

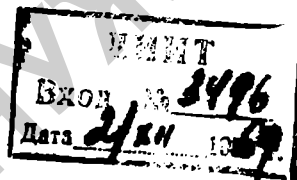
А. М. БАБАЕВ

ВЫБОР СХЕМЫ И УСТАНОВЛЕНИЕ  
ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ  
ШЕСТИОСНЫХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

(05 — 182. Вагоностроение и вагонное хозяйство)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



ЛЕНИНГРАД  
1969

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА  
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА В.Н.ОБРАЗЦОВА

---

А.М.БАБАЕВ

3633a  
ВЫБОР СХЕМЫ И УСТАНОВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО  
ПОДВЕШИВАНИЯ ШЕСТИОСНЫХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ  
(05-182. Вагоностроение и вагонное хозяйство)

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

Ленинград

1969

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІО  
Дніпропетровський  
університет залізничного  
імені академіка В.Н.Образцова

Работа выполнена в Ленинградском ордена Ленина институте инженеров железнодорожного транспорта имени академика В.Н.Образцова.

Научный руководитель - д.т.н. профессор И.М.ЧЕЛНОКОВ

Официальные оппоненты: д.т.н. профессор С.С.НОРЕЙКО,

к.т.н. ст.н.с. А.А.ЛЬВОВ

Ведущее предприятие Уралвагонзавод, г.Нижний Тагил.

Автореферат разослан "26" ноября 1969 г.

Защита диссертации состоится "15" января 1970 г.  
на заседании совета факультетов Механического и Электрificazione-  
ции железных дорог Ленинградского института инженеров желез-  
нодорожного транспорта имени академика В.Н.Образцова по адре-  
су: г.Ленинград, 4-31, Московский пр., 9.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке институ-  
та.

Ученый секретарь Совета института  
канд.техн.наук доцент Г.А.БОЛДЫРЕВ

НТБ  
ДНУЖТ

## В В Е Д Е Н И Е

Для успешного освоения возрастающего грузооборота необходимо дальнейшее развитие всех технических средств железных дорог и увеличение вагонного парка. Это нашло свое отражение в постановлении Совета министров СССР от 27 мая 1968 г.

Одним из путей решения этой неотложной задачи является постройка шестiosных вагонов, что отмечено Пленумом НТС МПС (1967г.) по вопросу специализации парка грузовых вагонов и выбору наиболее целесообразного типа подвижного состава на перспективу, решением научно-технической конференции по совершенствованию железнодорожного транспорта для перевозки нефтепродуктов (г.Москва, 1966г.) и технико-экономическими исследованиями ряда организаций.

Однако широкое внедрение этих вагонов задерживается в связи с трудностями создания скоростной динамически устойчивой (по ходовым качествам) и эксплуатационно надежной трехосной тележки. Рекомендованная по результатам комплексных испытаний 1962г. к серийной постройке трехосная тележка типа ЛВЗ-9м обладает рядом существенных недостатков. Необходимо отметить преждевременное разрушение роликовых подшипников, вследствие кромочного опирания боковых рам на буксы, неустойчивость характеристик гасителей колебаний, частые их поломки и пр.

Значительная часть этих недостатков вызвана неудовлет-

ворительной работой рессорного подвешивания, которое во многом определяет динамические качества подвижного состава. Поэтому важную роль имеет выбор рациональных параметров рессорного подвешивания тележек местных грузовых вагонов. Актуальность этой задачи подчеркивается непрерывным ростом скоростей движения.

#### ЗАДАЧА ИССЛЕДОВАНИЯ И МЕТОД ЕЕ РЕШЕНИЯ

Обзор теоретических и экспериментальных исследований по динамике местных вагонов показал, что к числу первых работ следует отнести исследования, выполненные Центральным Вагонно-Проектным бюро Главтрансмаша. Им были проведены динамические испытания местного полувагона грузоподъемностью 100 т при его разгрузке на вагоноопрокидывателе и при продольном ударе.

Вопросами улучшения ходовых качеств местных вагонов занимались проф. М.Ф.Вериго, канд. техн. наук Н.А.Мордвикин (ВНИИВ), Л.О.Грачева, П.С.Анисимов (ЦНИИ МПС). Им дана оценка динамических (ходовых) качеств и воздействия на путь полувагонов грузоподъемностью 95 т.

Изучению вынужденных вертикальных колебаний многоосных вагонов, имеющих одинарное рессорное подвешивание, уделено внимание в работах проф. И.И.Челнокова. Рассматривая дифференциальные уравнения колебаний различных типов вагонов применительно к общей расчетной схеме, автором получены аналитические выражения для определения суммарных возмущений, передаваемых кузову колесными перами вагона при его движении по гармоническим неровностям рельсового пути.

Профессором В.А.Лазаряном, канд.техн.наук А.А.Львовым (ЦНИИ МПС), М.Л.Коростенко (ДИИТ), А.Б.Сурвилло (Уральское отделение ЦНИИ МПС) исследована устойчивость движения шестисосных вагонов на тележках с жесткой и сочлененной рамами.

Много опытно-конструкторских разработок трехосных тележек выполнено Крюковским и Уральским вагонозаводами.

В зарубежном вагоностроении рядом фирм США интенсивно изучаются вопросы колебаний шестисосных вагонов, в частности хопперов грузоподъемностью 135 т, и вагонов специального назначения.

Несмотря на выполненные обширные исследования, до настоящего времени недостаточно изучены достоинства и недостатки конструктивных схем ходовых частей шестисосных грузовых вагонов, созданных в мировой практике вагоностроения, и задачи выбора рациональных параметров рессорного подвешивания.

В связи с этим, из общей проблемы создания скоростной трехосной тележки в реферируемой работе рассматривались следующие задачи:

- анализ и классификация узлов и конструкций трехосных тележек с целью установления тенденций их развития и выбора обобщенной схемы для изучения вынужденных колебаний вагона;
- исследование устойчивости движения шестисосного экипажа с целью выбора рациональной схемы его ходовых частей;
- установление рациональных параметров рессорного подвешивания шестисосных грузовых вагонов.

Решение поставленных задач производилось в следующей последовательности:

в результате анализа и классификации конструкций рессор-

ного подвешивания, сочленений боковых рам, распределительных башок и рам трехосных тележек грузовых вагонов отечественной и зарубежной постройки (за 30 лет) устанавливались обобщенные схемы тележек. Затем исследовалась устойчивость движения шестiosного экипажа. Его математическая модель получена с помощью уравнений Лагранжа второго рода. Решение уравнений движения получено на ЦВМ типа "Урал-3". Путем расчета на АВМ установлено влияние на перемещения и ускорения кузова величины его загрузки, статического прогиба рессорного подвешивания и демпфирования. Проведены лабораторные исследования колебательного процесса вагона на физических моделях с целью проверки выбранной расчетной схемы и подтверждения теоретических положений. Результаты моделирования сравнивались с данными ходовых испытаний. По результатам выполненных теоретических и экспериментальных исследований даны рекомендации по выбору рациональной схемы и установлению параметров рессорного подвешивания, обеспечивающих хорошие ходовые качества шестiosного вагона при скоростях движения до 120 км/ч.

#### АНАЛИЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

На основании анализа собранных информационных материалов по конструкциям, опытным, исследованиям, эксплуатации различных типов тележек шестiosных вагонов отечественной и зарубежной постройки была проведена классификация трехосных тележек. В ее основу положен принцип выделения основных узлов тележки (рессорного подвешивания, сочленений боковых рам, распределительных башок и рам тележек в целом) с характеристикой особенностей для установления тенденций их развития и обобщенных

схем.

Анализ узлов трехосных тележек производился с точки зрения основных требований, предъявляемых к аналогичным узлам скоростных двухосных тележек грузовых вагонов.

Классификация осуществлялась в следующем порядке: вначале рассмотрены узлы, а затем конструкции трехосных тележек.

Изучение конструкций подрессоривания шестиосных грузовых вагонов показало, что упругое подвешивание осуществляется винтовыми цилиндрическими пружинами, а демпфирование — гасителями сухого трения.

Для фрикционных гасителей, устанавливаемых в рессорном подвешивании трехосных тележек, характерны следующие недостатки: гашение, в основном, вертикальных колебаний и колебаний боковой качки, нестабильность величины относительного трения, сравнительно быстрый износ трущихся поверхностей, несимметричность расположения гасителей колебаний относительно продольной оси, проходящей через центры нагружения рессорных комплектов. В последнее время используются демпферы сухого трения, обеспечивающие гашение всех основных видов колебаний.

В зависимости от типа подвешивания и сочленения боковых рам тележек можно подразделить: для центрального подвешивания — не цельные (жесткие), сочлененные (балансирные), составные; для буксового подвешивания — не цельные (жесткие) с балансирами, прицепные, сочлененные (балансирные); для смешанного подвешивания — не прицепные с жестким креплением к подрессорной балке, прицепные с шарнирным креплением к подрессорной балке (через пятник).

Классификация рам трехосных тележек выполнена в виде таблиц. В результате синтеза обобщенных схем рам тележек с



соответствующими обобщенными схемами рессорного подвешивания получены конструкции тележек центрального, буксового и смешанного подвешиваний. Выполненная классификация трехосных тележек включает все отечественные и зарубежные конструкции.

Анализ принципиальных схем конструкций трехосных тележек показал, что их развитие идет в направлении обеспечения упругофрикционной завязки колесной группы.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВОГО ВАГОНА НА ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖКАХ С СОСТАВНОЙ РАМОЙ

В результате классификации конструкций трехосных тележек грузовых вагонов установлено, что наибольшее распространение получили тележки центрального подвешивания с сочлененной (балансирной) и составной рамами.

Принятая для дальнейших исследований конструкция рамы тележки обусловит специфику расчетной схемы. Поэтому для обоснования единой обобщенной расчетной схемы необходимо дать оценку конструкциям указанных тележек. Это можно сделать путем введения в расчетную схему жесткости пути или же определения устойчивости движения рельсового экипажа на исследуемых конструкциях тележек.

По исследованиям профессора И.И.Челнокова погрешность при определении низких частот колебаний грузовых вагонов без учета жесткости пути не превышает 3-6%, что вполне соизмеримо с погрешностью инженерных расчетов.

Профессором В.А.Лазаряном, канд.техн.наук М.А.Коротенко, А.А.Львовым, А.Б.Сурвилло выполнены исследования устойчивости движения грузового вагона на трехосных тележках с сочлененной рамой. Предметом настоящего исследования является шести-

осный вагон на тележках с рамой составного типа.

Исследуемая механическая модель, имеющая пять абсолютно твердых тел, в общем случае представляет физическую систему с 30 степенями свободы. С учетом абсолютной жесткости пути, отсутствия зазоров между надрессорными балками и фрикционными пленками, совпадения плоскостей симметрии вагона и пути, равенства радиусов кругов катания всех колес, наличия шарнирного сочленения боковых рам тележки принятая схема сводится к системе с 10 степенями свободы.

Системе уравнений, описывающая боковые колебания шестiosного вагона с учетом сил псевдоскольжения колес по рельсам, имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\ddot{q}_1 + c_{11}q_1 + c_{14}q_4 + c_{15}q_5 + c_{16}q_6 &= 0 \\ a_{44}\ddot{q}_4 + c_{44}q_4 + c_{45}q_5 + c_{46}q_6 + c_{47}q_7 &= 0 \\ a_{55}\ddot{q}_5 + c_{55}q_5 + c_{57}q_7 + c_{58}q_8 + c_{59}q_9 &= 0 \\ a_{66}\ddot{q}_6 + c_{66}q_6 + c_{67}q_7 + c_{68}q_8 + (c_{69} - f_{69})q_9 + h_{66}q'_6 + h_{67}q'_7 &= 0 \\ a_{77}\ddot{q}_7 + c_{77}q_7 + c_{78}q_8 + (c_{79} - f_{79})q_9 + h_{77}q'_7 + h_{78}q'_8 &= 0 \\ a_{88}\ddot{q}_8 + c_{88}q_8 + c_{89}q_9 + (c_{86} + f_{86})q_6 + (c_{87} - f_{87})q_7 + h_{88}q'_8 + h_{89}q'_9 &= 0 \\ a_{99}\ddot{q}_9 + c_{99}q_9 + (c_{96} + f_{96})q_6 + (c_{97} - f_{97})q_7 + h_{99}q'_9 &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $q_1, q_4, q_5$  - обобщенные координаты, определяющие положение кузова вагона при колебаниях боковой качки, бокового отхода, вращения;

$$q_6 = \frac{1}{2} (y_{11} - y_{12}) \quad q_7 = \frac{1}{2} (y_{12} - y_{11})$$

$$q_8 = \frac{1}{2} (\psi_{11} + \psi_{12}) \quad q_9 = \frac{1}{2} (\psi_{12} - \psi_{11})$$

$y_{11}, y_{12}$  - позиционные координаты поступательных перемещений центров тяжести необрессоренных частей трехосных тележек при их боковом оттоке;

$\psi_{11}, \psi_{12}$  - то же при вращательных перемещениях тех же тел вследствие их влияния;

$q'_i$  - производные от обобщенных координат по перемещению;

$a_{ij}, c_{ij}$  - инерционные и квазиупругие коэффициенты при обобщенных координатах и их производных;

$f_{ij}, h_{ij}$  - коэффициенты при обобщенных координатах и их производных в выражениях обобщенных сил.

Первый индекс при координатах обозначает часть тележки, рассматриваемую как отдельное твердое тело, второй - порядковый номер тележки.

Система (I) представляет возмущенное движение шестистепенно го вагона относительно установившегося поступательного движения. Метод решения системы уравнений такого рода хорошо известен. Коэффициенты характеристического полинома определялись методом окймания, а его корни находились по методу Хичкока. Численные значения этих величин получены при помощи ЦВМ типа "Урал-3" в ВЦ ДИИТа для диапазона скоростей движения от 10 м/сек до 40 м/сек.

Оценка устойчивости движения шестистепенных вагонов на тележках с рамами различных конструкций, а также четырехосного

полувагона выполнена по наибольшим значениям вещественных частей корней характеристического полинома (рис. I).

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ШЕСТИОСНОГО ВАГОНА

Колебательный процесс вагона при его движении по неровностям пути описывается обычно системой дифференциальных уравнений второго порядка. Анализ их решения требует знания собственных частот колебаний системы. Частоты свободных колебаний наддрессорного строения вагона  $n$ , определялись при различных загрузках кузова  $m$  и величинах статического прогиба  $f_{cm}$ . Результаты их вычисления приведены в диссертации в виде графических зависимостей.

Функция  $n = \zeta(m, f_{cm})$  характеризуется снижением уровня частот с ростом загрузки вагона и величины статического прогиба подвешивания, приближая резонансные скорости к зоне эксплуатационных.

Наименьшие критические скорости для колебаний подпрыгивания и галопирования груженого вагона при статическом прогибе рессорного подвешивания 60 мм и длине волны вертикальной неровности пути 12,5 м равны соответственно 91 и 112,5 км/ч, т.е. наиболее опасные режимы находятся в зоне максимальных скоростей движения. Резонансное состояние колебаний влияния шестiosного вагона с аналогичными упругими и инерционными параметрами (при длине волны горизонтальной неровности пути, определенной с учетом поправочного коэффициента Е.Шперлинга) наступает при скорости 94,3 км/ч. Для остальных видов колебаний резонансные процессы проявляются при больших значениях скоростей движения.

Рис. 1 Изменение вещественных корней характеристического полинома в зависимости от скорости движения

- 1 - 4 <sup>всн.</sup> вагон на тележках ЦНИИ - ХЗ - 0;  
 2 - 6 <sup>всн.</sup> вагон на тележках составного типа;  
 3 - 6 <sup>всн.</sup> вагон на тележках балансирующего типа.

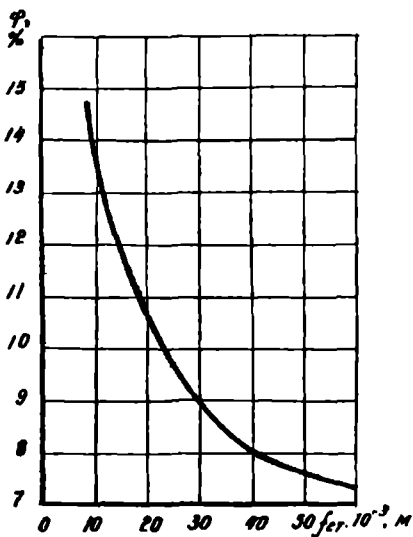
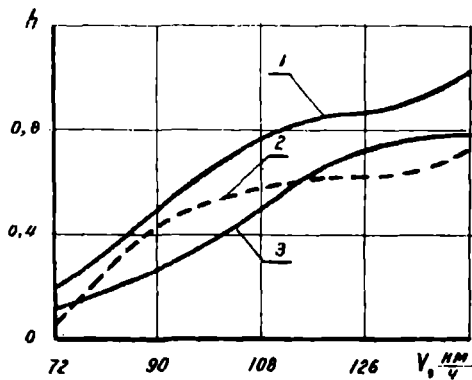


Рис. 2. Зависимость оптимального демпфирования вертикальных колебаний от величины статического прогиба рессорного подвешивания.

Сравнение собственных частот основных видов колебаний для определенных величин загрузки кузова и статического прогиба показало, что границами спектра частот исследуемой механической системы являются частоты боковой качки и поперечного отбоя.

Для всех видов колебаний характерен перепад частот (см. табл. I), вызванный значительной разницей в весе порожнего и груженого вагонов.

Графическим и аналитическим методами установлено влияние на колебания вагона в вертикальной плоскости величины базы трехосной тележки. Построены векторные диаграммы при движении вагона по жесткому волнообразному пути (косинусоиде). Изменение величин суммарных векторов для диапазона баз 3-3,5 м составляет 8%.

Аналитически суммировались кинематические возмущения от всех колесных пар вагона. Результаты вычислений при варьировании величинами баз двух-, трех-, четырехосных тележек приведены в виде графиков. Анализ графиков и векторных диаграмм показал, что величина базы трехосной тележки в исследуемых пределах не оказывает существенного влияния на динамические качества вагона в вертикальной плоскости. Характерно снижение суммарных амплитуд возмущающих функций с ростом оси вагона.

Минимальный радиус кривой, определенный из условий возможного заклинивания трехосной тележки с базой 3,5 м в рельсовой колее, оказался равным 57 м. Учитывая исследования канд. техн. наук Н.А.Мордвикина по установлению влияния базы тележки на величину сил взаимодействия местного вагона и

пути, можно отметить, что доминирующим фактором при выборе базы трехосной тележки является обеспечение удобств осмотра и ремонта деталей.

Теоретические исследования вынужденных колебаний вагона с различными параметрами рессорных комплектов с целью отыскания их оптимальных значений ограничивались задачей вертикальных колебаний. Системе дифференциальных уравнений характеризуется нелинейным трением и неровностью стыкового пути первой группы, согласно классификации ЦНИИ МПС:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + \delta c_z x + \delta F_z \operatorname{sign}(\dot{x} - \dot{\eta}_n) &= \delta c_z \eta_n \\ J_z \ddot{\varphi} + \delta c_z l^2 \varphi + \delta F_z \operatorname{sign}(\dot{\varphi} - \dot{\eta}_r) &= \delta c_z l \eta_r \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В уравнениях обозначены:

$x, \varphi$  - линейные и угловые перемещения кузова,

$J_z$  - момент инерции упругоподвешенной части вагона относительно поперечной оси,

$c_z, F_z$  - соответственно жесткость и сила сопротивления демпфера в вертикальном направлении, приходящиеся на один комплект,

$l$  - база шестiosного грузового вагона;

$\eta_n, \eta_r$  - функции возмущения при колебаниях соответственно по подпрыгиванию и галопированию.

Интегрирование уравнений (2) выполнялось на АБМ типа МНБ-1. Структурные схемы для решения задачи составлялись по физическим уравнениям, разременным относительно старшей производной.

Спектр частот колебаний исследуемой системы ограничен диапазоном 1,33 - 2,89 гц, что соответствует реальным скоростям движения 60 - 130 км/ч. Зависимые параметры рассчитаны

для различных вариантов загрузки кузова вагона (от 18 до 113 т) и величин статического прогиба (от 30 до 60 мм).

Моделирование возмущающих неровностей рельсового пути и их производных для исследуемого вида колебаний вагона осуществлялось электромеханическим копиром. Для каждого вида колебаний автором были построены кулачки, профили которых воспроизводили соответствующие суммарные неровности пути. Методика построения суммарного возмущения для колебаний подпрыгивания и галопирования отличается тем, что в первом случае принималась сумма возмущений от всех колесных пар обеих тележек, а во-втором - разность между суммарными возмущениями первой и второй тележек.

Скорость изменения возмущений определялась путем графического дифференцирования соответствующей суммарной неровности рельсового пути с использованием метода приращений. Сущность последнего заключается в том, что на достаточно малом отрезке времени производная приближенно изменяется по линейному закону. Средняя скорость, вычисленная для малого отрезка времени, и ее истинное значение совпадают в середине интервала.

При выборе рациональных параметров подвешивания принимался средний путь с глубиной неровности 12 мм. Регистрировались следующие динамические показатели: ускорения и перемещения кузова вагона, силы неупругого сопротивления, функция возмущения и ее производная. В качестве критерия оценки ходовых свойств местносного грузового вагона при выборе необходимых сил неупругого сопротивления были использованы показатели динамичности, предложенные ЦНИИ МПС.



Графики зависимости динамических показателей от скорости движения показывают, что с увеличением коэффициентов относительного трения от 4 до 10% для груженого и от 10 до 20% для порожнего вагонов, при постоянной жесткости подвешивания, в зоне резонансных скоростей движения снижаются максимальные амплитуды перемещений и ускорений кузова шестисоснового вагона. Однако такое снижение имеет предел. Дальнейшее увеличение сил неупругого сопротивления нецелесообразно, поскольку не способствует улучшению качества хода вагона.

В целях ограничения нарастания амплитуд перемещений и ускорений кузова в дорезонансной области предпочтительно было бы иметь возможно большие силы сопротивления фрикционных гасителей колебаний.

Перемещения кузова в зарезонансной области для исследуемых значений коэффициентов относительного трения находятся примерно на одинаковом уровне, а ускорения увеличиваются с ростом сил сопротивления. Следовательно, в этой области целесообразно обеспечить минимальные силы трения. Существующие конструкции фрикционных гасителей не обеспечивают регулирования сил сопротивления в зависимости от скорости движения. Поэтому рациональной будет такая величина относительного трения, которая обеспечивает эффективное гашение колебаний в резонансной зоне и не приведет к существенному ухудшению динамических показателей вне этой зоны.

По результатам анализа графиков, отображающих динамические качества шестисоснового вагона при варьировании массой упругоподвешенных частей и величиной статического прогиба для различных значений гасящих сил, построен результирующий гра-

фик зависимости рациональных величин относительного демпфирования вертикальных колебаний от статического прогиба подвешивания при скоростях движения до 120 км/ч (рис.2). Количественная оценка этой зависимости позволяет определить конкретную величину относительного трения для выбранного статического прогиба подвешивания. Величине демпфирования исследуемой системы не является фиксированной. С уменьшением величины статического прогиба необходимость в демпфировании колебательной системы возрастает.

С целью возможной унификации демпферов полученные рациональные величины коэффициентов относительного трения гасителей колебаний шестiosных вагонов сравнивались с аналогичными данными для четырехосных грузовых вагонов.

Экспериментальные исследования и эксплуатационные испытания гасителей колебаний (ЦНИИ МПС, ЛИИЖТ) показали, что распределение сил сухого трения существенно влияет на величину вертикальных ускорений, а следовательно, на плавность хода вагона. В связи с этим было рассмотрено влияние на колебательный процесс несимметричного распределения сил трения при действии гармонической возмущающей силы по уравнению:

$$\ddot{x} = -\frac{c_x}{m} x + \frac{c_z}{m} z - \frac{1}{m} F_x \operatorname{sign}(\dot{z} - \dot{z}_0), \quad (3)$$

где  $z = z_0 \cos \omega t$  - вертикальная траектория точки контакта колеса с рельсом в момент времени  $t$ ;

$z_0$  - амплитуда косинусоиды при среднем состоянии рельсового пути;

$\omega = 2\pi \frac{v}{L_p}$  - круговая частота колебания точки контакта колеса и рельса при движении колесной

3633a

$L_p$  — длина волны косинусоиды, равная длине рельса.

Решение дифференциального уравнения (3) для всех вариантов загрузки и демпфирований системы выполнено на АВМ типа МН-7. Параметры исследуемой системы соответствовали груженому и порожнему состояниям вагона при скоростях движения 70–150 км/ч. Для каждого варианта загрузки исследовано пять вариантов демпфирования.

По результатам обработки полученных осциллографических записей построены графики зависимости ускорений исследуемой системы от скорости движения. Анализ этих зависимостей показал, что для всего диапазона скоростей движения как для груженого, так и для порожнего вагонов желательно иметь меньшие силы неупругого сопротивления при нисходящем движении колебательной системы, чем при восходящем.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ШЕСТИОСНОГО ГРУЗОВОГО ВАГОНА НА ФИЗИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

Экспериментальное изучение колебательного процесса шестиосного грузового вагона выполнено на физической модели вагона, построенной в 1:5 натуральной величины.

Физическое моделирование проведено для проверки выбранной расчетной схемы и результатов теоретических исследований.

При установлении рациональных параметров рессорного подвешивания выбор вариантов определялся величиной загрузки (массой) кузова и жесткостью подвешивания, поэтому целесообразно принять независимыми величинами следующие параметры модели: массу кузова, жесткость упругого элемента подвешивания и линейные размеры. Остальные величины параметров модели определялись из соответствующих равенств, являвшихся критериями

подобия.

Расчет параметров физической модели шестисосного вагона выполнен применительно к катковому стенду для исследования колебаний подвижного состава конструкции проф. И.И. Челнокова. Моделировался колебательный процесс порожнего и груженого вагонов с величиной статического прогиба подвешивания 50 мм. Физическая модель выполнена с соблюдением необходимых соотношений к инерционным параметрам образца (натуры) и пропорциональности их линейных размеров.

Выбранная расчетная схема проверялась по резонансному режиму методом вынужденных колебаний. Выяснено влияние инерционных параметров на величину собственных частот колебаний кузова вагона. Произведено сравнение расчетных и экспериментальных частот свободных колебаний шестисосного вагона (табл. I).

Таблица I

Вид колебаний	Частоты колебаний, гц				Погрешность, %	
	Расчетные		Экспериментальные		Порожний	Груженный
	Порожний	Груженный	Порожний	Груженный		
Подпрыгивание	5,57	2,28	5,9	2,22	5,94	0,54
Галопирование	6,04	2,74	6,46	2,72	6,97	0,78
Боковая качка	8,2	4,9	8,54	4,84	0,42	12,9
Вилляние	7,57	8,17	6,07	8,67	2,47	11,8
Боковой отброс	3,87	0,99	3,78	0,90	2,64	9,8

Расхождение расчетных и экспериментальных значений собственных частот колебаний груженого и порожнего вагонов в вертикальной продольной плоскости невелико. Несколько большая величина погрешностей соответствует колебаниям в горизонтальной и

поперечной плоскостях. Это объясняется различием величин моментов инерции расчетной модели кузова и обрессоренной части динамического станда. Устранение этой разницы вызывает несоответствие фактических весовых параметров модели кузова расчетным.

Для колебаний подпрыгивания произведен аналитический подсчет перемещений центра тяжести груженого вагона. Отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 7%.

Значения собственных частот и амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний, полученные на физических моделях, сопоставлялись с соответствующими результатами поездных испытаний шестiosных грузовых вагонов, проведенных ЦНИИ МПС. Так, для груженого вагона на тележках балансирующего типа со статическим прогибом 48 мм при скоростях движения свыше 80-90 км/ч отчетливо проявляются колебания подпрыгивания и галопирования с частотами 2,5-3 гц, что близко к данным, приведенным в табл. I. Качественная оценка графических зависимостей вертикальных ускорений кузова вагона от скорости движения при ходовых испытаниях обнаруживает их идентичность с характером аналогичных кривых, построенных по результатам испытаний на физической модели.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований колебательного процесса шестiosного грузового вагона можно сделать следующие выводы и дать рекомендации:

I. Разработанная классификация трехосных тележек позволяет установить тенденции развития ходовых частей шестiosных вагонов, выбрать расчетную схему для аналитического исследова-

ния колебательного процесса, облегчить работу по созданию скоростной тележки.

2. Анализ конструкций реосорного подвешивания трехосных тележек показал, что демпфирование, в основном, осуществляется фрикционными гасителями вертикальных колебаний. Наблюдается тенденция гашения всех основных видов колебаний.

3. Наибольшее распространение на отечественных и зарубежных железных дорогах получили трехосные тележки центрального подвешивания с рамой балансирующего типа, обеспечивающей равномерную нагрузку осей тележки при прохождении аппарелей вагонопрокидывателей, сортировочных горок и неровностей рельсового пути.

4. Во всем диапазоне исследуемых скоростей движения нарастание колебаний у шестiosного вагона на тележках с рамой составного типа меньше, чем у четырехосного на тележках ЦНИИ-УЗ-0, рис.1.

5. В качестве конструктивной схемы ходовых частей шестiosных вагонов для высоких скоростей движения можно рекомендовать трехосную тележку с рамой составного типа. Экипаж на тележках этой конструкции в интервале скоростей 110-130 км/ч имеет меньшие инкременты нарастания колебаний, чем аналогичный вагон на тележках с рамой балансирующего типа, рис.1.

6. Увеличение базы трехосной тележки от 3 до 3,5 м оцелью уменьшения ее воздействия на железнодорожный путь не оказывает существенного влияния на динамические показатели вагона в вертикальной плоскости. Изменение амплитуд суммарных векторов функции возмущения не превышает 8%. Определяющим фактором при выборе баз тележки является обеспечение удобства

осмотра и ремонта ее деталей.

7. Рациональные величины относительного трения фрикционных гасителей колебаний, устанавливаемых в рессорном подвешивании шестисосных грузовых вагонов, рекомендуется выбирать по графику, приведенному на рис.2.

8. При одинаковых величинах статического прогиба и состояниях рельсового пути коэффициенты относительного трения для трехосных тележек примерно на 11-14% меньше, чем для двухосных тележек грузовых вагонов.

9. Минимальные ускорения кузова груженого вагона достигаются при реализации фрикционными гасителями сил сопротивления на ходе сжатия в три раза меньших, чем при разгрузке рессорных комплектов.

10. Данные экспериментальных исследований колебательного процесса вагона на физических моделях хорошо согласуются с теоретическими результатами. Отклонение частот собственных колебаний в вертикальной продольной плоскости не превышает 7% для порожнего и 1% для груженого вагонов. Тенденции, вызываемые изменением параметров шестисосного вагона при изучении его колебательного процесса на электронных и физических моделях, подтверждаются данными ходовых испытаний.

Результаты выполненной работы использованы при выборе новой конструктивной схемы трехосной тележки грузовых вагонов на Аршевском вагоностроительном заводе.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих источниках:

И. Ч е л н е к о в И.М., С м а р а г д о в Г.Н.,  
Б а б а е в А.М. Анализ конструкций трехосных тележек грузо -

вых вагонов. Труды ДИИЖТа, вып.298, Л., "Транспорт", 1969.

2. Челноков И.И., Соколов М.М., Корнильев Е.А., Бабеев А.М. Выбор характеристик функционирования гасителей колебаний грузовых вагонов. Труды ДИИЖТа, вып.298, Л., "Транспорт", 1969.

3. Бабеев А.М. Анализ конструкций трехосных тележек грузовых вагонов и исследование движения вагона на трехосных тележках с составной рамой. Тезисы докладов первой республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников. Секция "Локомотивное и вагонное хозяйство", Днепропетровск, 1969.

Разделы работы по анализу и классификации трехосных тележек, исследованию устойчивости движения местосного вагона на тележках с рамой составного типа доложены на первой республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников в г.Днепропетровске. Работа в целом обсуждалась на заседаниях Научно-технического Совета Кременчугского филиала ВНИИВ и Технического совета ОГК Криковского вагоностроительного завода.

НТБ  
ДНУЖТ



---

Подписано к печати 19/XI - 1969 г. Уч.-изд. л. I

М-28454 Заказ № 1210 Тираж 150. Бесплатно

---

РГБ ЛНИИТа, Ленинград, Московский пр., 9.

24

НТБ  
ДНУЖТ