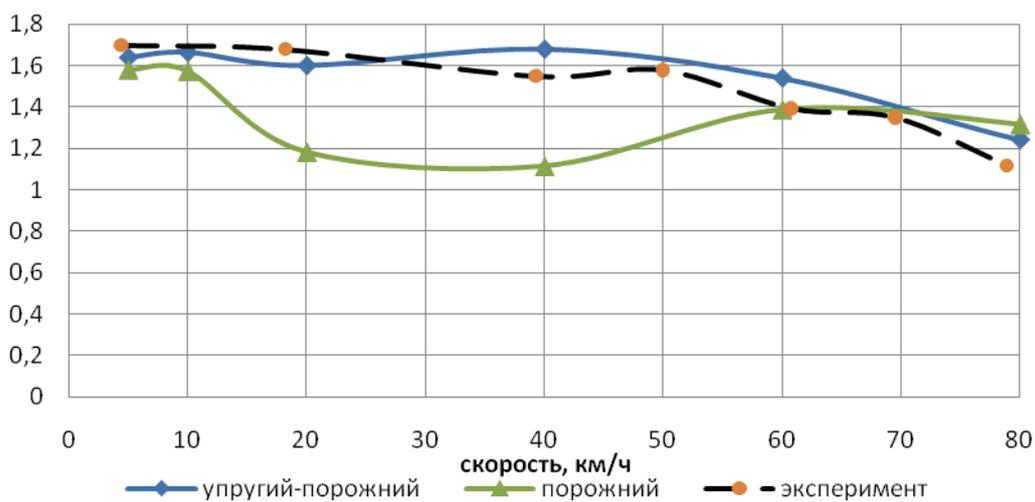


Рис. 14. Минимальные значения коэффициента запаса устойчивости колеса порожней платформы в кривой радиуса 350 м

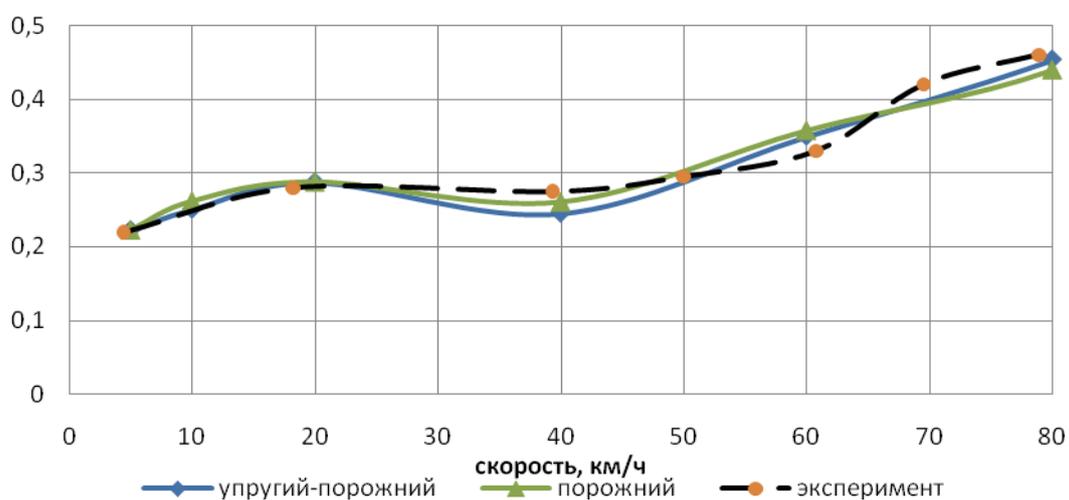


Рис. 15. Рамные силы в долях осевой нагрузки порожней платформы в кривой радиуса 350 м

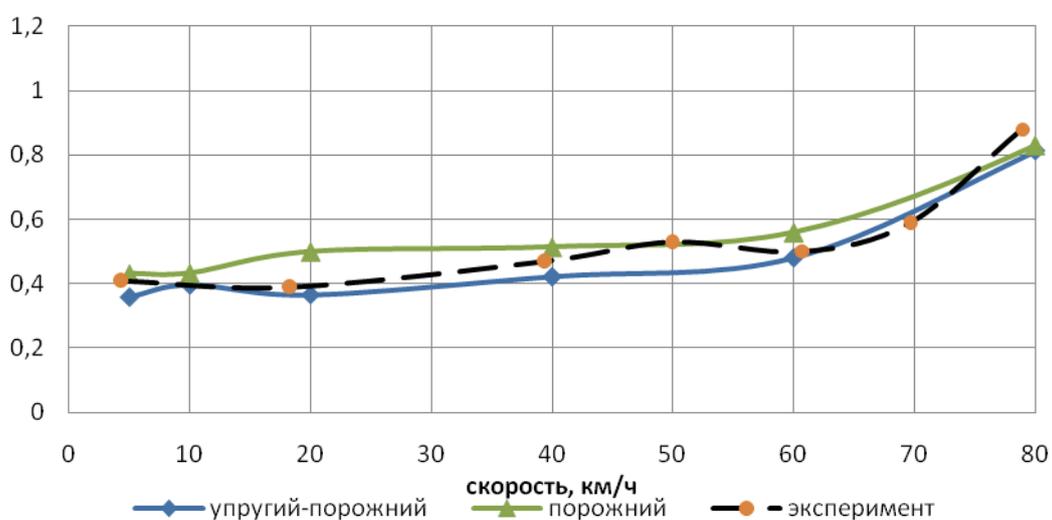


Рис. 16. Коэффициент вертикальной динамики рамы тележки порожней платформы в кривой радиуса 350 м

Полученные тестовые результаты показали удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными, что свидетельствует о достоверности разработанной автором уточненной математической модели специализированных платформ с упругим кузовом. Разница в показателях не превышает 15%. Модель вагона с абсолютно твердым кузовом также показала удовлетворительные данные с экспериментом, однако разница составляла 25-30%.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В последнее время возникла проблема создания длиннобазных вагонов, и связанные с ней вопросы по обеспечению безопасности движения такого подвижного состава в криволинейных участках пути. Для решения задач, связанных с принятием технических решений по конструкциям вагонов были разработаны уточненные математические модели пространственных колебаний специализированных длиннобазных вагонов с учетом упругости кузова.

2. Разработанные математические модели позволяют исследовать динамические процессы при движении специализированных вагонов в прямых и криволинейных участках пути с неровностями рельсовых нитей в плане и профиле с учетом износа профиля и дефектов поверхности катания колеса и рельса, а также износов элементов тележки.

3. Достоверность разработанных моделей с упругими кузовами подтверждена удовлетворительнойходимостью полученных расчетных данных с результатами экспериментальных исследований натурального образца специализированной длиннобазной платформы.

4. При проведении исследований собственных и вынужденных колебаний специализированных вагонов были найдены собственные частоты и формы колебаний рам длиннобазных платформ, получены их амплитудно-частотные характеристики, зависимости амплитуд прогибов от сил трения в клиновом гасителе колебаний тележки и внутреннего конструктивного трения конструкции рамы платформы.

5. Анализ зависимостей основных динамических показателей (коэффициент запаса устойчивости колеса, коэффициент вертикальной динамики колеса, угол набегания колесной пары, боковые силы действующие на колесо, рамные силы) при моделировании движения платформы с различными скоростями в криволинейных участках пути показал, что:

- динамические показатели платформы для тележки не имеющей износов в порожнем состоянии значительно хуже, чем в груженом;

- упругость кузова улучшает основные динамические показатели длиннобазных вагонов за счет податливости при скручивании рамы и гашения колебаний самой конструкцией рамы и сил внутреннего трения. Для упругого кузова платформы коэффициента запаса устойчивости колеса выше на 30-45 %, коэффициента вертикальной динамики колеса ниже на 20-30 %, угол набегания колесной пары ниже на 2-5%, а на скоростях движения свыше 60 км/ч рамные и боковые силы действующие на колесо ниже на 5-10% по сравнению с абсолютно твердым кузовом.

6. На основе выполненных исследований установлено:

- при конструировании новых тележек для специализированных длиннобазных вагонов необходимо подбирать жесткость рессор так, чтобы избежать совпадения балочных собственных частот колебаний рамы, частот колебаний кузова на рессорах с частотами возмущающих воздействий со стороны пути;

- для обеспечения безопасности движения специализированных вагонов улучшать эффективность гашения вертикальных колебаний как в порожнем и груженом режимах. Обеспечить постоянный коэффициент трения 0,3-0,4 между трущимися поверхностями в клиновом гасителе колебаний тележки модели 18-100;

- при конструировании новых моделей рам специализированных вагонов обеспечивать требуемую изгибную жесткость конструкции рамы платформы, чтобы прогиб рамы платформы в средней части не превышал прогиб рессорного комплекта тележки, а также податливость при кручении рамы. Обеспечить эффективное гашение колебаний конструкцией рамы платформы, оснастив раму платформы фрикционными, торсионными или другими видами гасителей.

7. Проведенные исследования показали, что для уточненных моделей с упругим кузовом обязательен учет двух видов колебаний рамы платформы – изгиб и кручение. Так же для сокращения времени расчетов и не снижении точности результата рационально использовать упругую дискретную модель рамы платформы, состоящей из 12 твердых тел вместо КЭ модели.

8. Для увеличения жесткости существующих или вновь строящихся рам платформ и уменьшения веса рамы предложено оснастить ее стягивающими стержнями для осуществления предварительного натяжения рамы платформы.

9. На основе динамических расчетов была определена оптимальная сила натяжения рамы платформы, которая составляет 250-300 т. Целесообразна установка регулировочного устройства натяжения рамы платформы позволяющего изменять натяжение стержней в зависимости от загрузки вагона.

**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:**

1. Кузович В.М. Компьютерное моделирование процесса соударения платформы для перевозки длинномерных грузов. // II Международная научная студенческая конференция «Trans-Mech-Art-Chem» - Тез. II Международной научной студенческой конференции.- Днепропетровск, 2004.- с. 4-5
2. Кузович В.М., Телегин Н.В., Петров Г.И. Компьютерное моделирование динамики платформы для перевозки длинномерных грузов в кривых малого радиуса. // Научно-практическая конференция «Неделя науки 2004 - Наука транспорту».- Труды научно-практической конференции – М.:МИИТ, 2005.- с. IV-18 - IV-19.
3. Кузович В.М. Оценка динамических показателей подвижного состава с независимым вращением колес. // Шестая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов».-Труды научно-практической конференции – М.:МИИТ, 2005.- с. VI-45
4. Кузович В.М., Мишук А.В., Телегин Н.В. Компьютерное моделирование длиннобазной платформы в кривых малого радиуса // Шестая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов».-Труды научно-практической конференции – М.:МИИТ, 2005.- с. VI-46
5. Кузович В.М. Компьютерное моделирование схода с рельсов подвижного состава. // IV Международная научная студенческая конференция «Trans-Mech-Art-Chem» - Труды IV Международной научной студенческой конференции. - М.:МИИТ, 2006.- с. 76-77
6. Кузович В.М., Петров Г.И. Динамика цистерны при движении в кривых малого радиуса. //Научно-практическая конференция «Неделя науки 2006 - Наука транспорту».- Труды научно-практической конференции – М.:МИИТ, 2006.- с. V-24
7. Кузович В.М. Безопасность длиннобазных вагонов при различных эксплуатационных режимах. // Седьмая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов».-Труды научно-практической конференции – М.:МИИТ, 2006.- с. VI-39 - VI-41
8. Кузович В.М.: Компьютерное моделирование схода с рельсов подвижного состава // Мир транспорта №3 – М.:МИИТ, 2006.- с.58-59
9. Петров Г.И., Иванов Д.В., Кузович В.М., Козлов М.В., Андриянов С.С., Игембаев Н.К.: Численный эксперимент по оценке влияния фрикционных свойств контакта колесо-рельс на показатели износа и динамики порожнего полувагона.// Девятая научно-практическая конференция «Безопас-

- ность движения поездов».-Труды научно-практической конференции – М.:МИИТ, 2008.- с.XIV-9- XIV -11
- 10.Кузович В.М., Иванов Д.В., Игембаев Н.К. Моделирование динамической нагруженности кузова длиннобазных вагонов.// Девятая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов».-Труды научно-практической конференции – М.:МИИТ, 2008.- с. XIV-12 - XIV-14

КУЗОВИЧ Вадим Миронович

**ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ  
ВАГОНОВ В КРИВОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКАХ ПУТИ**

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

---

Подписано в печать 12.01.10

Формат – 60x90 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.

Печ.п. 1,5

Тираж 80 экз.

Зак.№ 12

---

127994, Москва, ул. Образцова, 9, стр.9. Типография МИИТа