

**МПС СССР**

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

**На правах рукописи**

**КОВТУН Елена Николаевна**

**УДК: 534.011:625.245.7**

**БОКОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ  
И ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИЙ  
ИХ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ**

**Специальность 05.22.07. — Подвижной состав и тяга поездов**

**А в т о р е ф е р а т**

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

**Днепропетровск — 1984**



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Согласно решениям XXVI съезда партии и последующих Пленумов ЦК КПСС перед железнодорожным транспортом поставлены задачи по надежному обеспечению возрастающих потребностей народного хозяйства и населения в перевозках. Успешному решению указанных задач будут способствовать конкретные мероприятия по техническому перевооружению транспорта на основе требований Постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР "О мерах по ускорению научно-технического прогресса в народном хозяйстве". Среди основных проблем комплексного развития железнодорожного транспорта и его технического оснащения на перспективу выделены вопросы совершенствования конструкций грузовых вагонов и обеспечение их надежной работы в эксплуатации.

4843a

В связи с реализацией мероприятий по повышению скоростей движения и осевых нагрузок особую роль приобретают научно-исследовательские работы, направленные на изучение и прогнозирование динамических качеств грузового подвижного состава. При этом на первый план выдвигаются проблемы безопасности движения и динамической нагруженности ходовых частей и пути. Эти вопросы во многом связаны с боковыми колебаниями вагонов.

Целью работы является разработка уточненных математических моделей боковых колебаний грузовых вагонов, пригодных для исследования соответствующих динамических характеристик как восьмиосных, так и четырехосных вагонов при их движении по прямолинейным и криволинейным участкам пути; разработка способа линеаризации полученных уравнений движения и определения параметров боковых автоколебаний грузовых вагонов; определение значений параметров ходовых частей грузовых вагонов, обеспечиваю-

щих улучшить их динамических характеристик ; оценка динамических качеств вагонов с конкретными схемами ходовых частей.

Методика исследований. Теоретические исследования боковых колебаний, в том числе устойчивости движения, собственных нелинейных и вынужденных колебаний грузовых вагонов проведены методами цифрового моделирования на ЭВМ. Устойчивость движения вагонов оценивалась путем структурного анализа построенных расчетных моделей. При этом решалась полная проблема собственных значений матриц коэффициентов уравнений движения. Для определения рациональных значений параметров рессорного подвешивания, обеспечивающих отсутствие автоколебательных режимов движения вагонов, использован псевдоградиентный метод оптимизации. Оценка динамических характеристик рассматриваемых типов грузовых вагонов проводилась путем анализа результатов решения нелинейных дифференциальных уравнений их движения по пути со случайными неровностями в плане. Интегрирование уравнений движения осуществлялось с помощью ЭВМ по программе, реализующей алгоритм, построенный на основе метода Адамса-Башфорта. Результаты цифрового моделирования подвергались статистической обработке. Достоверность результатов, получаемых с помощью применяемой методики, оценена путем сопоставления данных теоретических и экспериментальных исследований боковых колебаний четырехосного подвагона серийного производства.

Научная новизна. Построены уточненные математические модели боковых колебаний грузовых вагонов, позволяющие исследовать устойчивость движения, автоколебания и вынужденные колебания при горизонтальных случайных возмущениях на прямолинейных и криволинейных участках пути. Разработана методика линеаризации уравнений движения грузового подвижного состава как многомассовых систем с сухим трением. Предложен способ приближенной оценки

некоторых параметров автоколебаний рельсовых экипажей, основанный на использовании методов линейной алгебры. Для решения задач оптимизации параметров рессорного подвешивания грузовых вагонов по условию устойчивости их движения как систем переменной структуры построены функции цели и разработан алгоритм их вычислений. Определены значения параметров упруго-диссипативных элементов рессорного подвешивания восьмисных полувагонов с ходовыми частями различных конструкций, при которых либо уменьшается степень неустойчивости, либо исключается возможность самовозбуждения автоколебаний.

Исследованы вынужденные колебания восьмисных и рефрижераторного вагонов при случайных возмущениях, действующих на колеса со стороны рельсов в горизонтальной плоскости. Проведен анализ влияния некоторых параметров ходовых частей на динамические показатели вагонов, определяемых его боковыми колебаниями.

Практическая ценность. Построенные в диссертационной работе математические модели боковых колебаний грузовых вагонов позволяют прогнозировать изменение их динамических показателей при различных вариантах конструктивных изменений, касающихся параметров подвешивания, опирания кузова на ходовые части, соединения тележек, способа демпфирования колебаний. Предложенные методики дают возможность с достаточной для практических расчетов точностью оценивать характеристики боковых автоколебаний и определять значения параметров, обеспечивающих улучшенные динамические характеристики подвижного состава.

Внедрение результатов работы. Разработанные методики анализа боковых колебаний грузовых вагонов и определения рациональных параметров их ходовых частей использованы ВНИИ вагоностроения при исследованиях по созданию систем непосредственного опирания кузовов восьмисных вагонов на осях тележки. Соответ-

ствующим актом подтверждается экономический эффект, получаемый народным хозяйством при внедрении системы непосредственного опирания в виде балансирно-рычажного устройства при создании восьмисного вагона-самосвала, в сумме 1439,4 тыс.рублей при годовом выпуске вагонов в количестве 350 шт. Сумма экономии, приходящаяся на долю работ, проведенных с участием автора, составляет 143,9 тыс.руб.

Результаты теоретических исследований по оценке динамических характеристик рефрижераторного вагона, определяемых его боковыми колебаниями, использованы Производственным объединением "Брянский машиностроительный завод" при разработке опытных образцов тележек рефрижераторных вагонов.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на Всесоюзной конференции "Проблемы механики наземного транспорта" (г.Днепропетровск, май 1977г.), Всесоюзных конференциях "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (г.Днепропетровск, май 1980г., 1984г.), Всесоюзном семинаре-совещании "Проблемы оптимизации в машиностроении" (г.Харьков, октябрь 1982г.), научно-техническом семинаре по динамике вагонов кафедры "Вагоны и вагонное хозяйство" МИИТ.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 10 печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения (основные результаты и выводы), списка использованной литературы и приложений. Работа содержит 136 страниц, в том числе: 33 рисунка, 13 таблиц, список литературы из 127 наименований.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Существенный вклад в разработку основ теории колебаний подвижного состава железных дорог внесли Н.Е.Жуковский, М.Ф.Вериго, С.В.Вершинский, М.В.Винокуров, А.М.Годыцкий-Цвирко, С.М.Куценко, П.А.Ковалев, В.А.Лазарян, В.Б.Медель, И.И.Челноков. Развитие основных направлений в области динамики подвижного состава связано с именами Е.П.Блохина, Л.О.Грачевой, В.Д.Дановича, В.А.Камаева, М.Л.Коротенко, Н.Н.Кудрявцева, А.А.Львова, М.М.Сokolова, Т.А.Тибилова, В.Ф.Ушкалова, В.Д.Хусидова, А.А.Шадура, Г.М.Шахунянца и других ведущих ученых. Из трудов зарубежных исследователей, внесших заметный вклад в изучение динамики локомотивов и вагонов, следует отметить работы Картера, Куперайдера, Гилхриста, Калкера, Лоу, де Патера, Саваджа и других.

К задачам динамики, выдвигаемым на первый план в связи с ростом скоростей движения и осевых нагрузок необходимо отнести проблемы боковых колебаний и, прежде всего, вопросы самовозбуждения автоколебаний. Автоколебательные режимы движения экипажа увеличивают нагруженность его ходовых частей и узлов их соединения с кузовом, что, в свою очередь, приводит к ускорению износа взаимодействующих элементов и нарушению условий безопасности движения. Поэтому особо важное значение приобретает выбор конструктивных схем и рациональных параметров ходовых частей, при которых исключаются условия для самовозбуждения боковых колебаний подвижного состава.

В работе изложены результаты математического моделирования боковых колебаний грузовых вагонов с целью исследования влияния на их динамические качества конструктивных изменений ходовых частей и разработки на этой основе рекомендаций по выбору рациональных параметров рессорного подвешивания.

В первой главе диссертации описаны основные особенности рассматриваемых конструкций, составлены расчетные схемы, получены дифференциальные уравнения, описывающие боковые колебания грузовых вагонов.

В качестве объектов исследования выбраны четырехосные и восьмиосные полув вагоны, а также рефрижераторный вагон. Рассмотрены случаи использования в качестве ходовых частей двухосных тележек двух типов – серийного производства (модель I8-I00) и тележки с измененной конструктивной схемой. Изменения заключаются в обеспечении подвижности надрессорной балки относительно боковых рам (полурам) во всех направлениях, введении упругих связей боковых рам между собой и с колесными парами, установке дополнительных упруго-диссипативных опор кузова – скользунов-демпферов. Кроме указанных особенностей перспективной конструктивной схемы тележки следует отметить, что ее рессорное подвешивание отличается от типового повышенной гибкостью в поперечном горизонтальном направлении. Конструктивную схему близкую к указанной имеют опытные образцы тележек рефрижераторных вагонов с повышенной конструкционной скоростью.

Уравнения, описывающие боковые колебания рассматриваемых вагонов, получены для более общего случая – восьмиосной конструкции. При этом учитывается, что кузов может опираться на двухосные тележки либо через соединительные балки, либо непосредственно через специальные устройства. Рассматривались расчетные схемы, представляющие собой нелинейные дискретные механические системы, состоящие из 23-х твердых тел (кузов, две соединительные балки, четыре надрессорные балки, восемь боковых рам и восемь колесных пар). Существенные нелинейности, учитываемые в расчетных моделях, обусловлены криволинейностью профиля поверхности катания колеса, нелинейностью сил взаимодействия между ко-

лесами и рельсами (силы псевдоскольжения), а также действием сил сухого трения в рессорном подвешивании и в опорных устройствах.

Уравнения возмущенного движения вагонов получены в форме уравнений Лагранжа второго рода и составляют системы 52-го порядка для вагона серийной конструкции и 122-го – для переспективной. В матричной форме уравнения движения имеют вид:

$$M\ddot{\bar{q}} + B\dot{\bar{q}} + C\bar{q} = \bar{Q}^* + \bar{Q}$$

где  $M$ ,  $B$  и  $C$  – соответственно матрицы инерционных, диссипативных и квазиупругих коэффициентов;

$\bar{q}$ ,  $\dot{\bar{q}}$ ,  $\ddot{\bar{q}}$  – векторы обобщенных координат, скоростей и ускорений;

$\bar{Q}^*$ ,  $\bar{Q}$  – векторы обобщенных сил, обусловленных действием соответственно сил в контакте колеса и рельса и сил сухого трения.

Горизонтальные неровности пути формировались в результате решения дифференциальных уравнений вида:

$$\dot{\lambda}(t) = -W\lambda(t) + W_f(t)$$

где  $W_f(t)$  – белый шум;

$\lambda(t)$  – случайная переменная с нормальным распределением по амплитуде и спектральной плотности, имеющей монотонно падающий характер;

$W$  – коэффициент, близкий к частоте среза спектральной плотности случайной переменной  $\lambda(t)$ .

Сформированные таким образом возмущения подавались на все колесные пары с учетом транспортного сдвигания.

Путем соответствующих изменений исходная расчетная модель преобразовывалась к виду, позволяющему реализовать уравнения движения четырехосного вагона. Таким образом, получены си-

стемы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих боковые колебания четырехосного полувагона и рефрижераторного вагона.

Для оценки математического описания процессов боковых колебаний грузовых вагонов, полученного в данной работе, использованы результаты натуральных испытаний четырехосного полувагона типовой конструкции. В опытных поездках на скоростном полигоне ВНИИЖТ при фиксированных значениях скорости движения в диапазоне от 60 до 140 км/ч измерялся ряд величин, характеризующих динамические качества полувагона на тележках модели Ib-100, в том числе горизонтальные поперечные ускорения кузова (у пятниковых опор) и поперечные горизонтальные (рамные) силы, действующие на колесные пары. Оценка аналогичных динамических процессов была проведена путем анализа результатов решения полученных в работе нелинейных дифференциальных уравнений движения полувагона по пути с неровностями в плане. Расчеты при скорости движения 60 и 80 км/ч проводились с учетом конструктивной особенности серийной тележки, заключающейся в блокировании рессорного подвешивания клиновыми демпферами. Сравнение теоретических и экспериментальных данных показало их хорошее согласование. Так, расхождение значений оценок среднеквадратичных отклонений (с.к.о.), полученных экспериментальным и теоретическим путем, по ускорениям не превысило 10%, а по рамным силам - 12%.

Вторая глава посвящена вопросам линеаризации уравнений движения вагонов с демпферами сухого трения и оценки параметров их автоколебаний. При линеаризации уравнений движения принимались во внимание структурные изменения, которые возможны в реальных условиях вследствие заклинивания фрикционных демпферов. Максимальное число структурных состояний, которые могут быть реализованы в исходной системе, равно  $2^i$  ( $i$  - количество связей с парами трения).

Предложенный в работе подход к линеаризации уравнений движения грузовых вагонов заключается в следующем. Исходная нелинейная система заменяется  $2^l$  линейными подсистемами. Каждая из подсистем соответствует одному из возможных состояний нелинейной системы. Такие подсистемы строятся в соответствии со структурными изменениями исходной системы вследствие поочередного запираания связей с сухим трением. Диссипативные характеристики незапертых связей аппроксимируются эквивалентным вязким трением. Запирание той или иной связи можно представить либо уменьшением числа степеней свободы системы, либо соответствующим изменением параметров связи. Во втором случае запирание связи имитируется двояко: введением достаточно большой жесткости или вязкого сопротивления, существенно превосходящего критическое. В работе показана эквивалентность отмеченных способов имитирования запираания связей с демпферами сухого трения на примере четырехосного полувагона серийной конструкции.

При наличии в системе открытых (работающих) связей с фрикционными демпферами линеаризация производится путем замены кулонова трения эквивалентным вязким. Коэффициент эквивалентного вязкого трения определяется по известной формуле:

$$\beta_3 = 4F(\hat{x}\omega x)^{-1}$$

где  $\omega$  и  $x$  - частота и амплитуда колебаний.

Значения  $\omega$  и  $x$  предложено определять итерационным способом путем решения полной проблемы собственных значений матрицы коэффициентов линеаризованных уравнений возмущенного движения. Итерационный процесс начинается с шага, соответствующего случаю, когда система лишена неупругого сопротивления, т.е.  $\beta_3 = 0$ . При этом определяются собственные числа  $\lambda_k$  и собственные векторы  $j_k$  матрицы коэффициентов системы уравнений

$$\lambda_k = h_k + i\omega_k,$$

$$f_k = \left\{ \xi_{k1} + i\eta_{k1}, \dots, \xi_{km} + i\eta_{km}, \xi_{kp} + i\eta_{kp}, \dots, \xi_{kn} + i\eta_{kn} \right\}$$

(  $k = \overline{1, n}$        $n$       порядок системы).

Далее выбираются все собственные числа, расположенные на комплексной плоскости справа от мнимой оси, т.е. при условии, что  $h_j > 0$  и  $\omega_j \neq 0$ , а также соответствующие им собственные векторы  $f_j$  ( $j \leq n$ ). Комплексным векторам  $f_j$  ставятся в соответствие действительные векторы  $\bar{f}_j^*$ , компоненты которых - коэффициенты распределения амплитуд равные модулям соответствующих элементов векторов  $f_j$ . Векторы  $\bar{f}_j^*$  нормируются таким образом, чтобы конструктивные ограничения, накладываемые на перемещения тел в исходной системе не превышали допустимых значений. Пусть максимально возможное перемещение по  $m$ -той координате равно  $c$ . Тогда коэффициент нормировки принимается равным

$$N_j = \frac{\sqrt{\xi_{jm}^2 + \eta_{jm}^2}}{c},$$

и нормированный вектор  $\bar{f}_j^*$  имеет вид:

$$\bar{f}_j^* = \left\{ \frac{\sqrt{\xi_{j1}^2 + \eta_{j1}^2}}{N_j}, \dots, c, \dots, \frac{\sqrt{\xi_{jp}^2 + \eta_{jp}^2}}{N_j}, \dots, \frac{\sqrt{\xi_{jn}^2 + \eta_{jn}^2}}{N_j} \right\} =$$

$$= \{ \mu_{j1}, \dots, c, \dots, \mu_{jp}, \dots, \mu_{jn} \}.$$

По компонентам выбранных векторов  $\bar{f}_j^*$  отыскиваются взаимные перемещения тел системы, в соединения которых включены демпферы кулонова трения. Пусть, например, значение указанных перемещений двух тел определяется  $p$ -ой координатой и  $\mu_{1p} > \mu_{2p} > \dots > \mu_{jp}$ . В таком случае амплитуда колебаний  $x_1$  принимается равной максимальному из значений  $\mu_{jp}$  т.е.  $\mu_{1p}$ . За частоту колебаний

$\omega_1$  принимается мнимая часть собственного числа, которому соответствует собственный вектор, определивший амплитуду колебаний  $x_1$ .

В случае, если все собственные числа  $\lambda_k$  лежат слева от мнимой оси на комплексной плоскости, то частота колебаний  $\omega_i$  принимается равной мнимой части собственного числа, имеющего максимальную действительную часть, т.е. если  $h_k = \max\{h_k\} < 0$  ( $k = \overline{1, n}$ ), то  $\omega_i = \omega_k$ . Амплитуда колебаний  $x_i$  определяется из соответствующего  $\lambda_k$  собственного вектора  $y_k$ . Полученные значения  $x_i$  и  $\omega_i$  используются для определения коэффициента демпфирования  $\beta_{3i}$ . На последующих  $i$ -тых шагах процесс итерации повторяется с учетом  $\beta_{3(i-1)}$ . Помимо указанных операций на каждом шаге определяется работа сил вязкого сопротивления  $A_i = \mathcal{H} \omega_i \beta_{3(i-1)} x_i^2$ . Итерационный процесс заканчивается при условии

$$\left| \frac{A_{i+1} - A_i}{A_i} \right| < \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  - заданная точность вычисления.

Если в результате всех итераций получились все собственные числа с отрицательной действительной частью, то следует весь итерационный процесс повторить, уменьшив значение  $\varepsilon$ . Значение  $\varepsilon$  следует уменьшать до тех пор, пока не появятся собственные числа, расположенные в правой полуплоскости. Если же при любом значении  $\varepsilon$  не появляются собственные числа с положительной частью, то это означает, что движение рассматриваемой системы устойчиво асимптотически. Для систем с  $i$  связями, содержащими пары трения, вычисление всех  $\beta_3$  выполняется одновременно.

Необходимым этапом исследования боковых колебаний рельсовых экипажей является оценка устойчивости их невозмущенного движения и определение параметров автоколебаний, если такие имеют место. Предложенная методика предусматривает исследование устойчивости каждого из возможных состояний исходной системы. Показано, что если хотя бы одно из состояний неустойчиво, то

исходная нелинейная система является автоколебательной. Амплитуды автоколебаний определяются по компонентам нормированных собственных векторов, соответствующих собственным числам, лежащим справа от мнимой оси. Частота автоколебаний есть мнимая часть собственного числа, которому соответствует вектор, определивший амплитуду колебаний.

Эффективность предложенного подхода к анализу устойчивости движения систем, содержащих связи с сухим трением, и оценке параметров их автоколебаний продемонстрирована на примере четырехосного полувагона серийной конструкции. При этом принималась во внимание переменность структуры исходной нелинейной системы, вызванная действием сил сухого трения при взаимных поворотах в плане кузова относительно надрессорных балок тележек.

Результаты расчетов показали, что при  $v = 60$  и  $80$  км/ч наиболее неустойчиво состояние, когда связь кузова со второй (по ходу движения) тележкой заперта. Для этого состояния были определены частота колебаний и амплитуды предельных циклов. Численным интегрированием на ЭВМ БЭСМ-6 получена серия частных решений нелинейных уравнений движения исследуемой системы. Полученные результаты показали качественное и количественное согласование результатов, полученных разными способами - из решения нелинейных уравнений и путем анализа линеаризованных моделей. Так, расхождение по амплитудам, полученным из линейного анализа и путем численного интегрирования, не превысило 12%, а по частотам - 2%. Предложенный прием оценки параметров автоколебаний характеризуется существенным сокращением затрат машинного времени для получения конечного результата.

В третьей главе рассмотрены вопросы оптимизации параметров многомассовых систем, содержащих демпферы сухого трения, применительно к расчетным моделям грузовых вагонов.

Задача оптимизации параметров, по условию устойчивости движения, сводится к минимизации функции вида:

$$H(\bar{\alpha}) = \max [Re \lambda_k^i(\bar{\alpha}), Re \lambda_k^j(\bar{\alpha}), \dots, Re \lambda_k^l(\bar{\alpha})],$$

где  $\lambda_k^i$  - собственные числа матриц коэффициентов дифференциальных уравнений, описывающих движение  $l = 2^i$  подсистем;

$$k = \overline{1, n} \quad (n - \text{порядок систем}).$$

В том случае, когда в качестве критерия оптимальности рассматривается величина критической скорости  $v_{кр}$ , целевая функция задачи оптимизации имеет вид:

$$H(\bar{\alpha}) = \min [v_{кр}^i(\bar{\alpha}), v_{кр}^j(\bar{\alpha}), \dots, v_{кр}^l(\bar{\alpha})]$$

где  $v_{кр}^i$  - значение критической скорости, определенное для  $l$ -ой линейной подсистемы.

Постановка задачи с использованием приведенных выше функций цели предполагает, что вектор  $\bar{\alpha}$  может включать все параметры системы за исключением характеристик элементов связей, содержащих пары трения. Область допустимых значений параметров определена ограничениями

$$\alpha_j^{min} \leq \alpha_j \leq \alpha_j^{max} \quad (j = \overline{1, m}),$$

где  $\alpha_j$  - параметры системы.

При вычислении значений функции цели принимается во внимание то обстоятельство, что линейные подсистемы для различных векторов оптимизируемых параметров отличаются. Поэтому построение линейных подсистем производится на каждом шаге процесса оптимизации.

Так как собственные числа матрицы и критическая скорость движения системы в общем случае не могут быть явно выражены через параметры системы  $\bar{\alpha}$ , то решение задачи оптимизации связано с применением численных методов поиска экстремума функции многих

переменных.

Описанный подход к оптимизации параметров использован при решении задачи по выбору рациональных, по условию устойчивости движения, значений параметров поперечной амортизации восьмиосных вагонов с ходовыми частями различных конструкций. Помимо описанных выше конструктивных схем восьмиосных вагонов рассматривался также случай непосредственного опирания кузова на наддресорные балки двухосных тележек.

В ходе процесса оптимизации учитывались структурные изменения систем, связанные с действием сил сухого трения при взаимных угловых перемещениях в плане соединительных балок относительно кузова и наддресорных балок, т.е. на каждом шаге процесса оптимизации анализировалась устойчивость 64-х линейных подсистем. При построении линейных подсистем наблюдались переходы из одних состояний в другие. В результате таких переходов после построения всех линейных подсистем оказалось, что число реализуемых состояний систем меньше 64. Причем при разных значениях оптимизируемых параметров число реализуемых состояний различно.

Граничные значения оптимизируемых параметров задавались одинаковыми для всех типов вагонов, причем начальные значения соответствовали номинальным параметрам рессорного подвешивания тележки серийного производства. Функция цели вычислялась на каждом шаге при скорости движения 90 км/ч. Полученные результаты показали, что в начальной  $\bar{\alpha}^0$  и конечной  $\bar{\alpha}^*$  точках наибольшие значения функция цели достигает для вагона серийного производства  $H(\bar{\alpha}^0) = 1,04$  и  $H(\bar{\alpha}^*) = 0,53$ , а наименьшие - для вагона с тележками перспективной конструкции  $H(\bar{\alpha}^0) = 0,70$  и  $H(\bar{\alpha}^*) = -0,40$ . Для вагона с непосредственным опиранием кузова на ходовые части значения  $H(\bar{\alpha})$  равны:  $H(\bar{\alpha}^0) = 0,71$  и  $H(\bar{\alpha}^*) = 0,39$ . Причем значениям функции цели в точках  $\bar{\alpha}^0$  и  $\bar{\alpha}^*$  соответствовали различные

определяющие структурные состояния исходной нелинейной системы. Следует также отметить понижение частот колебаний, определяемых как  $1/\lambda$ , для вагонов перспективной конструкции и с непосредственным опиранием кузова на двухосные тележки по сравнению с вагоном серийного производства.

Численным интегрированием на ЭВМ были получены решения нелинейной системы уравнений, описывающей движение вагона серийного производства. При этом задавались два варианта параметров рессорного подвешивания: первый соответствовал точке  $\bar{\alpha}'$ , а второй -  $\bar{\alpha}''$ . Полученные решения показали приемлемость результатов оптимизации.

4843a

В результате оптимизации параметров рессорного подвешивания восьмиосных вагонов показано, что в случае использования тележек с конструктивной схемой аналогичной модели ИВ-101 не удается добиться асимптотически устойчивого движения, хотя при найденных значениях параметров движение системы менее неустойчиво.

Из сопоставления результатов, полученных при оптимизации параметров подвешивания вагонов с ходовыми частями на базе двухосных тележек модели ИВ-100, но с различными способами опирания кузова, следует, что система непосредственного опирания дает определенные преимущества по сравнению с типовой схемой. Применение в качестве ходовых частей восьмиосных вагонов тележек с перспективной конструктивной схемой позволяет исключить условия для самовозбуждения боковых автоколебаний.

В четвертой главе изложены результаты исследования боковых колебаний восьмиосных вагонов с тележками различных типов при движении по прямолинейным и криволинейным (круговая кривая  $R = 650$  м) участкам пути со случайными неровностями в плане.

Проведена также оценка динамических качеств рефрижераторного вагона с ходовыми частями опытной конструкции.

Рассматривались динамические характеристики восьмиосных вагонов, обеспечиваемые ходовыми частями двух типов - серийного производства (I вариант) и двухосными тележками перспективной конструкции (II вариант). Кроме того, проведен анализ динамических качеств восьмиосного полувагона с устройством непосредственного опирания кузова на двухосные тележки серийного производства (III вариант). Вынужденные колебания вагонов исследованы при скорости движения 90 км/ч путем анализа результатов интегрирования соответствующих систем дифференциальных уравнений.

Для анализа динамических показателей вагонов рассматривались оценки с.к.о. выходных величин, в качестве которых принимались горизонтальные поперечные силы, действующие на колесные пары (рамные силы)  $-H_i$  ( $i=1,2$ ) и горизонтальные поперечные ускорения пятников кузова -  $U_1, U_2$

Полученные данные подтвердили выводы об улучшении динамических характеристик восьмиосных вагонов в случае использования ходовых частей перспективной конструкции. При исследовании колебаний вагонов на прямолинейных участках наибольшие значения с.к.о. горизонтальных ускорений пятников получены в первом варианте, а наименьшие - во втором. Значения  $\sigma_{U_1}$  отличаются в 1,35 раз, а  $\sigma_{U_2}$  - в 1,17 раз. При движении в кривой соотношения с.к.о. ускорений, полученных для первого и третьего вариантов, изменились в противоположную сторону по сравнению со случаем прямолинейного движения вагонов. В данном случае наибольшие значения с.к.о. получены для третьего варианта и в 1,33 раза превышают  $\sigma_{U_1}$ , отмеченные для второго варианта.

Более существенно различие рассмотренных вариантов по уровням нагруженности ходовых частей рамными силами. Так, при

прямолинейном движении наибольшее значение  $\sigma'_H$  для серийной конструкции (I вариант) составляет 16,6 кН, а для конструкции второго варианта эта величина не превышает 4 кН. Для вагона третьего варианта наибольшее значение  $\sigma'_H$  равно 12,4 кН.

При криволинейном движении статистические характеристики рамных сил, полученные в I и III вариантах расчета, практически совпадали, существенно отличаясь от аналогичных оценок II варианта. Во втором варианте максимальные значения  $\sigma'_H$  не превысили 6,2 кН, что почти в 3 раза меньше по сравнению с максимальными  $\sigma'_H$  для I и III вариантов. Анализ полученных результатов показал, что снижение нагруженности конструкции вагонов при боковых колебаниях происходит в основном за счет более равномерного распределения рамных сил по осям. Таким образом, в случае использования ходовых частей с конструктивной схемой второго варианта может быть существенно уменьшена нагруженность взаимодействующих элементов восьмиосных вагонов и пути.

Проведена оценка динамических качеств рефрижераторного вагона и установлена их зависимость от изменения конструктивной схемы опытной тележки (типа 327). При этом рассматривались варианты с упруго-шарнирной и жесткой рамами тележек. Расчеты проводились при изменении скорости в диапазоне от 60 до 120 км/ч. Полученные результаты показали, что с ростом скорости движения с.к.о. ускорений и рамных сил возрастают. Причем зависимости указанных величин от скорости движения вагона с тележками, имеющими упруго-шарнирные рамы, носят монотонный характер. Для случая рам тележек жесткого типа численные значения с.к.о. ускорений и характер их изменения такие же, как и в предыдущем варианте. Для значений с.к.о. рамных сил характерно незначительное увеличение в диапазоне скоростей  $v = 60-100$  км/ч. С дальнейшим ростом  $v$  с.к.о. рамных сил быстро увеличиваются. Сравнивая значения с.к.о.

рамных сил, полученные для рассмотренных вариантов схемы тележки типа 327, следует отметить, что ужесточение рамы тележки приводит к увеличению  $\epsilon_H$

Рассмотрено также влияние на динамические качества рефрижераторного вагона изменения горизонтальной поперечной жесткости буксового подвешивания в пределах от 500 до 4000 кН·м<sup>-1</sup>. Расчеты проводились при скорости 120 км/ч. Полученные данные показали, что увеличение указанного параметра приводит к повышению нагруженности ходовых частей динамическими составляющими рамных сил. Причем уровень нагруженности существенно ниже для тележек с упруго-шарнирными рамами. Что касается ускорений, то в случае упруго-шарнирной рамы увеличение жесткости буксового подвешивания приводит к росту  $\epsilon_U$  тогда как для варианта с жесткой рамой были отмечены более низкие величины  $\epsilon_U$

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Построены уточненные математические модели боковых колебаний грузовых вагонов при движении по прямолинейным и криволинейным участкам пути со случайными неровностями в плане. Приемлемость принятых при разработке математических моделей допущений подтверждена путем сопоставления результатов соответствующих расчетов и экспериментальных данных.

2. Предложен способ линеаризации уравнений движения вагонов с демпферами сухого трения, основанный на учете структурных изменений соответствующих расчетных моделей. Указанный способ позволяет давать эффективную оценку основным параметрам автоколебаний рельсовых экипажей и используется при построении функций цели для оптимизации параметров ходовых частей грузовых вагонов.

3. С помощью численных методов оптимизации определены рациональные параметры упруго-диссипативных элементов рессорного подвешивания восьмиосных вагонов с ходовыми частями различных типов. Результаты оптимизации показали, что в рамках конструктивной схемы серийной тележки, независимо от способа соединения кузова с ходовыми частями, не обеспечиваются условия исключения автоколебательных режимов. Такие условия могут быть получены при изменении определенным образом конструктивной схемы ходовых частей, в частности, реализацией упругой связи надрессорной балки с боковыми рамами во всех направлениях и введением дополнительных упругих соединений боковых рам между собой и колесными парами.

4. Проведена оценка динамических качеств восьмиосных вагонов в отношении боковых колебаний при движении по прямолинейным и криволинейным участкам пути со случайными неровностями в плане. Определены некоторые статистические характеристики выходных процессов. Установлено, что улучшение динамических характеристик вагонов возможно при использовании ходовых частей с измененной конструктивной схемой и рациональными параметрами рессорного подвешивания. Применение систем непосредственного опирания кузова на ходовые части улучшает динамические качества вагона при движении на прямых участках пути, но приводит к некоторому увеличению уровня ускорений кузова при движении по криволинейным участкам пути.

5. Исследовано влияние изменения конструктивной схемы опытной тележки на динамические показатели рефрижераторного вагона. Рассмотрены варианты упруго-шарнирной и жесткой рам тележки. Установлено, что ужесточение рамы тележки приводит к повышению силового нагружения ходовых частей, тогда как уровень

горизонтальных поперечных ускорений практически не зависит от указанного конструктивного изменения.

6. Разработанные методики анализа боковых колебаний грузовых вагонов позволили провести исследования влияния на динамические показатели восьмиосного вагона параметров устройств непосредственного опирания кузова на двухосные тележки типовой конструкции и обосновать эффективность применения указанных устройств, с точки зрения улучшения динамических качеств большегрузных вагонов.

Результаты исследования динамических качеств рефрижераторного вагона использованы при разработке опытных образцов тележек.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Демин Ю.В., Ковтун Е.Н., Плоткин В.С. и др. Устойчивость движения восьмиосных полувагонов с различными схемами соединения кузова и двухосных тележек. - Тр.ВНИИ вагоностроения, 1977, вып. 31, с. 3-11.

2. Ковтун Е.Н. Математические модели для исследования устойчивости движения восьмиосных вагонов /Днепропетр.ин-т инженеров трансп. - Днепропетровск, 1979. - 36с. - Рукопись деп. в ЦНИИ ТЭИ МПС 24.12.79, № 933.

3. Демин Ю.В., Ковтун Е.Н. К исследованию устойчивости движения восьмиосных вагонов. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава: Межвуз. сб. науч. тр. - Днепропетровск: Днепропетр. ин-т инженеров трансп., 1979, вып. 205/26, с. 63-67.

4. Ковтун Е.Н. К вопросу об устойчивости движения многоосных экипажей. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта (Днепропетровск, май 1960г.): Тез. докл. Киев: Наук. думка, 1960, с. 69.

5. Демин Ю.В., Ковтун Е.Н., Коротенко М.Л. К определению рациональных значений параметров ходовых частей грузовых вагонов при наличии сил сухого трения. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава: Межвуз. сб. науч. тр. - Днепропетровск: Днепропетр. ин-т инженеров трансп., 1960, вып. 210/27, с. 88-92.

6. Демин Ю.В., Ковтун Е.Н., Коротенко М.Л. и др. Применение численных методов при оптимизации параметров многомассовых систем (Харьков, октябрь 1962г.): Тез. докл. Харьков: Харьк. политехн. ин-т, 1962, с. 191.

7. Демин Ю.В., Ковтун Е.Н. Исследование вынужденных колебаний рельсовых акипажей с демпферами сухого трения /Ин-т техн. мех. АН УССР. - Днепропетровск, 1963, - 24с. - Рукопись деп. в ВИНИТИ 13.07.63, № 3693-63 Деп.

8. Демин Ю.В., Ковтун Е.Н., Серебряный И.А. Оптимизация параметров систем с сухим трением по условию устойчивости движения. - В кн.: Колебания и динамические качества механических систем. Киев: Наук. думка, 1963, с. 3-7.

9. Ковтун Е.Н. Сравнительная оценка динамических качеств восьмиосных вагонов с ходовыми частями различных конструкций. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта (Днепропетровск, май 1964г.): Тез. докл. Днепропетровск: Днепропетр. ин-т инженеров трансп., 1964, с. 76.

10. Демин Ю.В., Ковтун Е.Н. Оценка параметров автоколебаний систем с кулоновым трением. - В кн.: Динамические характеристики механических систем. Киев: Наук. думка, 1964, с. 3-7.

Автореферат.  
БТ 20527. Подписано к печати 14.08.84г. Формат 60x84/16.  
Лумага писчая. Печать плоская. Усл. печ. л. 1, 39. Тираж 100.  
Заказ № 9767. Бесплатно. Городская типография № 3. Днепро-  
петровского областного управления по делам издательств,  
полиграфии и книжной торговли, 320000 г. Днепропетровск,  
ул. Серова, 7.

НТБ  
ДНУЖТ