

На правах рукописи

Тимков Сергей Иванс



003069234

A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a long horizontal stroke extending to the right.

**ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНОВ ПРИ  
СИНФАЗНОСТИ КОЛЕБАНИЙ**

Специальность 05 22 07 – Подвижной состав железных дорог, тяга  
поездов и электрификация

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

Москва 2007 г

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московском государственном университете путей сообщения» (МИИТ)

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор  
**Хохлов Александр Алексеевич (МИИТ)**

Официальные оппоненты – доктор технических наук, профессор  
**Корольков Евгений Павлович (МИИТ)**  
– доктор технических наук, доцент  
**Сергеев Константин Александрович (РГОТУПС)**

Ведущая организация – **ОАО «НИИВАГОНОСТРОЕНИЯ» г. Москва**

Защита диссертации состоится «23» Мая 2007 г в ауд 2505 в 12<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 218 005 01 в Московском государственном университете путей сообщения (МИИТ) по адресу 127994, г Москва, ул Образцова, 15

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета

Автореферат разослан «23» Апреля 2007 г

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью учреждения, просим направлять по адресу совета университета

Ученый секретарь диссертационного совета Д 218.005.01

Доктор технических наук, профессор



Петров Г И

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы** Безопасность движения подвижного состава - важнейшее звено в жизнедеятельности железных дорог России В последние годы в отрасли проделана результативная работа по сокращению нарушений безопасности движения Динамика снижения аварийности на железных дорогах очевидна в сравнении 1992 года с 2003 общее число случаев брака в работе сократилось с 19086 до 5600, крушений - с 42 до 6, аварий - с 30 до 2 Но количество нарушений и в настоящее время ещё остаётся достаточно большим Одними из наиболее частых нарушений безопасности движения остаются сходы подвижного состава в грузовых поездах, особенно порожних вагонов В 2004/2005 гг зарегистрировано 51 и соответственно 39 случаев сходов подвижного состава в грузовых поездах Сходов в грузовом движении в 2005 году было в 19,5 раз больше, чем в пассажирском Среди сходов грузовых вагонов в 52 случаях за 2001 год или в 90%, сходили порожние вагоны Учитывая, что в среднем около 44% пробега вагон находится в порожнем состоянии, показатели схода порожних и груженых вагонов соотносятся как 11,5 1, то есть порожние вагоны сходят более чем в 10 раз чаще груженых

Известно, что вагоны строятся так, чтобы при их полной загрузке полубаза вагона являлась гириационным радиусом инерции В этом случае максимальные уровни динамических сил, действующих на первый и второй по ходу движения пятники вагона, а также максимальные значения динамических прогибов рессорных комплектов, определенные суммированием отдельных видов колебаний, равны При этом нагрузка на колесные пары является максимальной, а при обезгрузке колес, возникающей вследствие знакопеременности динамических процессов, величина вертикальной силы остается достаточной для обеспечения безопасности движения

При неполной загруженности вагонов, особенно при движении в порожнем состоянии, эти условия нарушаются Величины амплитуд и частот отдельных видов колебаний изменяются по величине и смещаются по фазе Это приводит к тому, что отдельные виды колебаний для одного пятника могут суммироваться или даже происходить в одной фазе, а для другого пятника - наоборот Тогда в первом случае максимальный уровень динамических сил будет существенно больше, чем во втором Практика обследования вагонов показывает, что первый и второй по ходу движения пятники изнашиваются неравномерно

Максимальной разности уровни динамических сил достигнут при синфазности колебаний Тогда для порожних и малозагруженных вагонов, имеющих малую статическую нагрузку, при знакопеременности действия динамические силы могут обезгрузить колесные пары

Поэтому проблема безопасности движения малозагруженных или порожних вагонов, при движении которых возникает синфазность колебаний, является актуальной

**Целью работы** является оценка безопасности движения вагонов при синфазности колебаний и выработка практических рекомендаций и предложений по обеспечению безопасности движения малозагруженных и порожних вагонов

Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие задачи

- выполнен анализ состояния безопасности движения вагонов и объективных причин, приводящих к возникновению опасных ситуаций,

- построены расчетные схемы, разработаны математические модели и применено программное обеспечение для оценки безопасности движения вагонов в прямых и кривых участках пути,

- установлены критерии оценки безопасности движения подвижного состава,

- проведены многовариантные расчеты при широком варьировании техническими параметрами вагонов и на основании критериев оценки безопасности движения определены условия возникновения опасных ситуаций,

- оценена безопасность движения подвижного состава с учетом полученных результатов моделирования,

- выработаны рекомендации по предотвращению возникновения опасных ситуаций в поездах при эксплуатации

**Методы исследований.** Теоретические исследования базируются на методах математического анализа, теоретической механики, динамики подвижного состава, статистики по безопасности движения подвижного состава. Обработка теоретических и экспериментальных результатов выполнена в средах Exel, MathCad, AutoCad

**Научная новизна диссертационной работы** заключается в следующем

- дана статистика и проведен анализ нарушений безопасности движения вагонов за последние десять лет,

- построена математическая модель движения вагона, которая преобразована с использованием методов эквивалентного преобразования, и позволяет оценить безопасность движения вагонов, в том числе при синфазности колебаний,

- определены условия возникновения синфазности колебаний,

- определён уровень динамических сил, возникающих при синфазности колебаний и угрожающих безопасности движения,

- обоснованы условия возникновения риска безопасности движения вагонов, особенно двигающихся в порожнем состоянии,

- выработаны рекомендации и предложения по обеспечению безопасности движения порожних вагонов

**Достоверность научных положений и выводов** Результаты выполненных расчетов вполне удовлетворительно согласуются с данными экспериментальных исследований. Это свидетельствует о достоверности предложенных методов расчета и пригодности их для оценки динамических характеристик вагонов и безопасности движения подвижного состава, особенно при возникновении синфазности колебаний

**Практическая ценность.** Выработаны практические рекомендации по обеспечению безопасности движения порожних вагонов, в том числе при синфазности колебаний и наличии отклонений в их содержании. Для уменьшения риска возникновения опасных ситуаций при движении вагона в порожнем состоянии необходимо рекомендовать

- ограничение скорости движения порожнего вагона до 70 км/ч при завышении фрикционного клина на величину более 5 мм,

- при коничности обода, равной 0,05 – 0,09, для обеспечения критериев безопасности движения необходимо ограничить скорость движения до 70 км/ч,

- при разнице высоты пружинных комплектов, расположенных с одной стороны вагона, более 4 мм необходимо ограничить скорость движения до 60 км/ч,

- при изменении суммарных продольных зазоров в буксовых проемах от 2 до 30 мм скорости движения ограничивается до 70 км/ч

**Апробация работы.** Основные положения диссертации были доложены на

- Научно – практической конференции «Безопасность движения поездов» МИИТ, г Москва, 2003 г (А А Хохлов, Д В Зотов, С И Тимков «Анализ нелинейной системы аналитическими методами»),

- Научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», Москва, 2004 (А А Хохлов, Д В Зотов, С И Тимков «Анализ безопасности движения подвижного состава на железных дорогах России»),

- Научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», Москва, 2005 (А А Хохлов, Г И Петров, С И Тимков «Безопасность движения порожних грузовых вагонов при синфазности колебаний»),

- Научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», Москва, 2006 (А А Хохлов, С И Тимков «Причины сходов вагонов при синфазности колебаний»)

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, библиографического списка. Она содержит 187 страниц машинописного текста, включающего 37 рисунков и 10 таблиц Библиографический список содержит 158 наименований

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** дана оценка актуальности темы диссертационной работы. Обоснована необходимость проведения анализа максимальных значений динамических сил, действующих на пятники вагонов, так как при синфазности отдельных видов колебаний могут возникать сходы подвижного состава, особенно при движении малозагруженных и порожних вагонов

**В первой главе** приведен краткий обзор исследований в области оценки динамической нагруженности и безопасности движения подвижного состава, опубликованных как в нашей стране, так и за рубежом

Крупные результаты в этом направлении получены учеными П С Анисимовым, И Б Бирюковым, Ю П Бороненко, М Ф Вериго, С В Вершинским, В Н Котурановым, В Д Кузьмичом, В И Киселевым, С Н Киселёвым, А Я Коганом, Е П Корольковым, В С Коссовым, В В Лукиным, Н А Панькиным, Г И Петровым, Ю С Роменом, А Н Савоськиным, А В Смольяниновым, К А Сергеевым, М М Соколовым, П А Устичем, В П Феоктистовым, В Н Филипповым, А А Хохловым, В Д Хусидовым, Ю М Черкашиным, а также зарубежными учеными – Дж Калкером, А де Патером, Ж Соважем, Х Хейманом и многими другими. В работах большое внимание уделяется влиянию динамики на безопас-

ность движения подвижного состава, особенно на сходы вагонов при различной загруженности, в том числе при порожнем режиме

Рассмотрены основные узлы системы управления безопасностью движения, представленные в работах П.С. Шанайца, С.И. Чаплинского, В.М. Лисенкова, Ю.М. Черкашина, А.З. Цфасмана, Н.Г. Шабалина и других, где рассматриваются системы управления безопасностью движения нового поколения на базе современных информационных технологий, и с учётом «человеческого фактора»

Несмотря на общую тенденцию сокращения аварийности на сети железных дорог, такие нарушения, как сходы вагонов в малозагруженном или порожнем состоянии происходят довольно часто.

Поэтому дан анализ разрабатываемой в настоящее время системе управления безопасностью движения подвижного состава, которая позволяет отслеживать возникновение опасных ситуаций в поездах, а с внедрением стационарной и бортовой диагностической техники даёт возможность значительно уменьшить случаи крушений и аварий поездов

А так же для решения поставленной задачи необходимо

- проанализировать статистические данные причин возникновения опасных ситуаций при оценке безопасности движения,
- охарактеризовать основные стационарные и бортовые системы диагностирования деталей и узлов подвижного состава, обеспечивающие безопасное движение,
- построить математические модели колебаний вагонов для оценки динамической нагруженности, в том числе при синфазности колебаний,
- использовать методику эквивалентного преобразования исходных систем уравнений, базирующую на правиле исключения переменных,
- построить модель колебаний вагонов, представленную системой отделившихся дифференциальных уравнений,
- определить расчетные зависимости для оценки нагруженности вагонов, в том числе малозагруженных и порожних,
- дать оценку безопасности движения вагона в кривых участках пути различного радиуса с учётом синфазности колебаний и наличии других различных отклонений в содержании ходовых частей

**Во второй главе** представлена математическая модель для оценки динамической нагруженности вагонов, в том числе при синфазности колебаний

Для построения математической модели колебаний общий вид расчетной схемы показан на рис. 1. На рисунке показаны сечения, которые разбивают расчётную схему на несколько простых, что упрощает и облегчает алгоритм построения математической модели колебаний

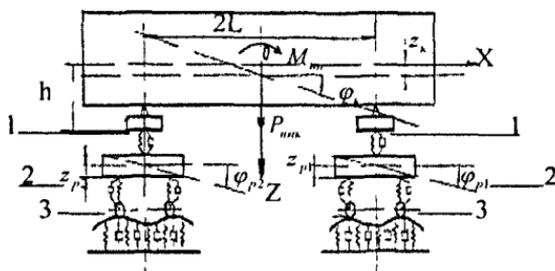


Рис 1 Общий вид расчётной схемы

Рассмотрев вид расчетной схемы, представленной на рис 2, по сечению 1-1, получим, после преобразований, уравнения вида

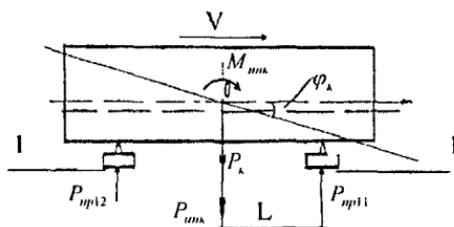


Рис 2 Вид расчётной схемы по сечению 1-1

$$m_k z_k'' + \sum_{j=1}^2 P_{np1j} = P_k \quad j = \overline{1, 2} \quad (1)$$

$$I_{kx} \varphi_k'' + (P_{np11} - P_{np12})L = 0 \quad (2)$$

Рассмотрев далее расчетные схемы по сечениям 2-2 и 3-3, получим после преобразования для вертикальных колебаний подпрыгивания и галопирования рам тележек и подпрыгивания колесных пар уравнения вида

$$m_p z_{p1}'' - P_{np11} + P_{11} + P_{12} = P_p \quad (3)$$

$$m_p z_{p2}'' - P_{np12} + P_{13} + P_{14} = P_p \quad (4)$$

$$I_{p1} \varphi_{p1}'' + (P_{11} - P_{12})l = 0, \quad (5)$$

$$I_{p2} \varphi_{p2}'' + (P_{13} - P_{14})l = 0 \quad (6)$$

$$m z_{it}'' - P_{it} + T_{it} = P_{sp}, \quad \text{где } i = \overline{1, 4}, \quad (7)$$

Аналогично, рассмотрев расчетные схемы в горизонтальной поперечной плоскости для колебаний поперечного отхода, виляния и боковой качки кузова вагона, рам тележек и колесных пар получим уравнения вида

$$m_k y_k'' + \sum_{j=1}^2 P_{np2j} = 0 \quad (8)$$

$$I_{xz}\Psi_k^{II} + (P_{np21} - P_{np22})L = 0, \quad (9)$$

$$m_p y_{p1}^{II} + P_{21} + P_{22} - P_{np21} = 0, \quad (10)$$

$$m_p y_{p2}^{II} + P_{23} + P_{24} - P_{np22} = 0, \quad (11)$$

$$I_{p-}\Psi_{p1}^{II} + (P_{21} - P_{22})l + (T_{21} + T_{22})b = 0, \quad (12)$$

$$I_{p-}\Psi_{p2}^{II} + (P_{23} - P_{24})l + (T_{23} + T_{24})b = 0, \quad (13)$$

$$m y_i^{II} + \frac{2\kappa}{V} y_i^I - 2\kappa\Psi_i = P_{2i}, \quad (14)$$

$$\Gamma\Psi_i^{II} + \frac{2\kappa S^2}{V} \Psi_i^I + \frac{2\kappa S\mu}{r} (y_i - \eta_{2i}) = T_{2i} b, \quad (15)$$

$$I_{\lambda\lambda}\theta_k^{II} + 2(C_1 b^2 + C_4 S^2)\theta_k + 2(F_1 b \text{sign} b \theta_k^I + F_4 S \text{sign} S \theta_k^I) + h \sum_{j=1}^2 P_{nj} = 0, \quad (16)$$

$$\text{где } m_\lambda = m_{\lambda_0} + 2m_n, \quad I_{\lambda\lambda} = I_{\lambda_0} + 2m_n L^2,$$

$$I_{\lambda z} = I_{\lambda_0} + 2m_n L^2, \quad I_{\lambda x} = I_{\lambda_0} + 2I_{\lambda_0},$$

В формулах приняты обозначения

-  $m$ ,  $m_p$ ,  $m_n$ ,  $m_k$  - соответственно массы колесной пары, рамы тележки, надрессорной балки и кузова вагона,

-  $I_{py}$ ,  $I_{py}$  - моменты инерции соответственно рамы тележки и кузова вагона относительно оси  $y$ ,

-  $I$ ,  $I_p$ ,  $I_z$  - соответственно моменты инерции колесной пары, рамы тележки и кузова вагона относительно оси  $z$ ,

-  $I_x$ ,  $I_x$  - соответственно моменты инерции надрессорной балки и кузова вагона относительно оси  $x$ ,

-  $P_{kp}$ ,  $P_p$ ,  $P_k$  - силы тяжести соответственно колесной пары, рамы тележки и кузова вагона с надрессорными балками,

-  $z_{1-4}$ ,  $z_{p1}$ ,  $z_x$ ,  $\varphi_{p1}$ ,  $\varphi_x$  - ординаты колебаний подпрыгивания и углы галопирования соответственно колесной пары, рамы тележки и кузова вагона,

-  $y_{1-4}$ ,  $y_{p1}$ ,  $y_x$ ,  $\Psi_{1-4}$ ,  $\Psi_p$ ,  $\Psi_x$  - ординаты колебаний поперечного отбоя и углы виляния соответственно колесной пары, рамы тележки и кузова вагона,

-  $\theta_x$  - угол боковой качки кузова вагона,

-  $2S$ ,  $r$ ,  $\mu$  - соответственно ширина колеи, радиус и коничность колес,

-  $\kappa$  - коэффициент пропорциональности, имеющий размерность силы

Рассматриваемая задача об оценке динамических качеств и безопасности движения вагонов, в том числе порожних, сводится к исследованию математической модели, представленной системой дифференциальных уравнений 50-го порядка

Система дифференциальных уравнений написана с учетом возможности реализации сил как сухого так и вязкого трения в гасителях колебаний, что является удобным при определении условий возникновения синфазности колебаний, оценке критических скоростей и условий безопасности движения подвижного состава

В третьей главе для получения автономных дифференциальных уравнений, позволяющих более просто найти решение задачи, выполнено эквивалентное преобразование исходных математических моделей при вязком трении в гасителях колебаниях. Из полученной системы дифференциальных уравнений следует, что вертикальные колебания четырехосного вагона описываются выражениями (1)-(7), имеет место 20-й порядок, а горизонтальные колебания - соответственно дифференциальными уравнениями (8)-(16), т.е. имеет место 30-й порядок системы. В указанных исходных системах дифференциальных уравнений независимые переменные исключены так, что получены отделившиеся уравнения с использованием эквивалентного преобразования систем и правила исключения переменных.

Принятое правило исключения переменных заключается в следующем: выбираются два уравнения, в которых члены с исключаемой переменной переносятся в правые части, затем левые части первого уравнения умножаются на правые части второго и полученный результат приравнивается произведению левой части второго уравнения на правую часть первого, но при этом исключаемая переменная, или группа их, не пишется, а порядок ее производной прибавляется к порядку соответствующих переменных, стоящих в левых частях первого и второго уравнений. Этот процесс продолжается до тех пор, пока не будет получено отделившееся автономное уравнение. Использование методики дало возможность в общем виде эквивалентно преобразовать исходные математические модели колебаний вагонов.

Для колебаний поперечного отнosa кузова четырехосного вагона формула, например, будет иметь вид

$$I_{m_i}(y_i) + v_{m_i} = 0 \quad (17)$$

$$\text{где } I_{m_i}(y_i) = \sum_{j=1}^{N_i} a_j y_i^{(j)} + a_0 y_i$$

$$v_{m_i} = \frac{\beta_0 I_{k_i}}{2(C_0(C_1\delta^2 + C_4\delta^2))} \sum_{j=1}^2 I_{m_j}^{(j)} + \frac{(C_0 I_{k_i} + 2\beta_0(\beta_1\delta^2 + \beta_4\delta^2))}{2(C_0(C_1\delta^2 + C_4\delta^2))} \sum_{j=1}^2 I_{m_j}^{(j)} + \frac{\beta_0(C_1\delta^2 + C_4\delta^2) + (C_0(\beta_1\delta^2 + \beta_4\delta^2))}{(C_0(C_1\delta^2 + C_4\delta^2))} \sum_{j=1}^2 I_{m_j}^{(j)} + \sum_{j=1}^2 I_{m_j}^{(j)}$$

Общая формула для определения значений коэффициентов  $a_i$  для колебаний поперечного отнosa кузова четырехосного вагона имеет вид

$$a_i = 2A_i + \frac{2(I_{k_i} + m_i h^2)(A_{i-1} + \frac{\beta_0}{C_0} A_{i-1}) + m_i I_{k_i} (B_{i-1} + \frac{A_{i-1} + 2\beta_0 B_{i-1}}{2C_0})}{2(C_1\delta^2 + C_4\delta^2)} + \frac{(\beta_1\delta^2 + \beta_4\delta^2) \left[ 2A_{i-1} + m_i (B_{i-1} + \frac{A_{i-1}}{2C_0}) + \frac{\beta_0}{C_0} (2A_{i-1} + m_i B_{i-1}) \right]}{(C_1\delta^2 + C_4\delta^2)} + m_i (B_{i-1} + \frac{A_{i-1} + 2\beta_0 B_{i-1}}{2C_0}) + \frac{2A_{i-1}\beta_0}{C_0} \quad , \quad (18)$$

при  $0 > i > 10$   $B_i = 0$ , при  $0 > i > 12$   $A_i = 0$

$$\frac{I_{x1}}{2\beta_0 I} \psi'' + 2\psi' l + \frac{2\zeta_0 J}{\beta_0} \psi = (y_{i1}' - y_{i2}') + \frac{\zeta_0}{\beta_0} (v_{i1} - v_{i2}) \quad (19)$$

Применив принятое правило исключения переменных для полученного уравнения окончательно для колебаний виляния кузова четырёхосного вагона найдем

$$L_{n1}(\psi_n) + y_{n1} = 0, \quad (20)$$

где  $L_{n1}(\psi_n) = \sum_{i=1}^{14} a_i \psi_n^{(i)} + \zeta_{n1} \psi_n$

$$y_{n1} = \frac{1}{I} \left[ \frac{\beta_0}{\zeta_0} (l_{m1} - l_{n1}) + l_{m1} - l_{n1} \right]$$

Общая формула для определения значений коэффициентов  $a_i$  для колебаний виляния кузова четырёхосного вагона имеет вид

$$a_i = 2A_i + \frac{2\beta_0}{\zeta_0} A_{i-1} + m_{21} \left( B_{i-2} + \frac{A_{i-2} + 2\beta_0 B_{i-1}}{2\zeta_0} \right), \quad i = \overline{0, 14}, \quad (21)$$

при  $0 > i > 10$   $B_i = 0$ , при  $0 > i > 12$   $A_i = 0$ ,  $m_{21} = \frac{I_{x2}}{L^2}$

Из выражений (17), (20) следует, что в уравнениях независимые переменные полностью отделились Система дифференциальных уравнений 50-го порядка, описывающая колебания четырёхосного вагона, распалась на шесть отделившихся уравнений – два из которых 6-го порядка, два 4-го, одно – 16-го и одно – 14-го порядка Полученные автономные уравнения полностью аналогичны системе исходных дифференциальных уравнений, имеют полное соответствие по начальным данным, суммарный порядок отделившихся уравнений равен порядку рассматриваемой исходной системы Автономные уравнения позволяют получить аналитическое решение для оценки вынужденных колебаний подвижного состава и определить условия возникновения синфазности колебаний

**Четвёртая глава** посвящена выводу расчётных зависимостей для определения динамической нагруженности вагонов и определения условий возникновения синфазности колебаний При определении расчётных зависимостей для оценки колебаний принимаются неровности, представленные суммами гармоник

Причём, при выводе зависимостей неровности принимаются для каждой колесной пары вагона с учетом их сдвига по фазе В результате подстановки в уравнение неровностей и выполнения несложных преобразований для колебаний подпрыгивания кузова вагона получено выражение

$$L_n(Z_n) = A \left[ P \sin \omega_1 \left( t - \frac{\ell + L_1 + L}{V} \right) + Q \cos \omega_1 \left( t - \frac{\ell + L_1 + L}{V} \right) \right] + f_{i1}, \quad (22)$$

где  $P = \cos \frac{2\pi\ell}{L_n} \cos \frac{2\pi L_1}{L_n} \cos \frac{2\pi L}{L_n} \left[ \frac{\beta_1 \beta_{11} \beta_{111}}{C_1 C_1 C_{11}} \omega_1^3 - \omega_1 \left( \frac{\beta_1}{C_1} + \frac{\beta_{11}}{C_1} + \frac{\beta_{111}}{C_{11}} \right) \right]$ , (23)

$$Q = \cos \frac{2\pi\ell}{L_n} \cos \frac{2\pi L_1}{L_n} \cos \frac{2\pi L}{L_n} \left[ 1 - \omega_1^2 \left( \frac{\beta_1 \beta_{11}}{C_1 C_1} + \frac{\beta_1 \beta_{111}}{C_1 C_{11}} + \frac{\beta_{11} \beta_{111}}{C_1 C_{11}} \right) \right], \quad (24)$$

$$f_{i1} = f_{im} - A \quad (25)$$

Решая уравнение (22), для оценки амплитуд вынужденных колебаний подпрыгивания кузова вагона найдем зависимость

$$Z_n = AM_n f_n \sin \left[ \omega_1 \left( t - \frac{\ell + L_1 + L}{V} \right) + \gamma_1 \right] + f_{\text{ин}}, \quad (26)$$

$$\text{где } M_n = \sqrt{P^2 + Q^2}, \quad f_n = \frac{1}{\sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}}, \quad \gamma_1 = \text{arctg} \frac{Q_1}{P_1},$$

$$\Delta_1 = -\omega_1^6 a_1 + \omega_1^4 a_4 - \omega_1^2 a_2 + a_0, \quad \Delta_2 = \omega_1^5 a_3 - \omega_1^3 a_1 + \omega_1 a_1,$$

$M_n f_n$  - коэффициент динамичности, коэффициент нарастания амплитуд колебаний подпрыгивания кузова вагона

Аналогично из выражения для оценки амплитуд вынужденных колебаний галопирования кузова вагона получим уравнение

$$\varphi_n = \frac{A}{L} M_1 f_1 \cos \left[ \omega_1 \left( t - \frac{\ell + L_1 + L}{V} \right) + \gamma_2 \right], \quad (27)$$

$$\text{где } M_1 = \sqrt{M^2 + N^2} = \text{tg} \frac{2\pi L}{L_n} \sqrt{P^2 + Q^2}, \quad f_1 = \frac{1}{\sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_4^2}}, \quad \gamma_2 = \text{arctg} \frac{-N_1}{M_1},$$

$$\Delta_1 = -\omega_1^6 \theta_1 + \omega_1^4 \theta_4 - \omega_1^2 \theta_2 + \theta_0, \quad \Delta_4 = \omega_1^5 \theta_3 - \omega_1^3 \theta_1 + \omega_1 \theta_1,$$

$M_1 f_1$  - коэффициент динамичности для колебаний галопирования кузова вагона

Аналогично определяются динамические характеристики вагонов в горизонтальной плоскости

Из исходных систем дифференциальных уравнений (1)-(16) для определения динамических сил, действующих в центральном рессорном подвешивании вагонов, получим

$$P_n = P_n \sin \left[ \omega_1 \left( t - \frac{\ell + L_1 + L}{V} \right) + \alpha_n \right] + \frac{P_n}{2} \quad (28)$$

$$P_{\text{ст}} = P_{\text{ст}} \sin \left[ \omega_1 \left( t - \frac{\ell + L_1 + L}{V} \right) + \gamma_n \right] + \frac{P_{\text{ст}}}{2}, \quad (29)$$

$$P_{\text{в}} = \frac{A\omega_1^2}{2} \sqrt{(m_n Q_1 + m_{11} M_1)^2 + (m_n P_1 + m_{11} N_1)^2}, \quad (30)$$

$$P_{\text{н}} = \frac{A\omega_1^2}{2} \sqrt{(m_n Q_1 - m_{11} M_1)^2 + (m_n P_1 - m_{11} N_1)^2}, \quad (31)$$

$$\alpha = \text{arctg} \frac{m_n Q_1 + m_{11} M_1}{m_n P_1 + m_{11} N_1}, \quad \gamma_n = \text{arctg} \frac{m_n Q_1 - m_{11} M_1}{m_n P_1 - m_{11} N_1}, \quad (32)$$

При учете в расчетах суммы неровностей необходимо во всех уравнениях к вычисленным при  $\omega_1$  зависимостям добавить аналогичные им при  $\omega_2, \dots, \omega_n$  и, следуя принципу суперпозиции, исследовать динамические характеристики экипажей, движущихся по неровностям железнодорожного пути, имеющим различные длины волн. Зная вероятности появления различных неровностей, можно исследовать динамические процессы вагонов в статистической постановке, определить вероятностный характер динамических сил.

При определении сил, действующих в буксовом подвешивании, основной составляющей является величина силы, возникающей в центральном подвешивании, так как другие составляющие при низкочастотных колебаниях вследствие малости величин  $m_p$  - незначительны.

Как следует из уравнений (30 - 31), максимальные значения динамических сил, действующих на первый и второй по ходу вагона пятники

различны

Подставив значения  $Q_1, M_1, P_1, N_1$  в уравнения (30 - 31), получим для определения динамических сил выражение

$$P_n = \frac{A\omega_1}{2} \cos \frac{2\pi t}{L_n} \cos \frac{2\pi l}{L_n} \left[ \frac{1 + \omega_1 \left( \frac{\beta_1}{\zeta_1} + \frac{\beta_1}{\zeta_1} + \frac{\beta}{\zeta} \right) + \omega_1^2 \left( \frac{\beta_1 \beta_1}{\zeta_1 \zeta_1} + \frac{\beta_1 \beta}{\zeta_1 \zeta} + \frac{\beta_1 \beta_1}{\zeta_1 \zeta} \right) + \omega_1^3 \frac{\beta_1 \beta_1 \beta}{\zeta_1 \zeta_1 \zeta}}{m_1^* \cos \frac{2\pi l}{L_n} \quad m_{11} \sin \frac{2\pi l}{L_n} \quad 2m_1 m_{11} \sin \frac{2\pi l}{L_n} \cos \frac{2\pi l}{L_n} (\Delta_1 \Delta_4 - \Delta \Delta_1)} \right] \quad (33)$$

где при определении сил, действующих на первый по ходу вагона пятник, необходимо принимать знак плюс, а для второго - минус

Как видно из выражения (33), для того, чтобы максимальные уровни динамических сил, действующих на первый и второй пятники, были равны и распределение динамических сил было равномерным, необходимо, чтобы для каждого вагона выполнялось условие  $\Delta_1 \Delta_4 - \Delta \Delta_1 = 0$ , а это возможно при удовлетворении равенств

$$\begin{aligned} a_6 \sigma_1 &= a_5 \sigma_6, \\ a_6 \sigma_1 + a_4 \sigma_1 &= a_5 \sigma_4 + a_3 \sigma_6, \\ a_6 \sigma_1 + a_4 \sigma_1 + a_2 \sigma_5 &= a_5 \sigma_2 + a_1 \sigma_4 + a_1 \sigma_1, \\ a_4 \sigma_1 + a_2 \sigma_1 + a_0 \sigma_5 &= a_5 \sigma_0 + a_1 \sigma_2 + a_1 \sigma_4, \\ a_2 \sigma_1 + a_0 \sigma_1 &= a_1 \sigma_0 + a_1 \sigma_2, \\ a_0 \sigma_1 &= a_1 \sigma_0 \end{aligned} \quad (34)$$

или в частном случае при  $a_i = \sigma_i$ , т.е. при  $m_k = m_{11} = \frac{I_n}{L^2}$ , то есть  $L$  - полу база вагона должна являться гирационным радиусом инерции

При выполнении условий  $m_k = m_{11}$  выражение (35) имеет вид

$$P_n = P_n' = \frac{Am_1 \omega_1}{2} \cos \frac{2\pi t}{L_n} \cos \frac{2\pi l}{L_n} \sqrt{\frac{1 + \omega_1 \left( \frac{\beta_1}{\zeta_1} + \frac{\beta_1}{\zeta_1} + \frac{\beta}{\zeta} \right) + \omega_1^2 \left( \frac{\beta_1 \beta_1}{\zeta_1 \zeta_1} + \frac{\beta_1 \beta}{\zeta_1 \zeta} + \frac{\beta_1 \beta_1}{\zeta_1 \zeta} \right) + \omega_1^3 \frac{\beta_1 \beta_1 \beta}{\zeta_1 \zeta_1 \zeta}}{\Delta_1 + \Delta}} \quad (35)$$

Кроме того, максимальные значения динамических сил  $P_{q1}$  и  $P_{q4}$  (33) равны, если  $\sin \frac{4\pi L}{L_n} = 0$  Это имеет место тогда, когда длина волны

возмущающей функции кратна базе вагона и происходят либо только колебания галопирования при  $\frac{4\pi l}{L_n} = \pi$ ,  $2L = 0.5L_n$  и в выражении (33)

$\cos \frac{2\pi l}{L_n} = 0$ , либо только колебания подпрыгивания кузова вагона при

$\frac{4\pi l}{L_n} = 2\pi$ ,  $2L = L_n$  и в выражении (33)  $\sin \frac{2\pi l}{L_n} = 0$ .

Как видно из зависимости (33) на пятники вагона действуют одинаковые максимальные уровни динамических сил только при выполнении условий (34) Если вагон мало загружен или порожний, условия (34) не выполняются, полу база вагона не является гирационным радиусом инерции, то при определении динамических сил для одного из пятников (30-31) составляющие могут иметь максимальные значения, возникающие в одной фазе, и тогда величина динамической силы, действующей на один пятник, будет весьма значительной в сравнении с другим пятником Возникают условия совпадения отдельных видов и частот колебаний, и наступает синфазность колебаний Зависимости (30 - 31) и (33)

позволяют дать обоснование тому факту, почему пятники одного вагона изнашиваются неравномерно, особенно в замкнутых маршрутах поездов. Условия отсутствия синфазности колебаний (34) позволяют определить параметры вагонов, при которых максимальные уровни динамических сил, действующих на пятники, равны. Выполнив аналогичные преобразования определяются условия возникновения или отсутствия синфазности при оценке горизонтальных колебаний.

При оценке возникновения опасных ситуаций необходимо в комплексе с синфазностью колебаний при движении порожних вагонов дополнительно оценить влияние на безопасность движения наличие отклонений в содержании ходовых частей.

Для проверки обоснованности выбранной расчётной схемы и достоверности полученных результатов проведены расчёты по оценке динамических характеристик и проведено их сравнение с экспериментальными данными. На рис 3 и 4 показаны графики зависимости максимальной значений амплитуд колебаний подпрыгивания и галопирования от скорости движения, где приняты обозначения кривые 1 и 2 определены при неровностях пути с длиной волны 25 и 12,5 м, кривая 3 - соответственно при суммарной возмущающей функции и длине волны, равной 25 м, кривая 4 - экспериментальные значения, которые приняты в соответствии с достаточно полными исследованиями, выполненными ВНИИЖТом и МИИТом. Результаты расчетов получены при амплитуде возмущающей функции, равной 0,01 м.

Из сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными видно, что динамические характеристики, вычисленные теоретически и определенные экспериментально, согласуются вполне удовлетворительно. Погрешность не превышает 6 %.

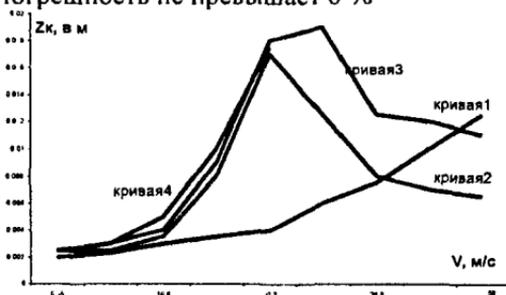


Рис 3 График зависимости максимальной значений амплитуд колебаний подпрыгивания четырехосного вагона от скорости движения.

Проведён анализ влияния различных параметров на уровень динамических сил, который показал, что эффективным путем снижения уровня динамических сил является уменьшение жесткости рессорного подвешивания. При увеличении гибкости подвешивания в 2 раза уровень сил уменьшается в 2,5-3,0 раза. Исследования позволили проанализировать влияние жесткости подрельсового основания на величину динамических сил. Установлено, что максимальные расчетные значения сил при учете конечной жесткости пути и скоростях движения до 27,7 м/с на 10-12% больше, а при повышенных скоростях - на 8-10% меньше аналогичных величин, вычисленных для абсолютно жесткого пути. При

жесткости подрельсового основания, равной  $3 \cdot 10^5$  кН/м и более, можно считать путь недеформируемым



Рис 4 График зависимостей максимальных значений  $\varphi_k L$  от скорости движения четырехосного вагона

Полученные зависимости для установления причин дополнительной обезгрузки колес, возникновения опасных ситуаций, особенно для порожних вагонов, показывают что для равномерного распределения максимальных значений динамических сил по пятникам необходимо при проектировании вагонов стремиться к выполнению условий (34) как для груженых, так и для порожних вагонов или, в частном случае, равенству  $a_1$  и  $b_1$ , что возможно при  $m_k = m_{11}$ . Расчёты показывают, что если при использовании полной грузоподъемности гирационный радиус инерции равен половине базы вагона, то в диапазоне эксплуатационных скоростей движения уровень динамических сил будет меньше на 30-40%

В пятой главе представлена оценка уровня динамических сил и безопасности движения подвижного состава при синфазности колебаний. Определены динамические характеристики, возникающие при движении вагона, в том числе при синфазности колебаний.

Для анализа спектра собственных частот на основе базового четырехосного полувагона рассмотрено несколько вариантов железнодорожных экипажей, изменяемые расчетные параметры которых приведены в табл. 1

Расчетные параметры различных вариантов вагонов

Таблица 1

|                 |      |      |      |     |     |     |      |      |        |
|-----------------|------|------|------|-----|-----|-----|------|------|--------|
| Номер варианта  | 1    | 2    | 3    | 4   | 5   | 6   | 7    | 8    | 9      |
| $10 C_1$ , кН/м | 400  | 200  | 100  | 50  | 600 | 800 | 1000 | 2000 | $10^5$ |
| Номер варианта  | 10   | 11   | 12   | 13  | 14  | 15  | 16   | 17   | 18     |
| $10 C_2$ , кН/м | 4000 | 2000 | 1000 | 800 | 600 | 400 | 200  | 100  | 50     |

В вариантах расчета 1-9 вертикальная жесткость буксового подвешивания принималась равной  $10^6$  кН/м, а в вариантах 10-18 - жесткость центрального подвешивания - равной  $4 \cdot 10^7$  кН/м

Из табл. 1 следует первый расчетный вариант полностью соответствует характеристикам типового четырехосного полувагона, установленного на тележках ЦНИИ-ХЗ, во 2-8 вариантах представлены вагоны, имеющие при центральном расположении рессорного подвешивания

вания различные значения статического прогиба, девятый вариант полностью соответствует экипажу с жесткими связями, в 10-18 вариантах рассматриваются экипажи с различным распределением статического прогиба в центральном и буксовом подвешивании

Для рассматриваемых вариантов экипажей анализ собственных частот колебаний подтвердил вывод о том, что для отсутствия явлений резонанса в зоне эксплуатационных скоростей движения необходимо уменьшать уровень собственных частот колебаний обрессоренных частей вагона (экипажи 3, 4, 17 и 18) Для колебаний галопирования рам двухосных тележек уровень частот значительно выше частоты возмущающей функции, определенной при длинных неровностях пути, и явления резонанса возможны только при движении вагона по коротким неровностям пути

Определим уровень динамических сил для полувагона с базой  $2L=8,65$  м, гружёного так, что имеет место неравенство  $m_{11} \neq m_k$ , вследствие больших значений моментов инерции или малой базы вагона, то есть колебания отдельных видов смещены, условия (34) не выполняются, имеет место синфазность колебаний

В соответствии с выражением (33) динамические силы, действующие на первый и второй по ходу движения вагона пятники, различны В табл 2 приведены значения динамических сил, вычисленные для четырехосного полувагона ( $m_k = 7,5 \cdot 10^4$  и  $m_{11} = 11,2 \cdot 10^4$  кг,  $C_3 = 4 \cdot 10^3$ ,  $C_2 = 10^6$  и  $C_b = 10^5$  кН/м) при его движении по неровностям пути с длинами волн соответственно 12,5 и 25 м и амплитудой 0,01 м В числителе и знаменателе указаны величины сил, действующие на первый и второй по ходу вагона пятники

Максимальные значения динамических сил, действующих на пятники вагона

Таблица 2

| V м/с | P <sub>п</sub> в 10 кН при L <sub>п</sub> м |       |
|-------|---|-------|
|       | 12,5  | 25,0  |
| 5,55  | 0,37  | 0,1   |
|       | 0,37  | 0,1   |
| 11,1  | 1,77  | 0,42  |
|       | 1,79  | 0,42  |
| 16,6  | 5,63  | 1,01  |
|       | 5,96  | 1,01  |
| 22,2  | 15,84                                       | 2,02  |
|       | 21,32                                       | 2,0   |
| 27,7  | 18,66                                       | 3,72  |
|       | 26,78                                       | 3,65  |
| 33,3  | 11,57                                       | 6,77  |
|       | 19,29                                       | 6,47  |
| 38,8  | 11,24                                       | 12,81 |
|       | 14,52                                       | 11,57 |

Как видно из табл 2, максимальные динамические силы, действующие на первый и второй по ходу вагона пятники вследствие синфаз-

ности колебаний, различны. При скорости 27,7 м/с разница в уровнях динамических сил достигает более 8 тонн.

Аналогичные значения динамических сил, вычисленных в зависимости от массы кузова вагона при его движении по неровности пути с длиной волны 12,5 м, представлены в табл. 3.

Из анализа данных табл. 2 и 3 следует, что при движении вагона по неровностям пути в общем случае динамические силы, действующие на пятники, различны и их максимальные уровни отличаются в 1,5 - 2,0 раза и более. При движении по неровности  $L_n = 12,5$  м и  $m_k \ll m_{11}$  более нагруженным является второй, а при  $L_n = 25,0$  м - первый по ходу движения вагона пятник. Если  $m_k \gg m_{11}$ , то положение изменяется на противоположное. При выполнении условий (34) достигается равномерное распределение вертикальных динамических сил. С позиции безопасности движения проектировать вагоны необходимо такими, чтобы при их эксплуатации выполнялось равенство  $m_k = m_s = \frac{I_{21}}{L^2}$ . Тогда в диапазоне эксплуатационных скоростей движения уровень динамических сил уменьшится на 30 - 40%.

Максимальные значения динамических сил, действующих на пятники вагона и вычисленных в зависимости от массы кузова

Таблица 3

| V, м/с | P <sub>ц</sub> в 10 кН при m <sub>k</sub> 10 <sup>4</sup> кг |              |              |  |   |
|--------|--|--------------|--------------|--|---|
|        | 1,5  | 2,5          | 5,0          | m <sub>k</sub> = m <sub>11</sub> = 7,5 | m <sub>k</sub> = m <sub>11</sub> = 11,2 |
| 5,55   | <u>0,31</u>  | <u>0,34</u>  | <u>0,35</u>  | 0,27                                   | 0,4                                     |
|        | 0,31   | 0,34         | 0,35         |  |   |
| 11,1   | <u>1,42</u>  | <u>1,64</u>  | <u>1,68</u>  | 1,22                                   | 2,01                                    |
|        | 1,5  | 1,66         | 1,7          |  |   |
| 16,6   | <u>3,41</u>  | <u>5,4</u>   | <u>5,43</u>  | 3,44                                   | 6,77                                    |
|        | 4,59   | 5,56         | 5,7          |  |   |
| 22,2   | <u>4,02</u>  | <u>6,37</u>  | <u>16,48</u> | 8,88                                   | 22,76                                   |
|        | 7,31   | 10,83        | 19,88        |  |   |
| 27,7   | <u>4,95</u>  | <u>10,86</u> | <u>11,35</u> | 19,83                                  | 19,9                                    |
|        | 7,1  | 11,99        | 21,5         |  |   |
| 33,3   | <u>4,23</u>  | <u>8,32</u>  | <u>10,83</u> | 19,18                                  | 14,29                                   |
|        | 6,3  | 10,06        | 20,66        |  |   |
| 38,8   | <u>3,88</u>  | <u>6,1</u>   | <u>6,82</u>  | 15,0                                   | 11,99                                   |
|        | 6,0  | 8,9          | 18,93        |  |   |

Используя найденные зависимости, определим динамические характеристики и построим развертку их на длине рельсового звена.

На рис. 5 и 6 представлены графики зависимости динамических характеристик четырехосного вагона (экипаж 1, см. табл. 1), вычисленных при движении вагона по двугорбой неровности с длиной волны, равной соответственно длине рельсового звена 12,5 и 25 м и амплитудой  $A = 0,0085$  м.

Динамические характеристики определены при скорости движения, равной 33,33 м/с. На рис 5 и 6 приняты обозначения величины амплитуд колебаний подпрыгивания  $Z_k$  (кривая 1),  $\varphi_k L$  (кривая 2),  $\varphi_{p1} l$  (кривая 3), динамических сил  $P_{np11}$  (кривая 4) и  $P_{11}$  (кривая 5), вычисленные в различных точках на всей длине волны неровности. Как следует из представленной развертки (см рис 5), максимальные значения динамических сил  $P_{np11} = 390,3$  кН и  $P_{11} = 178,4$  кН для первой по ходу вагона тележки и колесной пары возникают практически в районе стыка рельсовых звеньев при  $X = 0,625$  м, так как при этом в соответствии с расчетными зависимостями к величине  $Z_k = 0,0154$  м (кривая 1) прибавляются динамические характеристики от  $\varphi_k L = 0,0032$  м (кривая 2), а вычитаются - только от  $\varphi_{p1} l = 0,0015$  м (кривая 3). При максимальных значениях амплитуд колебаний подпрыгивания  $Z_k = 0,0175$  м,  $X = 11,25$  м, динамические силы имеют меньшие величины, так как из  $Z_k$  вычитаются  $\varphi_k L = 0,0006$  м и  $\varphi_{p1} l = 0,0052$  м.

В соответствии с результатами расчетов (см рис 6) максимальные значения динамических сил  $P_{np11} = 202,2$  кН,  $P_{11} = 105$  кН возникают при  $X = 12,5$  м. При этом составляющие от величин  $Z_k = 0,0177$  м и  $\varphi_k L = 0,01$  м суммируются.

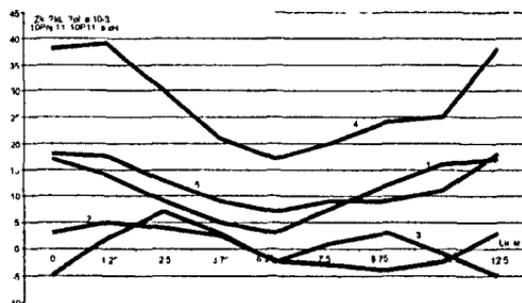


Рис 5 Динамические характеристики вагона при его движении по неровности, равной длине рельсового звена 12,5 м

Результаты расчетов (см рис 5 и 6) позволяют прогнозировать уровень динамических сил для каждой колесной пары при движении вагона по различным неровностям железнодорожного пути. Из графика на рис 6 видно, что максимальное значение динамической силы для второй по ходу вагона тележки будет при  $X = 22,5$  м, так как при перемене знака у  $\varphi_k L$  (кривая 2) значения составляющих от  $\varphi_k L$  будут дополнять колебания подпрыгивания кузова вагона  $Z_k$  (кривая 1). Представленные данные показывают, из каких компонент складывается уровень динамических сил при синфазности отдельных видов колебаний.

Для оценки динамических характеристик в горизонтальной поперечной плоскости проведены расчеты и построены графики, позволяющие определить устойчивость движения и оценить динамические качества вагонов. Критические скорости движения и частоты колебаний определены в результате решения характеристических уравнений, соответствующих дифференциальным уравнениям поперечного отбоя кузова вагона.

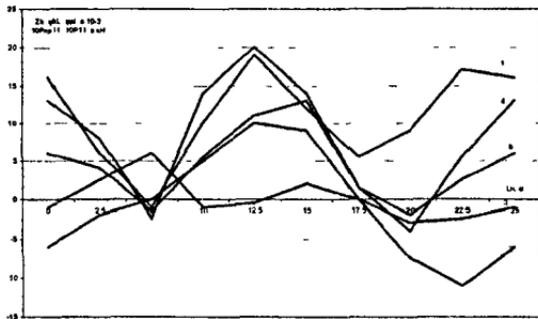


Рис 6 Динамические характеристики вагона при его движении по неровности, равной длине рельсового звена 25,0 м

На рис 7 показан график зависимости инкрементов и декрементов колебаний от скорости движения вагона. Как следует из графика, при конструктивных параметрах вагон в диапазоне эксплуатационных скоростей движения имеет две области устойчивого движения – 1-я (скорости движения до 9,1 м/с) и 2-я (скорости движения от 14 до 21 м/с). При скоростях движения 9,1-13 м/с и 22-40 м/с движение вагона неустойчиво (кривая 1). За критическую скорость движения вагона необходимо принимать меньшую ее величину, равную 9,1 м/с. В предположении, что рессорный комплект при  $V < 20$  м/с заперт,  $C_r \rightarrow \infty$ , изменение  $hT$  характеризуется кривой 2. Данные экспериментальных значений инкрементов колебаний (кривая 3), полученные в результате обработки натурных испытаний вполне удовлетворительно согласуются с теоретическими. Результаты исследований показывают, что при выборе рациональных параметров в условиях отсутствия заклинивания рессорного подвешивания необходимо стремиться к расширению первой области устойчивого движения вагонов до диапазона эксплуатационных скоростей, выполняя при этом расчет с интервалом 1-2 м/с.

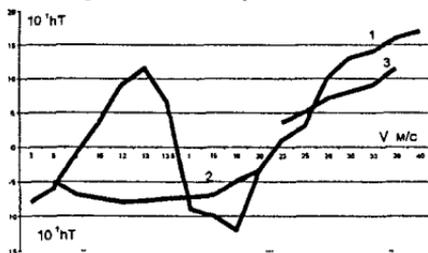


Рис 7 График зависимостей инкрементов и декрементов колебаний от скорости движения вагона

На рис 8 показан график зависимости критической скорости движения и частот колебаний вагона от коничности колес (кривая 1 показывает изменение  $V_{кр}$ , а кривые 2 - 4 – соответственно  $\nu$  от коничности колес). Из графика следует, что  $V_{кр}$  в значительной степени зависит от коничности колес. При  $\mu = 0,05$  критическая скорость вагона равна 9,1 м/с, а при  $\mu = 0,01$  и 0,005 соответственно 20 и 29 м/с, то есть уменьшение  $\mu$  в десять раз приводит к повышению  $V_{кр}$  в 3,2 раза. С увеличением

ем  $\mu$   $V_{кр}$  уменьшается. Спектр частот содержит линейные частоты 0,5, 0,72 и 3,96 Гц, которые незначительно изменяются при варьировании коничности колес.

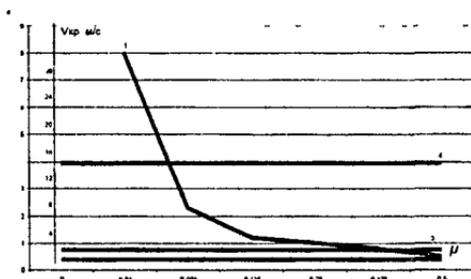


Рис 8 График зависимостей критической скорости движения и частот колебаний вагона от коничности колес

Графики зависимостей критической скорости движения и частот колебаний вагона от горизонтальной продольной и поперечной жесткости связи колесной пары с рамой тележки представлены на рис 9 и рис 10

Из графика (рис 9) следует, что с увеличением жесткости связи колесных пар с рамой тележки в горизонтальном продольном направлении значения критической скорости движения возрастают и при  $C_1 = 25 \cdot 10^3$  кН/м достигают 17 м/с, т.е. в сравнении с базовым вариантом расчета  $V_{кр}$  увеличивается в 1,87 раза. При дальнейшем увеличении жесткости связи критические скорости движения убывают.

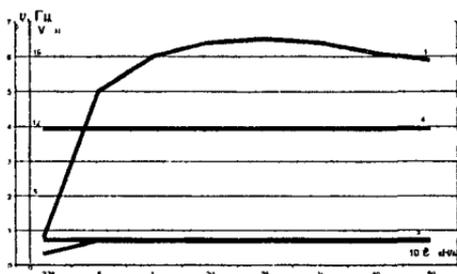


Рис 9 График зависимостей критической скорости движения и частот колебаний вагона от горизонтальной продольной жесткости связи колесной пары с рамой тележки

При повышении значений жесткости связи колесной пары с рамой тележки в горизонтальном поперечном направлении критические скорости движения возрастают (рис 10) и при  $C_2 \rightarrow \infty$   $V_{кр} = 9,1$  м/с. Спектр частот содержит частоты 3,93 Гц (кривая 4) и 0,72 Гц (кривая 3), которые изменяются незначительно при варьировании жесткости, и частоту (кривая 2), значение которой при небольших жесткостях быстро возрастает от 0,29 до 0,69 Гц, а затем остается постоянным.

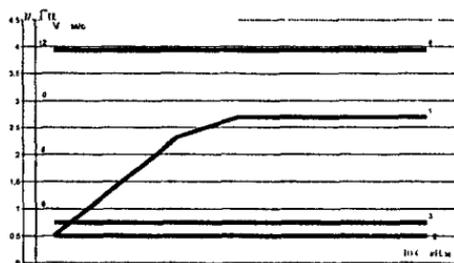


Рис 10 График зависимостей критической скорости движения и частот колебаний вагона от горизонтальной поперечной жесткости связи колесной пары с рамой тележки

Полученные результаты позволяют достаточно полно проанализировать собственные колебания вагонов, оценить устойчивость движения и динамические качества для вагонов с различной загруженностью и с учетом синфазности колебаний

Проведенные исследования позволили аналитически оценить динамическую нагруженность подвижного состава при синфазности колебаний. Выполнив аналитические преобразования, определены причины разного уровня динамических сил, возникающих при синфазности колебаний. В практике эксплуатации вагонов динамические прогибы с одной стороны вагона могут образовываться суммированием колебаний, например, подпрыгивания и галопирования вагона, галопирования рам двухосных тележек, то есть колебания происходят в одной фазе, а с другой стороны, наоборот, колебания идут в противофазе и величины прогиба и, следовательно, уровень динамических сил является незначительным.

Характерными для синфазности колебаний являются графики на рис 5 и 6. Из графиков видно, как суммируются составляющие динамических прогибов для первого и второго пятников вагонов. При этом максимальное значение динамических сил возникает когда достигает максимума сумма составляющих, образующих динамический прогиб.

Для обоснования условий возникновения риска безопасности движения вагонов рассмотрим таблицы 2 и 3. Из таблиц следует, что при массе кузова вагона  $m_k = 7,5 \cdot 10^4$  кг =  $m_{II}$  величины динамических сил по пятникам равны и достигают 19,83 тонн при скорости движения 27,7 м/с (вагон полностью загружен и имеет место равенство максимальных значений динамических сил). В этом случае коэффициент динамической добавки равен 0,53 и при наличии обезгрузки колесных пар остается вертикальная нагрузка, приходящаяся на пятник, равная 17,67 т. Как только наступает разница в массах  $m_k = 7,5 \cdot 10^4$  т, а  $m_{II} = 11,2 \cdot 10^4$  т, (табл 2), то вследствие возникающей синфазности колебаний при длине неровности, равной 12,5 м и скорости движения 27,7 м/с величина динамической силы, приходящейся на второй пятник составляет 26,78 т, и вертикальная нагрузка, приходящаяся на пятник при действии разгружающей динамической силы составляет только около 11 т, то есть существенно уменьшится.

Процесс взаимодействия существенно усложняется при дальнейшем снижении загрузки вагона, вплоть до порожнего состояния (табл 3) При массе кузова порожнего вагона, равной  $1,5 \cdot 10^4$  кг и скоростях движения 22,2 и 27,7 м/с разница в силах, действующих на пятники вагона, соответственно достигает 3,29 и 2,15 т, а коэффициенты динамики равны 0,97 и 0,94 Тогда при учете знакопеременности действия динамических сил, движение вагона в порожнем состоянии становится небезопасным и возникает риск безопасности движения вагонов Аналогичные явления возникают и при массе кузова вагона, равной  $2,5 \cdot 10^4$  кг Резонансные явления для колебаний подпрыгивания (при малых массах  $m_k$ ) в диапазоне эксплуатационных скоростей отсутствуют и, следовательно, имеет место низкий уровень динамических сил от этой составляющей, а для колебаний галопирования (при больших массах  $m_{11}$  и соответственно физических моментах инерции) резонансные явления находятся в диапазоне эксплуатационных скоростей и имеет место от этой составляющей высокий уровень динамических сил Высокий уровень динамических сил для порожнего вагона приводит к значительным величинам коэффициентов динамической добавки (вплоть до 1,0 и может быть более), что при обратном знаке коэффициента динамики существенно обезгруживает колесные пары вагонов Эта дополнительная обезгрузка колесных пар создает условия возникновения риска безопасности движения вагонов

Полученные результаты убедительно подтверждаются низким значением критических скоростей движения (рис 8-10)

В шестой главе дана оценка безопасности движения вагона в кривых участках пути различного радиуса с учетом синфазности колебаний и наличии других различных отклонений в содержании ходовых частей При расчетах использовались подходы и методы исследований, разработанные профессорами Хусидовым В Д и Петровым Г И, когда движение полувагона моделировалось по криволинейным участкам пути

При расчетах в качестве выходных динамических процессов анализировались

- величины максимального вертикального подъема колеса относительно рельса,
- минимальные коэффициенты запаса устойчивости колес против схода,
- коэффициенты динамики по кузову и боковым рамам,
- боковые реакции между колесами и рельсами

При расчетах скорости движения принимались равными 50, 60, 70, 80 и 90 км/час

Варьирование параметрами ходовых частей прекращалось, когда расчеты показывали скорость, при которой произошел сход по фактическому подъему колеса на рельсе, когда он достигал величины 28 мм (высота гребня)

Результаты, проведенных с учетом синфазности колебаний для порожних вагонов расчетов по оценке безопасности движения в кривой радиусом 350 м, показали, что

- критерии безопасности по сходу колес не обеспечиваются при возвышениях фрикционных клиньев более 8 мм,

- критерий безопасности по сходу колес не обеспечивается при коничности ободов более 0,07,

- разница высот рессорных комплектов с одной стороны вагона, превышающая 2 мм, не обеспечивает критериев безопасности и требуется ограничение скорости движения до 82 км/ч

При движении порожнего полувагона в кривых радиусом 450, 650 и более метров безопасное движение при синфазности колебаний по отсутствию сходов колес обеспечивается при

- возвышениях фрикционных клиньев не более 6 мм,

- коничностях ободов колес 0,05-0,07.

Результаты проведенных расчётов показали необходимость ограничения скоростей движения порожних вагонов, так как при более высоких скоростях происходит обезгруживание колесных пар вследствие возникновения максимальных уровней динамических сил на одном из пятников вагонов при синфазности колебаний и наличии отклонений в ходовых частях. При малой статической нагрузке порожнего вагона действие максимальной динамической силы при её знакопеременности существенно снижает уровень сил, действующий на тележку, или практически полностью обезгруживает её, что и приводит к сходу

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

1) Выполнен анализ безопасности движения подвижного состава на сети железных дорог, который показал, что среди сходов грузовых вагонов в 90% всех случаев сходят порожние вагоны. Учитывая, что в среднем около 44% пробега вагон находится в порожнем состоянии, показатели схода порожних и груженных вагонов соотносятся как 11,5:1

2) Построены математические модели и получены аналитические зависимости для установления причин дополнительной обезгрузки колес, особенно для порожних вагонов. На основе построенной модели колебаний предложена методика оценки безопасности движения вагонов в том числе при синфазности колебаний

3) Максимальные уровни динамических сил, действующих на первый и второй по ходу движения пятники полностью загруженного вагона одинаковы только при условии, когда полубаза вагона является гирационным радиусом инерции. При этом статическая нагрузка является максимальной и при возникающей обезгрузке колес от действия знакопеременных динамических процессов, величина вертикальной силы остается достаточной для обеспечения безопасности движения и риск возникновения опасной ситуации отсутствует

Компьютерное моделирование движения полностью загруженно-го вагона по рельсовому пути при условиях, когда нет синфазности колебаний, показало, что возникновение опасных ситуаций отсутствует и безопасность движения обеспечивается во всем диапазоне скоростей, включая и конструкционную скорость 120 км/ч. Если при использовании полной грузоподъемности гирационный радиус инерции равен половине базы вагона, то в диапазоне эксплуатационных скоростей движения уровень динамических сил будет меньше на 30-40%

4) При изменении загруженности вагона, когда составляющие отдельных видов колебаний смещаются по фазе или даже действуют в одной фазе, то есть возникает синфазность колебаний, происходит резкое возрастание уровня динамических сил с одной стороны вагона и сниже-

ние – с другой. Максимальные значения динамических сил, действующих на первый и второй пятники вагонов в этом случае различны, и их уровни отличаются в 1,5-2,0 раза и более. При действии разгружающих сил максимальное значение динамической составляющей приводит к существенной обезгрузке колес, особенно имеющих малую статическую нагрузку.

5) Определены условия возникновения синфазности колебаний при движении порожних и малозагруженных вагонов (34)

6) Динамическая нагруженность порожнего вагона существенно усложняется при синфазности колебаний и малом уровне статических сил. При массе кузова порожнего вагона, равной  $1,5 \cdot 10^4$  кг и скоростях движения 22,2 и 27,7 м/с разница в силах, действующих на пятники вагона соответственно достигает 3,29 и 2,15 т. Высокий уровень динамических сил для порожнего вагона, возникающий при синфазности колебаний, приводит к значительным величинам коэффициентов динамической добавки (вплоть до 1,0), что при обратном знаке коэффициента динамики существенно обезгруживает колесные пары вагонов. Аналогичные явления возникают и при массе кузова вагона, равной  $2,5 \cdot 10^4$  кг, а приведенной массы – соответственно равной  $(7,5-11,2) \cdot 10^4$  кг. Эта дополнительная обезгрузка колесных пар в сочетании с колебаниями боковой качки вагона, наличии отрицательных значений непогашенных ускорений и отклонений в содержании ходовых частей создает условия возникновения риска безопасности движения.

7) Полученные результаты исследований подтверждаются низким значением критических скоростей движения для четырехосного вагона (9,1 м/с). Весьма эффективным мероприятием повышения критической скорости движения вагона является увеличение горизонтальной продольной жесткости связи колесной пары с рамой тележки до  $(2,0-2,5) \cdot 10^3$  т/м.

8) Результаты выполненных расчетов удовлетворительно согласуются с данными экспериментальных исследований. Это свидетельствует о обоснованности выбранной расчетной схемы, достоверности предложенных методов расчета и пригодности их для оценки динамических характеристик и безопасности движения вагонов в том числе при возникновении синфазности колебаний.

9) Исследования позволили выработать практические рекомендации по обеспечению безопасности движения порожних вагонов в условиях синфазности колебаний в прямых и кривых участках пути:

- завышение фрикционного клина на величину более 5 мм представляет опасность по сходу и скорость движения порожнего вагона должна быть ограничена до 70 км/ч,

- при коничности обода, равной 0,05 – 0,09, для обеспечения критериев безопасности скорость движения должна быть ограничена до 70 км/ч,

- при разнице высоты пружинных комплектов, расположенных с одной стороны вагона, более 4 мм необходимо ограничение скорости движения до 60 км/ч,

- при изменении суммарных продольных зазоров в буксовых проемах от 2 до 30 мм и ограничении скорости движения до 70 км/ч опасных ситуаций по сходу колес порожних вагонов не возникает.

**ПЕРЕЧЕНЬ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

- 1) С И Тимков «Динамическая нагруженность подвижного состава при синфазности колебаний» Журнал «Железнодорожный транспорт», вып №12, Москва, 2006
- 2) А А Хохлов, С И Тимков, Зотов Д В «Анализ проблемы взаимодействия колеса с рельсом» Журнал «Железнодорожный транспорт», вып №3, Москва, 2005
- 3) А А Хохлов, Д В Зотов, С И Тимков Анализ безопасности движения подвижного состава на железных дорогах России V Научно – практическая конференция «Безопасность движения поездов», Москва, 2004
- 4) А А Хохлов, Г И Петров, С И Тимков «Безопасность движения порожних грузовых вагонов при синфазности колебаний» Шестая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов», Москва, 2005
- 5) А А Хохлов, Д В Зотов, С И Тимков «Анализ нелинейной системы аналитическими методами» Четвертая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов», Москва, 2003
- 6) А А Хохлов, Д В Зотов, С И Тимков «Аналитическая оценка колебательных процессов сложной нелинейной системы» Пятая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов», Москва, 2004
- 7) А А Хохлов, С И Тимков «Причины сходов вагонов при синфазности колебаний» Седьмая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов», Москва, 2006

**Тимков  
Сергей Иванович**

**ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНОВ ПРИ  
СИНФАЗНОСТИ КОЛЕБАНИЙ**

*Специальность 05 22 07 – «Подвижной состав железных дорог,  
тяга поездов и электрификация»*

---

Подписано в печать - 18. 04. 07.

Формат бумаги 60x90<sup>1</sup>/16

Заказ 256,

Объем 1,5 п л

Тираж 80 экз

---

127994, г Москва, ул Образцова, 15 Типография МИИТа