

М П С С С Р

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
имени М.И.КАЛИНИНА

На правах рукописи

ХОРОШМАНТИКО Павел Григорьевич

УДК 629.4.015:625.032.5

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ И ВЕРТИКАЛЬНЫХ,
В ТОМ ЧИСЛЕ ИЗГИБНЫХ, КОЛЕБАНИЙ ВАГОНОВ В ПОЕЗДЕ,
ОБОРУДОВАННОМ УДАРОПОГЛОЩАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ
РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

05.22.07 - Подвижной состав железных дорог
и тяга поездов

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск - 1986

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Институте технической механики АН УССР
и в Днепропетровском ордена Трудового Красного Знамени институте
инженеров железнодорожного транспорта имени М.И.Калинина.

Научный руководитель - заслуженный работник высшей школы
УССР, доктор технических наук,
профессор Е.П.БЛОХИН.

Научный консультант - старший научный сотрудник, кандидат
технических наук Н.М.ХАЧАПУРИДЗЕ.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор
А.А.ЛЫВОВ (ВНИИЖТ),
доктор технических наук, профессор
В.Г.КЕГЛИН (БИТМ).

Ведущая организация - Всесоюзный научно-исследовательский
институт вагоностроения.

Защита диссертации состоится 14 октября 1986 года
в 15 ч. 20 мин. на заседании специализированного совета
К 114.07.01 в Днепропетровском ордена Трудового Красного Зна-
мени институте инженеров железнодорожного транспорта по адресу:
320629, УПИ, г.Днепропетровск-10, ул.Акад.В.А.Дазарьяна, 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан 14 октября 1986 года.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук,
доцент

Л.В.Петрович

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Как следует из "Основных направлений экономического и социального развития СССР на 1966-1990 годы и на период до 2000 года", задача повышения пропускной и провозной способности железных дорог по-прежнему является одной из основных для железнодорожного транспорта.

Известно, что с наименьшими затратами эта задача может быть решена увеличением массы поездов и скоростей их движения, что включает в себя и увеличение числа входящих в поезд вагонов и улучшение их динамических качеств, в использование новых транспортных конструкций повышенной грузоподъемности с улучшенными динамическими качествами, и интенсификацию маневровой работы.

4988el
Появление новых конструкций подвижного состава, отличающихся меньшей металлоемкостью, увеличенной базой, удлиненной консольной частью кузова или применением облегченных конструктивных материалов (например алюминиевых сплавов) привело к необходимости учитывать продольную и изгибную деформации кузовов вагонов не только в процессе их соударения во время маневров, но и при переходных режимах движения поездов, так как именно в этих случаях вагоны испытывают многократные обусловленные зазорами в упряжи удары и значительные квазистатические нагрузки, способные привести к повреждению вагонов или выжиманию их из состава. При этом важно учесть особенности работы межвагонных соединений в продольной вертикальной плоскости, так как во время колебаний в этой плоскости вагоны через автосцепку оказывают друг на друга не только продольное, но и вертикальное воздействие, что может привести к саморасцепам или повреждениям центрирующих приборов.

Кроме этого для современных и перспективных транспортных конструкций повышенной грузоподъемности (восьмиосные вагоны, цистерны, миксеры, думпкары, транспортеры) в настоящее время нет достаточно простых и надежных в эксплуатации амортизирующих устройств автосцепок. Поэтому по-прежнему является актуальным изучение возможности использования для таких конструкций амортизирующих устройств на базе существующих поглощающих аппаратов и оценки работы вновь создаваемых аппаратов еще на стадии их проектирования, изготовления и проведения статических и ударных испытаний.

Цель работы. Целью работы является:

- разработка методики математического моделирования переходных режимов движения поезда, позволяющей, в отличие от ранее известных, учитывать продольные и изгибные деформации вагонов и вертикальное воздействие их друг на друга через автосцепку, а также оценивать при этом нагруженность центрирующих приборов автосцепок и определять относительные верти-

Днепропетровский
институт инженеров
ж.д. транспорта
им. М. И. Калинина
БИБЛИОТЕКА

кальные перемещения автосцепок при проскальзываниях в контуре зацепления с целью установления условий саморасцепа вагонов:

- оценка влияния на колебания и нагруженность конструкций вагонов, при их изгибных деформациях, продольных сил с учетом эксцентриситета и наклона этих сил относительно продольной оси вагона;
- определение нагруженности вагонов при продольных и продольно-изгибных колебаниях вагонов в поезде, вызванных переходными режимами его движения, в том числе движением по пути со сложным продольным профилем;
- разработка способов приближенного задания силовых характеристик поглощающих аппаратов при работе их в поезде для использования в динамических расчетах на стадии, упреждающей проведение поездных динамических испытаний;
- изучение влияния различных типов ударопоглощающих устройств на усилия, действующие на вагоны при переходных режимах движения поездов.

Методы исследования. В работе применены современные методы математического моделирования, использующие теорию дифференциальных уравнений, теорию построения разностных схем для получения численных решений уравнений, аппарат обобщенных функций.

Научная новизна. Разработана математическая модель, позволяющая исследовать продольно-изгибные колебания вагонов при переходных режимах движения поезда. Предложен способ понижения порядка системы дифференциальных уравнений, описывающих движение такого поезда, основанный на том, что для части поезда каждый вагон моделируется не деформируемым, а твердым телом, совершающим колебания в продольной вертикальной плоскости (продольные, подпрыгивание и галопирование).

Предложено математическое описание межвагонного соединения, которое учитывает: изменение угла наклона к оси продольных усилий, действующих на вагон; вертикальное воздействие вагонов друг на друга; относительные вертикальные перемещения самих автосцепок при малых продольных усилиях (менее 50 кН), что позволяет исследовать возможность саморасцепа вагонов. При этом автосцепки могут быть оборудованы ударопоглощающими устройствами любого типа .

Разработана математическая модель вертикальных линейных колебаний вагона при действии продольных сил , приложенных к автосцепкам под углом к продольной оси вагона и с эксцентриситетом относительно последней и получено аналитическое решение для уравнения, описывающего такие колебания . Вагон при этом предоставлен в виде стержня с произвольными параметрами и сосредоточенными включениями . Решение получено в замкнутом виде с помощью обобщенных функций А.Н. Крылова . Разработан алго-

ритм и составлена программа для ЭЦМ БЭСМ-6 позволяющие достаточно просто проводить вычисления частот и форм собственных колебаний, поперечных сил и изгибающих моментов в сечениях вагонов, определять амплитудно-частотные характеристики.

На основании анализа результатов теоретических исследований, ударных и статических испытаний получены приближенные значения "интегральной" жесткости междвагонных соединений для случаев, когда автосцепки вагонов оборудованы комбинированными и двоянными упруго-фрикционными поглощающими аппаратами. Особенностью последних является то что при сжатии автосцепного устройства работают два включенных последовательно аппарата (на каждом вагоне), а при растяжении — только один.

Выполнено математическое описание силовых характеристик, которые могут соответствовать многоступенчатому упруго-фрикционному, упруго-вязкому, гидравлическому и гидрогазовому амортизаторам удара. С их помощью исследованы процессы соударения вагона и платформы с амортизированным в продольном направлении грузом, для случаев пуска в ход и торможений поезда получены значения сил, действующих на кузова вагонов с плавающей хребтовой балкой. Для гидрогазового амортизатора построена упрощенная математическая и электронная модели, позволяющие исследовать с помощью ЭЦМ и АМВ процессы соударения вагонов, оборудованных такими аппаратами

Практическая ценность и внедрение результатов работ. Разработанный алгоритм и составленная на алгоритмическом языке *FORTRAN* для ЭЦМ БЭСМ-6 и ЕС-1050 программа позволяют исследовать при переходных режимах движения поездов колебаний вагонов (в том числе изгибные) в продольной вертикальной плоскости, определять для этих случаев нагруженность вагонов и их центрирующих приборов, оценивать возможность саморасцепов. Вычисленные при этом предельные и вертикальные динамические усилия, действующие на вагон со стороны автосцепок, можно использовать для расчетов вагонов на прочность.

С помощью аналитического решения и соответствующих ему алгоритма и программы для ЭЦМ БЭСМ-6 достаточно просто определяются частоты и формы вертикальных колебаний вагона, а также внутренние усилия в это сечениях при действии продольных сил, приложенных под углом к оси вагона и с эксцентриситетом относительно нее.

Проведенные исследования переходных режимов движения поездов, вагонов которых оборудованы комбинированными и двоянными упруго-фрикционными поглощающими аппаратами, позволило с помощью ЭЦМ оценить значения наибольших усилий в тяжеловесных поездах еще на стадии проектирования и изготовления экспериментальных образцов таких автосцепных устройств. Последнее в свою очередь позволило существенно сократить число опытов по изучению работы экспериментальных образцов комбинированных и двоян-

ных автосцепных устройств, а также рекомендовать постановку некоторых из них на восьмиосные полувагоны и цистерны, а также передвижные миксеры для перевозки расплавленного чугуна.

Математическое описание работы гидравлического центрального амортизатора кузова вагона с плавающей хребтовой балкой построенное по результатам ударных испытаний, дало возможность исследовать пуски в ход и торможения поездов, в состав которых включены отдельные вагоны с плавающей хребтовой балкой и получить значения усилий, действующих на кузова таких вагонов и определить их ускорения.

Математическая и электронная модели гидрогазового амортизатора позволяют достаточно просто оценить влияние различных параметров на его силовые характеристики. Это дает возможность при проектировании новых перспективных конструкций гидрогазовых амортизаторов учесть влияние различных факторов на их динамические качества.

Исследования нагруженности поезда при движении его по пути профиля, запроектированного для БАМ, позволило внести коррективы в проект, что дало возможность уменьшить объем земляных работ.

Полученные в работе результаты использованы: институтом геотехнической механики АН УССР при разработке методик расчета динамики и нагруженности конвейерных поездов; Всесоюзным научно-исследовательским институтом вагоностроения при обосновании оборудования комбинированными ударопоглощающими устройствами (на базе сдвоенных аппаратов Ш-2-В) передвижных миксеров грузоподъемностью 600 тонн для перевозки расплавленного чугуна, для сокращения поездных динамических испытаний поглощающих аппаратов типа Ш-5-ТО, при выборе рациональных параметров амортизаторов транспортируемых в вагонах специальных агрегатов.

Апробация работы. Основные положения работы доложены и обсуждены на Всесоюзной конференции "Проблемы механики наземного транспорта" (г. Днепропетровск, 1977), Всесоюзной научно-технической конференции "Борьба с шумом и вибрацией на железнодорожном транспорте" (г. Ленинград, 1977), Республиканской конференции "Проблемы нелинейных колебаний механических систем" (г. Киев, 1978), Всесоюзных конференциях "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (г. Днепропетровск, 1980, 1984), Всесоюзной конференции по вибрационной технике (г. Телави, 1984).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 12 работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из пяти глав, включающих введение и заключение, списка использованной литературы и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первая глава посвящена обоснованию актуальности решаемой задачи, обзору существующих методов исследования и постановке задачи. В остальных главах излагаются: сначала общая методика математического моделирования колебания поезда в вертикальной плоскости при переходных режимах его движения, затем - методика моделирования колебаний и определения динамических характеристик вагона при действии на кузов вагона через автосцепку продольных сил. Далее излагаются способы моделирования работы амортизаторов и приводятся результаты исследований.

Теоретической основой исследований динамики поезда являются работы Н.Г. Жуковского. Дальнейшее развитие вопросы снижения нагруженности подвижного состава в поездах получили в работах В.А. Лазаряна, Е.П. Блохина, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинского, П.Т. Гребенюка, В.Г. Иноземцева, И.П. Исаева, Б.Г. Кеглина, С.И. Конашенку, П.Д. Кузьмича, А.А. Львова, Л.А. Манашкина, Л.Н. Никольского, Н.А. Панькина, Б.С. Ратнера, М.М. Соколова, В.Д. Хусидова, Л.А. Шадура и др. Для исследования переходных режимов движения поездов разрабатывались и развиты различные математические модели, с помощью которых определялась продольная и поперечная нагруженность вагонов. При этом, в основном, каждый вагон представлялся одним твердым телом. Кузов вагона, как деформируемое тело, рассматривался лишь при соударениях. Продольно-изгибные колебания вагонов при движении их в поезде не рассматривались, хотя при его переходных режимах движения нагрузки на вагоны достигают значительной величины и представляют собой серию последовательных ударов. В этих условиях для современных и перспективных длиннобазных вагонов учет их продольных и изгибных деформаций необходим, так как открывает возможность более точного расчета их на прочности. Следует также учитывать относительные вертикальные перемещения удлинённых консольных частей вагонов, так как они могут достигать величин, опасных по условиям нагруженности центрирующих приборов и саморасцепа.

Таким образом очевидна актуальность разработки методики исследования переходных режимов движения поездов с учетом продольно-изгибных колебаний вагонов и движения автосцепок в вертикальной плоскости, позволяющей теоретически определять необходимые параметры формализуемых объектов, а также реализуемой на ЭВМ таким образом, чтобы алгоритм и программа позволяли проводить при необходимости исследования по упрощенным расчетным схемам, т.е. рассматривать как отдельные виды колебаний (продольные, поперечные), так и представлять каждый вагон более простой расчетной схемой и даже объединять их в группы для оценки влияния ударопоглощающих устройств различных типов на нагруженность вагонов и перевозимых грузов.

Вторая глава посвящена построению математической модели, позволяющей исследовать продольно-изгибные колебания вагонов в поезде с помощью

его расчетной схемы в виде стержня на податливых опорах, имеющего распределенные по длине переменные инерционные, упругие и диссипативные параметры. При этом предполагалось, что на каждый участок стержня, имитирующего отдельный вагон, приходится по две опоры, прикрепленных к нему в местах, соответствующих размещению тележек. Естественно, что участки стержня, соответствующие межвагонным соединениям, имеют характеристики, отличающиеся от характеристик участков, моделирующих кузова вагонов. Транспортируемый в вагоне подвижный деформируемый груз представлен стержнем, соединенным с упомянутым "стержнем - поездом" в продольном и вертикальном направлениях податливыми элементами. Считалось также, что нейтральный слой стержня, имитирующего поезд, проходит через его центры масс. Пренебрегая деформацией сдвига этого слоя и инерцией вращения сечений стержня, а также малыми второго и выше порядков дифференциальные уравнения движения рассматриваемых продольно-изгибных колебаний механической системы стержней, моделирующих поезд и подвижные относительно вагонов деформируемые грузы, можно представить в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} m^u(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= \frac{\partial S}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (Q\varphi) - \sum_{i=1}^{N_1} \tilde{F}_i \Theta_i(x-x_{Ri}) - \\ &\quad - m^u(x) g \sin \psi(x) - \sum_{i=1}^{N_1} \sum_{j=1}^{N_2} R_{ij} \Theta_j(x-x_{Rj}); \\ m^v(x) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (S\psi) + m^v(x) g \cos \psi(x) - \\ &\quad - \sum_{i=1}^{N_2} R_i \Theta_i(x-x_{Ri}) - \sum_{i=1}^{N_3} \tilde{M}_{oi} \Theta_i(x-x_i) - \\ &\quad - \sum_{i=1}^{N_2} \sum_{j=1}^{N_2} R_{ij} \Theta_j(x-x_{Rj}); \\ m_r^u(x) \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} &= \frac{\partial S_r}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (Q_r \cdot \varphi_r) - m_r^u(x) g \sin \psi(x) + \\ &\quad + \sum_{j=1}^{N_1} \sum_{i=1}^{N_1} R_{ij} \Theta_j(x-x_{Rj}); \\ m_r^v(x) \frac{\partial^2 v_r}{\partial t^2} &= \frac{\partial Q_r}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (S_r \cdot \varphi_r) + m_r^v(x) g \cos \psi(x) + \\ &\quad + \sum_{j=1}^{N_2} \sum_{i=1}^{N_2} R_{ij} \Theta_j(x-x_{Rj}). \end{aligned} \right. \quad (I)$$

Эти уравнения надо решать при следующих граничных и начальных условиях:

$$\begin{aligned} \text{при } X = 0 \quad S = 0; \quad Q = 0; \quad S_T = 0; \quad Q_T = 0; \\ \text{при } X = l \quad S = 0; \quad Q = 0; \quad S_T = 0; \quad Q_T = 0; \\ U(x, 0) = U_0; \quad v(x, 0) = v_0; \quad \frac{\partial U(x, 0)}{\partial t} = \frac{\partial U_0}{\partial t}; \quad \frac{\partial v(x, 0)}{\partial t} = \frac{\partial v_0}{\partial t}; \\ U_T(x, 0) = U_{T0}; \quad v_T(x, 0) = v_{T0}; \quad \frac{\partial U_T(x, 0)}{\partial t} = \frac{\partial U_{T0}}{\partial t}; \quad \frac{\partial v_T(x, 0)}{\partial t} = \frac{\partial v_{T0}}{\partial t}. \end{aligned}$$

Здесь:

$$\begin{aligned} m^u(x) &= \sum_{i=1}^n \left[m_i^u(x) \phi_0(x - x_{0i}) + M_i^u \phi_0(x - x_{n1}) \right], \\ m^v(x) &= \sum_{i=1}^n \left[m_i^v(x) \phi_0(x - x_{0i}) + M_i^v \phi_0(x - x_{n2}) \right]. \end{aligned}$$

— интенсивности масс, совершающих колебания соответственно в продольном и вертикальном направлениях; U и v — продольное и вертикальное перемещение; S и Q — продольная и поперечная силы; x — параллельная продольной оси недеформированного стержня координата, определяющая положение его сечения; ψ — угол поворота сечения стержня относительно горизонтальной поперечной оси; $\vec{F}_i$ — действующие на поезд внешние продольные силы (тяги, торможения, основного сопротивления движению), приложенные в сечениях x_{ri} ; R_i — реакции податливых упруго-вязких или упруго-фрикционных опор, размещенных в сечениях x_{ri} ; P_{ij} и R_{ij} — соответственно усилия в продольных и поперечных соединениях грузов с вагонами (i и j — номера сечений вагона и груза, соответственно, в которых они соединяются между собой); M_{ri} — изгибающие моменты, вызванные тем, что продольные нагрузки передаются от вагона к вагону с эксцентриситетом относительно продольной оси; x_i — координаты сечений стержня, приходящихся на участки, моделирующие межвагонные соединения (x_{n1} — начало участка, x_{01} — конец); M_i^u и M_i^v — дополнительные массы, жестко прикрепленные к стержню, участвующие в продольных и вертикальных колебаниях соответственно (в том числе массы тележек и их обрессоренных частей); $\varphi(x)$ — уклон, по которому движется сечение поезда с координатой x ; n — число прикрепленных масс; n_1 — число внешних продольных нагрузок; n_2 — число опор; n_3 — количество межвагонных соединений; N_1 — число продольных, а N_2 — число поперечных соединений грузов с вагонами; ϕ_0 — единичная функция Хевисайда; ϕ_1 и ϕ_2 — импульсивные функции первого и второго порядка. Индекс "r" указывает, что соответствующие величины относятся к стержню, имитирующему перевозимый груз.

Продольные S и поперечные Q усилия, изгибающие M_0 моменты определялись с учетом неоднородности стержня следующим образом:

$$\begin{aligned}
S &= S^* - (S^* - S^{**}) \mathcal{G}_0(x - x_{ji}) + (S^* - S^{**}) \mathcal{G}_0(x - x_{ji}); \\
Q &= Q^* - (Q^* - Q^{**}) \mathcal{G}_0(x - x_{ji}) + (Q^* - Q^{**}) \mathcal{G}_0(x - x_{ji}); \\
M_0 &= M_0^* - (M_0^* - M_0^{**}) \mathcal{G}_0(x - x_{ji}) + (M_0^* - M_0^{**}) \mathcal{G}_0(x - x_{ji}); \\
S^*(x_{ji}) &= S^{**}(x_{ji}); & S^*(x_{ji}) &= S^{**}(x_{ji}); \\
Q^*(x_{ji}) &= Q^{**}(x_{ji}); & Q^*(x_{ji}) &= Q^{**}(x_{ji}); \\
M_0^*(x_{ji}) &= M_0^{**}(x_{ji}); & M_0^*(x_{ji}) &= M_0^{**}(x_{ji}); \quad (2)
\end{aligned}$$

$$Q^* = \frac{\partial M_0^*}{\partial x}; \quad \psi = \frac{\partial v}{\partial x};$$

$$S^* = EF(x)(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial u}{\partial x};$$

$$M_0^* = -EJ(x)(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial \psi}{\partial x};$$

$$R_i = C_i(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) v(x, t), \quad (i = 1, 2, \dots, n_2).$$

Здесь $EF(x)$ и $EJ(x)$ — продольная и изгибная жесткости; S^* и M_0^* соответственно продольные усилия и изгибающие моменты в сечениях стержня, соответствующих участкам, имитирующим вагоны; S^{**} , M_0^{**} и Q^{**} — продольные силы, изгибающие моменты и перерезывающие силы, развивающиеся в межавгонных соединениях. Для стержней, имитирующих грузы, соответствующие величины определяются аналогично, только $S_i^{**} = 0$; $M_{0i}^{**} = 0$ и $Q_i^{**} = 0$.

Приведенная математическая модель может быть использована для исследований различных переходных режимов движения поезда (трогание, торможение, движение по переломам продольного профиля пути) и соударения вагонов и сцепов только в тех случаях, когда зазоры не проявляют себя и характеристики межавгонных соединений близки к линейным.

Так как участки стержня, имитирующие межавгонные соединения, могут иметь нелинейные характеристики, то данную математическую модель поезда в таких случаях можно реализовать на ЭВМ путем перехода с помощью метода прямых к системе дифференциально-разностных уравнений, которые инте-

гриируются численно .

Поскольку порядок системы , описывающей продольно - изгибные колебания вагонов в поезде , довольно высок , то с целью экономии машинного времени его можно понизить в тех случаях , когда не нужно знать распределение и изменение усилий по длине каждого вагона . Так как основными формами колебаний вагонов в поезде являются подпрыгивание и галопирование , то некоторые из вагонов с транспортируемыми в них подвижными грузами можно представить одним твердым телом , совершающим колебания в продольной вертикальной плоскости .

В математическом описании межвагонного соединения учтены возможности перемещений автосцепки относительно кузова : - в вертикальном направлении в пределах окна ударной розетки , а в продольном - при сжатии поглощающего аппарата , а также то , что центрирующая балочка длиннобазных вагонов соединена с кузовом не жестко , а через пружины . Кроме того учтено взаимное перемещение в вертикальном направлении головок автосцепок в контуре зацепления , что необходимо для оценки условий саморасцепки .

Приведенная математическая модель поезда реализована с помощью программы , составленной на языке **FORTRAN-IV** на ЭЦВМ БЭСМ - 6 и ЕС -1050 . Программа имеет блочную структуру и позволяет проводить исследования движения как полной расчетной схемы , так и упрощенных , т.е. исследовать продольные колебания поезда и колебания его в продольной вертикальной плоскости при различных режимах движения , в том числе при соударениях отдельных вагонов и сцепов . При этом из математической модели исключаются лишние для данных исследований дифференциальные уравнения и порядок системы существенно понижается .

Представление континуальной системы , какой является реальный вагон , дискретной системой с конечным числом твердых тел требует доказательств корректности в каждом конкретном случае исследований и особенно в тех случаях , когда количество таких тел мало . эту проверку , так же как и определение инерционных , упругих и диссипативных параметров дискретной системы можно проводить путем сравнения динамических (частот , форм колебаний , амплитудно - частотных характеристик и т.д.) и энергетических (кинетическая энергия движущихся тел , потенциальная энергия , накапливаемая упругими элементами в процессе их деформации) характеристик . сопоставляемых континуальной и дискретной расчетных схем и соответствующих им математических моделей .

В связи с этим в третьей главе расчетная схема вагона представлена в виде стержня с кусочно - переменными по длине массой и жесткостью и рассмотрены его вертикальные колебания при действии сил , приложенных на концах стержня под углом к его продольной оси и с эксцентриситетом относительно нее . Для такой расчетной схемы вагона с использованием обобщен-

ных функций А.Н. Крылова получены аналитические выражения, позволяющие определять его частоты и формы вертикальных колебаний, вычислять кинетическую и потенциальную энергии системы, а также оценивать перемещения и внутренние усилия в различных сечениях вагона при таких колебаниях.

Учитывая, что эксцентричность приложения нагрузки эквивалентна действию сосредоточенного момента M_0 и, раскладывая силы на вертикальные ρ и горизонтальные S^* составляющие, воздействие силы S на каждом из концов стержня заменено соответственно нагрузками S^* , ρ_1 , M_{01} и S^* , ρ_2 , M_{02} . Силы S^* действуют на концы стержня вдоль его продольной оси.

Инерционные и упругие характеристики стержня описаны кусочно-непрерывными функциями координаты x с разрывами непрерывности в конечном числе точек. Сосредоточенные массы, упругие опоры, вертикальные составляющие ρ_1 и ρ_2 приложенной нагрузки и сосредоточенные моменты M_{01} и M_{02} учтены с помощью импульсивных функций первого δ_1 и второго δ_2 порядков.

Дифференциальное уравнение, описывающее вертикальные колебания такого стержня при указанных нагрузках, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} (1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EJ(x) \frac{\partial^2 V(x, t)}{\partial x^2} \right] + S^* (1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial^2 V(x, t)}{\partial x^2} + \\ + m(x) \frac{\partial^2 V(x, t)}{\partial t^2} = - \sum_{i=1}^{n_1} c_i (1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) V(x, t) \delta_1(x - x_i) + \\ + \sum_{i=1}^{n_2} \rho_i \delta_2(x - x_i) + \sum_{i=1}^{n_2} M_{0i} \delta_2(x - x_i) + q(x, t), \end{aligned} \quad (3)$$

при

$$V(x, 0) = V_0; \quad \dot{V}(x, 0) = \dot{V}_0; \quad V''(0, t) = V''(l, t) = 0;$$

$$[EJ(x)V''(x, t)]'_{x=0} + S^*V'(0, t) = 0; \quad [EJ(x)V''(x, t)]'_{x=l} - S^*V'(l, t) = 0,$$

где: c_i — жесткость упругих элементов, расположенных в сечениях $x = x_i$ и имитирующей упругую податливость опор; $V(x, t)$ — вертикальные перемещения сечений стержня; l — его длина; n_1 — число упругих опор; n_2 — число приложенных нагрузок; $q(x, t)$ — интенсивность возмущающей нагрузки.

$$\text{Интенсивность массы} - m(x) = \sum_{i=1}^n \left[m_i(x) \delta_0(x - x_i) + M_i \delta_1(x - x_i) \right],$$

изгибная жесткость $EJ(x) = \sum_{i=1}^n EJ_i(x) \delta_0(x - x_i)$; здесь n — число разрывов.

Решение уравнения (3) отыскивалось в виде

$$V(x, t) = U(x, t) + V(x), \quad (4)$$

где $V(x)$ — статическая составляющая прогиба стержня.

НТБ
ДНУЖТ

Дифференциальное уравнение форм собственных вертикальных колебаний имеет вид:

$$\left[EJ(x)X''(x) \right]' + S^*X''(x) + m(x)\gamma_k^2 X(x) = - \sum_{i=1}^{n_2} c_i X(x) \delta(x-x_i); \quad (5)$$

при: $\left[EJ(x)X''(x) \right]_{x=0} = 0; \quad \left[EJ(x)X''(x) \right]'_{x=0} + S^*X'(0) = 0;$
 $\left[EJ(x)X''(x) \right]_{x=l} = 0; \quad \left[EJ(x)X''(x) \right]'_{x=l} + S^*X'(l) = 0.$

Здесь $X(x)$ – фундаментальная функция, γ_k – частота собственных колебаний стержня.

Решение данного уравнения осуществлялось с использованием обобщенных функций А.Н.Крылова, под которыми понимаются решения исходного уравнения, удовлетворяющие начальным условиям в виде единичной матрицы. Для отыскания обобщенных функций А.Н.Крылова введены новые переменные – вспомогательные функции, которые определены системой дифференциальных уравнений первого порядка. Вспомогательные функции выбраны таким образом, чтобы в данную систему не входили импульсивные функции $\delta_1(x-x_1)$ и $\delta_2(x-x_2)$.

Найдены аналитические выражения для определения вертикальных перемещений сечений стержня, внутренних усилий в этих сечениях, кинетической и потенциальной энергий.

Решение уравнения (3) получено на ЭЦВМ по программе, составленной на алгоритмическом языке **FORTRAN-IV**, с помощью которой определяются частоты, формы, вертикальные перемещения сечений вагона и внутренние усилия в нем при свободных и вынужденных колебаниях его при действии сил, приложенных под углом к продольной оси вагона с эксцентриситетом относительно этой оси.

Исследованы вынужденные вертикальные колебания цельнометаллического грузового вагона (ЦМГВ), оценено влияние упомянутых сил на частоты и нагруженность вагона.

Показана возможность использования разработанной методики для моделирования динамики нового вида промышленного железнодорожного транспорта – конвейерных поездов.

Рассмотрена математическая модель колебаний вагонов при действии продольных сил с учетом инерции вращения сечения и поперечного сдвига.

Для континуальной расчетной схемы вагона и соответствующей ей дискретной определены вертикальные колебания сечений вагона при действии продольных сил с помощью описанных алгоритмов и разработанных программ. Результаты, полученные двумя способами (по этим расчетным схемам) хорошо согласуются между собой, что подтверждает эквивалентность выбранных параметров рассмотренных расчетных схем.

Разработанная математическая модель поезда не ограничена каким-либо одним типом ударопоглощающих устройств автосцепок и грузов - они могут быть гидрогазовыми, гидравлическими, упруго-фрикционными и т.п., так как в математическую модель входит значение усилия в междвагонном соединении , которое может быть вычислено в соответствии с определенным типом поглощающего аппарата.

В четвертой главе предложены приемы математического моделирования различных типов таких устройств. Приведена математическая модель гидрогазового поглощающего аппарата ГА-100М с реализацией ее на ЭЦВМ и АВМ. Дано математическое описание амортизатора с кусочно-линейной характеристикой «сила-сжатие», в том числе комбинированных ударопоглощающих устройств на базе сдвоенных упруго-фрикционных поглощающих аппаратов. На примере исследований переходных режимов движения поезда, в состав которого включен вагон с плавающей хребтовой балкой (кузов его связан с хребтовой балкой в продольном направлении ударно-тяговым прибором, оборудованным гидравлическим поглощающим аппаратом), показана возможность кусочно-линейной аппроксимации характеристик гидравлических амортизаторов удара.

Кроме этого приведены некоторые результаты исследований с помощью ЭЦВМ соударений вагонов и платформы с транспортируемым твердым подвижным грузом при различных силовых характеристиках амортизаторов как автосцепки платформы, так и груза.

В пятой главе содержатся результаты исследования колебаний вагонов поезда в продольной вертикальной плоскости при переходных режимах движения. Рассмотрен поезд, составленный из девяти восьмиосных груженых полувагонов и одного локомотива типа ВЛ-8. Определены продольные и поперечные вертикальные усилия, возникающие как в автосцепках, так и в сечениях вагонов при их продольно-изгибных колебаниях в составе поезда; показана возможность замены для части состава каждого вагона одним недеформируемым телом и упругими элементами, совершающими плоские вертикальные колебания; подтверждено, что при исследованиях только продольных усилий в поездах можно ограничиться расчетной схемой поезда, в которой вагоны и грузы могут совершать только продольные колебания. При этом будут получены несколько большие (на 5-10%) значения продольных усилий, как в междвагонных соединениях, так и в сечениях вагонов, зато порядок системы дифференциальных уравнений, описывающих движение такой системы значительно понизится и численная реализация математической модели на ЭЦВМ займет значительно меньше машинного времени. В этой главе приведены результаты исследований по оценке запроектированного для БАМ профиля пути с точки зрения нагруженности подвижного состава. Определены максимальные уровни продольных сил, развивавшихся в поезде при прохождении рассматриваемых участков, оценены внутренние усилия в сечениях отдельных

вагонов, нагруженность центрирующих приборов автосцепок и относительные перемещения автосцепок в контуре зацепления. Показано, что движение поезда по рассмотренным участкам трассы в указанном режиме не приводит к значительным воздействиям автосцепок на ударные розетки и их центрирующие приборы, а также к саморасцепу вагонов.

Приведены также результаты исследования с помощью ЭЦВМ усилий, действующих на вагоны при переходных режимах движения поездов массы 8 и 10 тыс. тонн. Оценено влияние различных типов упруго-фрикционных поглощающих аппаратов автосцепок на величины продольных усилий в поездах, показано, что сдвоенные ударнопоглощающие устройства снижают продольную нагруженность подвижного состава.

Результаты этих исследований использованы Всесоюзным научно-исследовательским институтом вагоностроения при обосновании необходимости оборудования сдвоенными поглощающими аппаратами передвижных миксеров грузоподъемностью 600 тонн.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

1. Разработана методика математического моделирования переходных режимов движения поезда с учетом продольных и изгибных деформаций вагонов в составе, оборудованном ударопоглощающими устройствами различных типов.

Построена математическая модель поезда, вагоны которого могут совершать колебания в продольной вертикальной плоскости, в том числе изгибные, а работа межвагонного соединения описана с учетом не только продольных, но и вертикальных перемещений вагонов.

Предложено математическое описание силовых характеристик ударопоглощающих устройств различных типов; разработана методика аналитической оценки динамических характеристик, внутренних усилий и перемещений элементов кузова вагона при его изгибных деформациях под действием вертикальных возмущений и одновременном нагружении постоянными силами со стороны автосцепных устройств; составлены алгоритмы и программы для ЭЦВМ.

2. С помощью обобщенных функций А.Н. Крылова определены частоты, формы, перемещения сечений и внутренние усилия в этих сечениях вагона, как стержня с переменными по длине параметрами, при действии сил, приложенных к автосцепам под углом к продольной оси вагона и с эксцентриситетом относительно нее. Исследовано влияние таких сил на частоты и формы вертикальных колебаний, а также на перемещения сечений вагона и внутренние усилия в них.

3. Установлено, что наличие угла и эксцентриситета между направлением силы и продольной осью вагона значительно (до 28 %) увеличивает внутренние усилия в нем, а перемещения отличаются на величину статической

составляющей прогиба, вызванной изгибающими моментами и вертикальными составляющими сжимающих сил, приложенных к автосцепкам вагонов. Показано, что на величины частот собственных вертикальных колебаний вагона действие продольных сил оказывает незначительное влияние, а наличие угла и эксцентриситета между направлением силы и осью вагона не приводит к изменению частотных характеристик рассматриваемой системы.

4. Предложенный способ математического моделирования колебаний в продольной вертикальной плоскости поезда - как континуальной системы - использован при создании методики исследования колебаний и нагруженности нового вида промышленного транспорта - конвейерных поездов.

5. Показано, что для определения усилий и деформаций в межвагонных соединениях, вызванных колебаниями вагонов поезда в продольной вертикальной плоскости, можно использовать его упрощенную расчетную схему, в которой каждый вагон представляется одним твердым телом с тремя степенями свободы; при изучении только продольной нагруженности поезда вертикальные колебания можно исключить. В последнем случае продольные усилия увеличиваются на 5 - 10 %, а расчетная схема поезда сводится к известной.

6. С использованием ЭВМ проведены теоретические исследования пуска в ход и торможений поездов массой 8 - 10 тыс. тонн, вагоны которых оборудованы амортизаторами типа Ш - 5 - ТО и сдвоенными ударопоглощающими устройствами, в которых при сжатии автосцепки работают два включенных последовательно аппарата, а при растяжении - только один. Эти расчеты позволили существенно уменьшить съем поездных динамических испытаний и ограничить их для аппаратов Ш - 5 -ТО определением уровней сил лишь при экстренном торможении растянутого поезда массой 10 тыс. тонн со скорости 10 км/ч, а для ударопоглощающих устройств со сдвоенными аппаратами типа Ш - 2 -В ограничиться лишь рассмотрением в натуре троганий сжатого поезда.

Результаты расчетов, выполненные с использованием рассмотренных в работе моделей, подтверждены натурными испытаниями и учтены при создании предназначенного для четырехосных вагонов поглощающего аппарата типа Ш - 6 -ТО -4 и при решении вопроса об оборудовании ударопоглощающими устройствами со сдвоенными аппаратами типа Ш - 2 -В передвижных миксеров грузоподъемностью 600 тонн, экономическая эффективность от использования которых в народном хозяйстве составила 5,3 млн. рублей.

7. Исследования переходных режимов составленного из восьмиосных полувагонов поезда, в наиболее неблагоприятных сечениях которого включены вагоны, имеющие плавающую хребтовую балку и гидравлический амортизатор кузова, показали, что такие вагоны можно включать в поезда массой порядка 10 тыс. тонн.

8. Исследования наибольших продольных усилий в поезде, движущемся по запроектированным участкам трассы БАМ показали, что эти усилия не пре-

выпают допустимые, а в ряде случаев значительно ниже их. Последнее дало возможность внести изменения в проект, позволившие уменьшить объем земляных работ, снизить высоту мостов при строительстве магистрали и значительно удешевить строительство.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. К вопросу об исследованиях нагруженности поездов продольными силами при переходных режимах движения. - В кн.: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции «Борьба с шумом и вибрацией на железнодорожном транспорте». Л., 1977, с. 77 (соавторы Лазарян В.А., Кривовязюк Ю.П., Науменко Н.Е., Филиппок С.И., Хачапуридзе Н.М.).

2. О математическом моделировании соударений вагонов, оборудованных гидрогазовыми поглощающими аппаратами. - В кн.: Исследования колебаний подвижного состава: Тр. ДИИТ, вып. 190/23. Днепропетровск: ДИИТ, 1977 с. 86 - 90 (соавторы Хачапуридзе Н.М., Юрченко А.В., Кривовязюк Ю.П.).

3. Оценка влияния пружинно-фрикционных ударопоглощающих устройств автосцепки на продольные усилия в тяжеловесных поездах, составленным из 4х и 8-ми осных вагонов. - В кн.: Повышение надежности узлов и деталей вагонов: Тр. ВНИИВ, вып. 34. М.: ВНИИВ, 1978, с. 47 - 56 (соавторы Крайзгур Г.Б., Хачапуридзе Н.М.).

4. Исследование динамических процессов, протекающих в сложных существенно нелинейных механических системах. - В кн.: Проблемы нелинейных колебаний механических систем (тезисы докладов республиканской конференции). Киев: Наукова думка, 1978, с. 14.

5. К вопросу о понижении порядка систем дифференциальных уравнений движения длинносоставных наливных поездов. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава: Межвуз. сб. научн. тр., вып. 205/26. Днепропетровск: ДИИТ, 1979, с. 48 - 53 (соавторы Богомаз Г.И., Хачапуридзе Н.М.).

6. Исследование продольной нагруженности конструкций подвижного состава, оборудованных различными типами поглощающих аппаратов. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта (тезисы доклада Всесоюзной конференции). Днепропетровск, май 1980, Киев: Наукова думка, 1980, с. 145 - 146.

7. Колебания вагонов при действии сил приложенных с эксцентриситетом и под углом к продольной оси. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. Днепропетровск, 1982, с. 76 - 87 (соавторы Репетя В.Е., Хачапуридзе Н.М.).

8. Колебания вагонов в продольной вертикальной плоскости. М.: 1983, 20 с. Рукопись представлена Днепропетровским ин-том ж.д. трансп.

Днепропетровский
институт инженеров
ж.д. транспорта
им. М. И. Калинина
БИБЛИОТЕКА

4988a

Доп. в ЦНИИТЭИ МПС 8 апреля 1983 г. , № 2029 (соавторы Репета В. Е. ,
Хачапуридзе Н.М.).

9. К вопросу об оценке вибраций и динамических качеств механических конструкций . В кн .: Тезисы докл. Всесоюзной конф. по вибрационной технике . Телави , Тбилиси, 1984 , с. 82 (соавторы Хачапуридзе Н. М. , Тульчинская Н.Б.).

10. Математическое моделирование колебаний вагонов поезда в продольной вертикальной плоскости . -В кн .: Проблемы механики железнодорожного транспорта (тезисы докладов Всесоюзной конференции) . Днепропетровск , 1984 , с .49 - 50.

11. Математическое моделирование работы гидравлического амортизатора кузова вагона с плавающей хребтовой балкой .- В кн .: Проблемы механики железнодорожного транспорта (тезисы докладов Всесоюзной конференции) . Днепропетровск ,1984 , с. 49-50 (соавторы Грановская Н. И. , Крайзгур Г. Б.)

12. Математическое моделирование колебаний вагонов поезда в продольной вертикальной плоскости при переходных режимах движения поездов . - В кн .: Динамика , нагруженность и надежность подвижного состава : Межвузовский сборник научных трудов . Днепропетровск : ДИИТ , 1985 , с. 17 - 29 (соавтор Хачапуридзе Н.М.).



НТБ
ДНУЖТ

Хорошманенко Павел Григорьевич
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ И ВЕРТИКАЛЬНЫХ,
В ТОМ ЧИСЛЕ ИЗГИБНЫХ, КОЛЕБАНИЙ ВАГОНОВ В ПОВЕЗДЕ,
ОБОРУДОВАННОМ УДАРОПОГЛОЩАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ РАЗЛИЧНЫХ
ТИПОВ.

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог и тяга поездов
Подписано к печати 26.08.86 БТ 60043. Форм: 60х84/16.
Бумага для множительных аппаратов. Ротапринт. Усл.печ.л. I
Уч.изд.л.I. Тираж 100 экз. Зак. № 1605. Бесплатно.
Участок оперативной полиграфии ДИИТа, 320700, ГСП,
Днепропетровск, 10, ул. Акад. В.А.Даваряна, 2.