

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
имени М. И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

ЗИЛЬБЕРМАН Израиль Абрамович

ИССЛЕДОВАНИЕ
С ПОМОЩЬЮ ЭВМ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ
СКОРОСТНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖЕЙ
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ИХ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ

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

1976

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском отделении Института механики Академии наук Украинской ССР и Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта имени М. И. Калинина.

Научный руководитель

Заслуженный деятель науки УССР, академик АН УССР, доктор технических наук, профессор **В. А. Лазарян.**

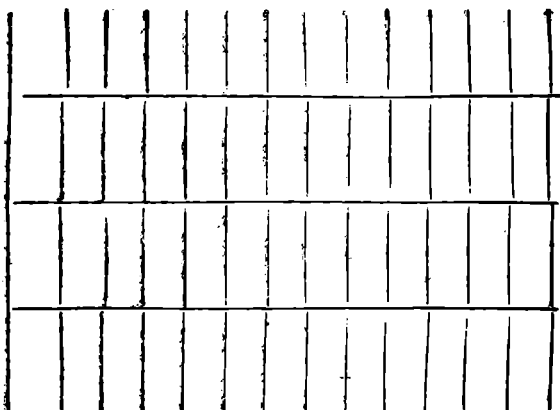
Официальные оппоненты:

доктор технических наук **Л. О. Грачева,**

~~доктор технических наук, доктор О. М. Савчук~~

инсти-

4» час.
овском
алини-



совета,
трович

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основными направлениями развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы предусматривается "...Повысить скорость движения грузовых и пассажирских поездов. ...Предусмотреть рост грузооборота железнодорожного транспорта примерно на 22 процента и пассажирооборота на 14-15 процентов". В выполнении поставленных перед железнодорожным транспортом задач значительная роль отводится научно-исследовательским работам по созданию и внедрению в производство перспективных конструкций подвижного состава с улучшенными динамическими характеристиками. Поскольку динамические качества вагонов и локомотивов существенно зависят от параметров ходовых частей, то на стадии разработки важно определять их рациональные значения. В этой связи актуальны теоретические исследования динамики подвижного состава, проводимые с использованием эффективных методов теории колебаний, прикладной и вычислительной математики.

Цель работы состоит в разработке эффективных алгоритмов и программ исследования колебаний и оптимизации параметров многомассовых механических систем и применении разработанных алгоритмов к исследованию устойчивости движения и выбору рациональных параметров скоростных железнодорожных экипажей с тележками различных типов.

Общая методика исследования. Применен метод математического моделирования в сочетании с натурным экспериментом.

При определении рациональных значений упруго-вязких элементов рессорного подвешивания тележек вагонов специализированных поездов использованы численные методы оптимизации

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В.Лазаряна

НТБ
ДНУЖТ

6805a

методы линейной алгебры.

Для исследования систем с линеаризуемыми нелинейностями применялся способ понижения порядка уравнений возмущенного движения путем исключения быстрозатухающих решений. Решение дифференциальных уравнений с нелинеаризуемыми членами выполнено на ЭЦВМ методом Адамса-Гашфорта и путем моделирования на АБЧ. При обработке осциллографических записей динамических процессов, полученных в натурных испытаниях, использованы методы статистического анализа.

Научная новизна. Предложены математические модели, позволяющие с достаточной точностью исследовать устойчивость движения четырехосных вагонов на тележках с составными и жесткими в плане рамами и различными схемами рессорного подвешивания, включающими демпферы как сухого, так и вязкого трения.

Разработан ряд эффективных алгоритмов оптимизации параметров линейных динамических систем с точки зрения устойчивости их невозмущенного движения. Предложены новые методики исследования колебаний сложных механических систем, движение которых описывается нелинейными дифференциальными уравнениями высокого порядка.

Систематизированы результаты исследований по влиянию параметров, конструктивных схем, сил сухого трения, действующих в опорах кузова на тележки и в рессорном подвешивании, на устойчивость движения скоростных железнодорожных экипажей.

Практическая ценность. Разработанные методики и алгоритмы позволяют эффективно определять такие значения параметров ходовых частей, при которых движение вагона устойчиво в заданном диапазоне скоростей. С помощью предложенных методик и алгоритмов получены рациональные значения параметров рессор-

НТБ
ДНУЖТ

ного подвешивания вагонов в зависимости от конструктивных схем тележек.

Внедрение результатов работы. Рекомендации по выбору параметров ходовых частей учтены при разработке "Технических требований на проектирование двухосных тележек для грузовых вагонов с конструкционной скоростью 140 км/ч". Результаты исследования устойчивости движения платформы для перевозки контейнеров и скоростного пассажирского вагона использованы ВНИПТИ вагоностроения и Калининским филиалом ВНИИ вагоностроения при разработке тележек новых конструкций.

Алгоритмы и программы, разработанные автором, применяются в ДИИТ, ЦНИИ МПС, Рижском филиале ВНИИ вагоностроения, Институте геотехнической механики АН УССР.

Апробация. Основные результаты работы доложены на: III Всесоюзной конференции по аналоговой вычислительной технике (Москва, 1969), IV Всесоюзной конференции по проблеме "Однородные вычислительные системы и среды" (Киев, 1975), научно-техническом совещании по скоростному транспорту (Днепропетровск, 1972), юбилейной научно-технической конференции ДИИТ (1972), Симпозиуме по проблемам моделирования динамики подвижного состава (Брянск, 1973), семинарах по механике ДО ИМ АН УССР и ДИИТ (1974, 1975), Ученом совете ДО ИМ АН УССР (1975), совещании по результатам разработки тележки грузовых вагонов специализированных контейнерных поездов (Кременчуг, 1976), семинаре "Общая механика" (Днепропетровск, 1976).

Публикации. Основное содержание работы опубликовано в II печатных работах.

Структура работы обусловлена необходимостью последовательного описания построенных математических моделей, разрабо-

НТБ
ДНУЖТ

танных алгоритмов расчетов, проведенных исследований колебаний и устойчивости движения скоростных вагонов, результатов сравнения теоретических и экспериментальных данных, выводов и рекомендаций.

Объем работы. Диссертация изложена на 155 страницах, состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы из 123 наименований, содержит 30 рисунков, 10 таблиц и пять приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Теоретические основы динамики подвижного состава железных дорог заложены в работах Н.Б. Луковского, А.М. Годичко-Цирико, М.В. Винокурова, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинского, С.М. Куценко, В.А. Лазаряна, В.Б. Медея, И.И. Челнокова, а также Ф. Картера, Т. Моцудайры, А. Уикенса и других отечественных и зарубежных ученых. Существенный вклад в развитие методов исследования динамики рельсовых экипажей внесли В.П. Блохин, Л.О. Грачева, М.Л. Коротенко, А.А. Львов, Л.Н. Никольский, М.М. Соколов, Т.А. Тибилев, В.Ф. Ушаков и др.

Разносторонние исследования по динамике рельсовых экипажей проводятся коллективами научных сотрудников ЦНИИ МПС, ВНИИ вагоностроения, ДО им АН УССР, МИИТ, ЛИИТ, ДИИТ, ХПИ, РИИТ, НИИ и КБ заводов транспортного машиностроения.

Как показывают многочисленные экспериментальные данные, движение железнодорожных экипажей со скоростями, при которых возникают незатухающие колебания виляния, сопровождается значительным увеличением нагруженности ходовых частей, что приводит к повышенному износу узлов подвижного состава и элементов верхнего строения пути. При этом возможно нарушение условий безопасности движения. Поэтому особо важное значение

НТБ
ДНУЖТ

приобретает выбор рациональных схем и параметров тележек, обеспечивающих асимптотическую устойчивость, в смысле А.М.Ляпунова, невозмущенного движения вагонов и локомотивов в рабочем диапазоне скоростей.

Решения некоторых вопросов указанной задачи посвящены приведенные в настоящей работе исследования.

В первой главе диссертации приведены математические модели, описывающие собственные пространственные колебания четырехосных грузовых вагонов на тележках с составными и жесткими в плане рамами. Рассмотрены конструктивные схемы тележек с центральным подвешиванием и упругим соединением колесных пар и рам, с центральным подвешиванием и жестким опиранием боковых рам на буксы (по типу тележек ЦНИИ-ХЗ), а также с буксовым подвешиванием.

В качестве расчетных схем вагонов на тележках с составными рамами приняты механические системы из одиннадцати твердых тел (кузов, две шкворневые балки, 4 боковые рамы, 4 колесные пары). Расчетные схемы вагонов на тележках с жесткими рамами представлены системами из девяти (кузов, 2 шкворневые балки, рамы тележек, 4 колесные пары) или семи (кузов, 2 рамы тележек, 4 колесные пары) твердых тел. При составлении уравнений движения учтены силы сухого трения, действующие в опорах кузова на тележки и в рессорном подвешивании, а также криволинейность профиля поверхности катания колеса. Принята во внимание упругость пути в горизонтальном поперечном направлении. Порядок систем дифференциальных уравнений, определяющих устойчивость движения вагона с рассмотренными типами тележек, находится в интервале 30÷74 и зависит от конструктивной схемы ходовых частей и типов гасителей колебаний.

НТБ
ДНУЖТ

Вторая глава посвящена исследованию колебаний и устойчивости движения вагонов с двойным рессорным подвешиванием при нелинейном соединении колесных пар с рамами тележек в горизонтальном поперечном направлении, обусловленным осевыми зазорами между наружными кольцами роликового и шарикового подшипников. Такое соединение характерно, в частности, для конструкции буксовых узлов вагонов типа В200. Устойчивость движения такого вагона при учете горизонтальной упругости пути определяется системой нелинейных дифференциальных уравнений 42-го порядка. Решение этой системы уравнений выполнено на АВМ типа МН-17М.

При переходе к машинным уравнениям масштабные коэффициенты определены с помощью численных методов оптимизации. Целевая функция выбрана таким образом, чтобы коэффициенты машинных уравнений с учетом ограничений на их величины были по возможности близки к единице, но не больше единицы. Область допустимых значений масштабных коэффициентов задана ограничениями, определяемыми так, чтобы наибольшие абсолютные значения всех машинных переменных находились в заданном диапазоне рабочих напряжений машины. Для решения сформулированной задачи разработана эффективная вычислительная процедура метода штрафных оценок. Величина коэффициента штрафа в модифицированной функции Лагранжа находится из вспомогательной задачи выпуклого программирования, которая решается аналитически.

Полученные значения оптимальных в указанном выше смысле масштабных коэффициентов позволили повысить и выровнять средний уровень машинных переменных, что дало возможность увеличить точность решения рассматриваемых задач на АВМ. Результаты контрольных расчетов на ЭЦВМ отличаются не более, чем на 5 %. Это свидетельствует об эффективности применения предложен-

НТБ
ДНУЖТ

ной методики выбора масштабных коэффициентов.

Рассмотрены два варианта значений параметров рессорного подвешивания вагона В200. Первый вариант соответствует значениям параметров, предусмотренным техническим заданием, второму значениям, реализованным в опытных образцах. Расчеты проведены при различных значениях осевых зазоров в буксовых узлах. Коничность поверхности катания колеса μ в первом и во втором вариантах принималась равной 1:100 (по техническому заданию) и 1:20. Моменту сил сухого трения M действующему в горизонтальной плоскости при поворотах шкворневой балки относительно кузова, задавались значения 0–4 Тм с шагом 0,5 Тм. Скорость движения v изменялась от 20 м/с до 80 м/с с шагом 10 м/с. По результатам решения построены зоны устойчивости движения в плоскости параметров "скорость движения – момент трения". Показано, что при рассмотренных вариантах подвешивания более приемлемо использование колес с коничностью $\mu = 1:20$. При $\mu = 1:20$ буксовое подвешивание следует выполнять с горизонтальной жесткостью, равной 200–300 Тм⁻¹. Так, при горизонтальной жесткости соединения буксового узла с рамой тележки около 200 Тм⁻¹ и значениях $M > 0,25$ Тм движение вагона асимптотически устойчиво, когда величина осевого зазора в буксовом узле меньше $4 \cdot 10^{-3}$ м.

В третьей главе описаны разработанные автором алгоритмы, позволяющие упростить исследование устойчивости движения рельсовых экипажей.

Эффективным методом исследования нелинейных механических систем является линеаризация их уравнений движения с использованием равномерной (чебышевской) аппроксимации. В работе пред-

НТБ
ДНУЖТ

ложена методика определения интервалов линеаризации фазовых координат, основанная на использовании коэффициентов распределения амплитуд системы первого приближения. Для решения задачи чебышевской аппроксимации построен алгоритм, использующий идеи случайного поиска.

Решение систем нелинейных дифференциальных уравнений можно упростить, если удастся расцепить заданную систему на несколько не связанных между собой блоков уравнений более низкого порядка. Так как точное расщепление нелинейной системы возможно лишь в немногих сугубо частных случаях, в работе предложен приближенный способ понижения порядка систем нелинейных дифференциальных уравнений путем исключения быстро затухающих решений. Исходная система нелинейных дифференциальных уравнений линеаризуется методами равномерной аппроксимации и приводится к главным фазовым координатам. Главные координаты, соответствующие быстро затухающим решениям, полагаются равными нулю, что дает возможность выразить часть обобщенных координат через остальные. Полученные выражения подставляются в исходную нелинейную систему. При этом порядок системы уравнений, описывающей установившийся режим колебаний, существенно понижается. Если исходная нелинейная система обладает устойчивым предельным циклом, этот способ дает возможность находить амплитуды координат, соответствующие предельному циклу, алгебраическими методами. Так, например, с помощью этого способа из системы нелинейных дифференциальных уравнений 32-го порядка, определяющей устойчивость вагона с двойным рессорным подвешиванием, выделен блок 4-го порядка, содержащий незатухающие решения. Сравнение результатов численного интегрирования, полученных при сопоста-

НТБ
ДНУЖТ

вимых начальных условиях, показало, что отклонения решения системы 4-го порядка от решения исходной системы составляют по частотам - 3%, по амплитудам предельного цикла - 5%. При определении величин амплитуд предельного цикла алгебраическим путем погрешности не превосходили 7%. Отметим, что если вместо наилучшей, в смысле П.Л.Чебышева, линеаризации применить разложение Тейлора, то погрешности в значениях амплитуд и частот колебаний окажутся в 5-7 раз большими.

Матрицы коэффициентов линеаризованных уравнений движения в рассматриваемых случаях имеют достаточно высокий порядок. Среди собственных чисел λ (вещественных и комплексных) имеется большое количество кратных и близких. В работе показана эффективность применения QR - алгоритма, предложенного В.Я. Кублановской и Дж.Френсиоом, для вычисления собственных чисел таких матриц. Это следует из того, что наличие кратных и близких собственных чисел не только не замедляет сходимость QR - алгоритма, но, напротив, приводит к ее ускорению. Указано, что QR - алгоритм может быть эффективно применен также для вычисления корней полиномов при наличии близких корней. Обычно используемые для этих целей методы (Хичкока, Ньютона и др.) в этом случае сходятся медленно. Время вычисления корней значительно сокращается, если определять их с помощью QR - алгоритма, применяемого к матрице Фробениуса, составленной из коэффициентов полинома.

При проектировании новых и усовершенствовании существующих конструкций рельсовых экипажей следует выбирать такие параметры упруго-диссипативных элементов, при которых движение вагона будет асимптотически устойчивым в рабочем диапазоне

НТБ
ДНУЖТ

скоростей, т.е. должно выполняться условие $h_{max}(P) = \max_{1 \leq i \leq n} Re\lambda_i(P) < 0$ где $P = [p_1, p_2, \dots, p_m]$ - вектор варьируемых параметров. В.А.Лазаряном и М.Л.Коротенко сформулирована задача оптимизации параметров подвижного состава из условия устойчивости движения и разработана методика ее решения. В качестве целевой функции принята величина $h_{max}(P)$ область допустимых значений параметров определена ограничениями $p_j^{min} \leq p_j \leq p_j^{max} (j = \overline{1, m})$. Так как $h_{max}(P)$ не всюду дифференцируема и её экстремум принципиально невозможно определить классическими градиентными методами, в работе предложено вместо минимизации $h_{max}(P)$ решать эквивалентную задачу, в которой минимизируется дополнительно введенная переменная W а дифференцируемые функции $Re\lambda_i(P)$ введены в ограничения:

$$W \rightarrow \min,$$

$$W > Re\lambda_i(P) \quad (i = \overline{1, n}), \quad p_j^{min} \leq p_j \leq p_j^{max}$$

Для нахождения локального экстремума W применен метод штрафных оценок. В разработанном алгоритме направление поиска строится по методу сопряженных градиентов, производные $\partial Re\lambda_i / \partial p_j$ вычисляются с помощью корневой функции чувствительности собственных чисел к вариациям параметров. С целью уменьшения затрат машинного времени на нахождение экстремума предложено на каждом шаге поиска линейно аппроксимировать активные ограничения $W > Re\lambda_i(P)$ и решать соответствующую задачу линейного программирования. Построенный таким образом алгоритм эффективно работает в случае многомерного оврага с недифференцируемым криволинейным дном, образованным пересечением поверхностей $Re\lambda_i(P)$

НТБ
ДНУЖТ

Так как целевая функция может быть многоэкстремальной, в работе предложен алгоритм поиска глобального экстремума функции многих переменных. Направление пробных шагов разыгрывается по принципу алгоритма с направляющей сферой, а длина шага вдоль выбранного направления предполагается распределенной по закону S_j Джонсона с известными параметрами на отрезке между точкой положения поиска и точкой пересечения этого направления с границей области поиска, заданной линейными ограничениями. В процессе поиска изменяются радиус направляющей сферы и параметры, определяющие форму закона S_j Джонсона.

Определение оптимальных, из условия устойчивости движения, значений параметров является первым этапом исследования. Так как обычно необходимо знать допустимые диапазоны изменения параметров, при которых движение вагона будет асимптотически устойчивым, в работе определяется область L рациональных значений параметров, для которой выполняется условие $h_{max}(P) \leq \xi$ ($\xi < 0$).

Поскольку в процессе эксплуатации часть параметров, в особенности коничность колеса и коэффициент ползучего скольжения, могут менять свои значения, то представляет интерес исследование чувствительности $h_{max}(P)$ к вариациям этих параметров. В работе предложено такие исследования проводить с помощью численных методов оптимизации, используя целевую функцию вида

$$S(P) = \max_{1 \leq i \leq n} \left(\sum_{j=1}^l \left(\gamma_j \frac{\partial \operatorname{Re} \lambda_i}{\partial p_j} \right)^2 \right)^{1/2} \rightarrow \min_{P \in L},$$

где γ_j - весовой коэффициент соответствующего параметра,
 S - количество собственных чисел, удовлетворяющих условию

НТБ
ДНУЖТ

$$ReA_i(P) > h_{max}(P) - \varepsilon \quad (\varepsilon > 0), \quad ReA_1 > ReA_2 > \dots > ReA_n$$

В четвертой главе изложены результаты исследования колебаний и устойчивости движения вагонов, полученные с применением разработанных способов и алгоритмов.

Для контейнерной платформы получены оптимальные значения горизонтальных упруго-вязких элементов тележек. Функция цели вычислялась при скорости движения $v = 30, 40$ м/с и из полученных таким образом двух значений выбиралось большее. Ограничения, наложенные на вектор оптимизируемых параметров, обусловлены возможными конструктивными решениями.

Из полученных результатов следует, что если в центральном подвешивании тележек с составной или жесткой в плане рамой установить гидравлические гасители колебаний, то при оптимальных значениях параметров величина h_{max} для этих систем практически одинакова и составит около $-0,6 \text{ с}^{-1}$. Исследовано влияние горизонтальной жесткости центрального подвешивания и угловой жесткости тележки, а также упругих элементов буксовых узлов на величину $h_{max}(P)$ и значения критической скорости. Отмечено, что изменение конструктивной схемы тележки грузовых вагонов с центральным рессорным подвешиванием путем включения дополнительных упругих элементов, соединяющих в плане колесные пары и боковые рамы, позволяет расширить диапазон рациональных, с точки зрения устойчивости движения, значений угловой жесткости соединения шкворневой балки и боковых рам.

Для платформы на тележках с центральным подвешиванием получены такие значения горизонтальных упруго-вязких элементов

НТБ
ДНУЖТ

ходовых частей, при которых чувствительность $h_{max}(P)$ минимальна к одновременному изменению коничности колеса μ и коэффициента псевдоскольжения F . Соответствующими расчетами показано, что в достаточно широком диапазоне изменения указанных параметров ($\mu = 1:40, 1:20, 1:10$ и $F = 980 \text{ Т.}, 1960 \text{ Т.}$) значения $h_{max}(P)$ близки и не превышают величину $-0,21 \text{ с}^{-1}$.

Исследовано влияние сил сухого трения, действующих в опорах кузова на тележки и в рессорном подвешивании, на колебания и устойчивость движения вагона. Установлено, что амплитуды и частоты автоколебаний платформы на тележках с составными рамами существенно зависят от величины момента сил сухого трения ω . В рассмотренных вариантах относительные перемещения частей тележек и кузова имеют минимальные значения при $\omega = 1,5-2 \text{ Тм}$. В случае платформы на тележках типа ЦНИИ-ХЗ ($\omega \leq 0,85 \text{ Тм}$) уровень перемещений существенно выше.

Наименьший уровень перемещений получен при всех рассмотренных значениях ω в вариантах опирания кузова платформы на тележки с жесткой в плане рамой и центральным подвешиванием. В случае опирания кузова платформы на тележки с жесткой в плане рамой и буксовым подвешиванием уровень перемещений также ниже минимальных значений, полученных в вариантах платформы на тележках с составной рамой.

Как показали полученные в последнее время результаты стендовых испытаний, проводимых на Уралвагонзаводе, соединение в плане шкворневой балки и боковин тележек с составной рамой и центральным подвешиванием носит упруго-фрикционный характер. Причем силы сухого трения, препятствующие забеганию боковин, сопоставимы по величине с силами трения, образующими пару с

моментом \mathcal{W} Представляет практический интерес исследование влияния совместного действия сил сухого трения в скользящих-демпферах и в рессорном подвешивании (с учетом сил трения при забегании боковин).

Этот вопрос рассмотрен применительно к груженому полувагону на тележках с центральным подвешиванием и упругим соединением колесных пар с боковыми рамами. По данным Уралвагонзавода угловая жесткость соединения в плане шкворневой балки и боковины составляет около 200 Тм.рад^{-1} . Горизонтальные продольные силы сухого трения, действующие в клиновых гасителях при забегании боковин, достигают $2T$ (на боковину), т.е. момент этих сил $\mathcal{W}_\kappa \approx 4 \text{ Тм}$ на тележку.

Проведена серия расчетов, связанных с решением системы уравнений 58-го порядка при $\mathcal{W}_\kappa = 0,4$ и 4 Тм . Момент сил сухого трения \mathcal{W} принят равным $1,7 \text{ Тм}$. Решения получены при скорости движения полувагона 80, 100, 120 и 140 км/ч. На основании результатов исследования можно заключить, что параметры упруго-фрикционного соединения в плане шкворневой балки и боковин оказывают существенное влияние на характер движения полувагона. Соответствующим подбором этих параметров и обеспечением их стабильности в эксплуатации можно добиться определенных улучшений динамических качеств грузовых четырехосных вагонов при повышенных скоростях движения.

В марте-апреле 1975 г. на скоростном полигоне ЦНИИ МПС (участок Майкоп-Белореченская Северо-Кавказской железной дороги) были проведены динамические (ходовые) испытания четырехосных полувагонов с тележками конструкции Уралвагонзавода (с составными рамами), в том числе тележки с центральным подвешиванием.

НТБ
ДНУЖТ

ванием и упругим соединением колесных пар с боковыми рамами и тележки с буксовым подвешиванием. Испытания проведены силами УВЗ, ДИИТ, ДО ИМ АН УССР, ЦНИИ МПС и ЛИИИТ.

Опытные поездки проведены в три цикла, соответствующие различным вариантам конструктивных изменений опирания кузова полувагона на опытные тележки, рессорного подвешивания, а также некоторых узлов соединения ходовых частей. В первом варианте осуществлено опирание кузова полувагона только на пятники тележек. Во втором варианте использованы упруго-фрикционные скользящие-демпферы. При этом увеличился момент сил сухого трения W . Кроме того, в этом варианте уменьшением числа подклиновых пружин были изменены параметры рессорного подвешивания тележек с центральным подвешиванием и упругим соединением колесных пар с боковинами (уменьшились по сравнению с исходными величинами жесткость и амплитудное значение силы трения в гасителе колебаний). В тележке с буксовым подвешиванием резиновые элементы в соединении шкворневых балок и боковин заменены стальными. В третьем варианте восстановлены исходные параметры комплектов рессорного подвешивания тележки с центральным подвешиванием и упругое соединение шкворневой балки и боковых рам тележки с буксовым подвешиванием.

В опытных поездках при фиксированных значениях скорости движения в диапазоне 60–160 км/ч измерялся ряд величин, характеризующий динамические качества экипажей, в том числе угол поворота шкворневых балок относительно кузова в плане ($\Delta\varphi$).

По осциллографическим записям в каждом опыте определялись максимальные значения угловых перемещений и строились точечные графики $\Delta\varphi$ в зависимости от скорости движения. Кривые,

НТБ
ДНУЖТ

оглающие поле опытных данных, представляет собой графики изменения максимальных значений $\Delta\psi$ в зависимости от скорости движения v . Обработка и анализ этих результатов выполнены автором.

Из полученных зависимостей $\Delta\psi_{max}(v)$ для вагона на тележках с центральным подвешиванием (соответствующих трем вариантам опытов) следует, что максимальные значения $\Delta\psi$ при скоростях движения до 100 км/ч изменяются незначительно. При увеличении скорости движения свыше 100–120 км/ч значения $\Delta\psi_{max}$ интенсивно нарастают. Следовательно, критические скорости полувагона (при выполненных конструктивных изменениях опытных образцов тележки с центральным подвешиванием и ее соединения с кузовом) находились в указанном диапазоне скоростей.

При скоростях ниже критических амплитуды перемещений $\Delta\psi_{max}$, полученные по данным опытов первого и третьего вариантов, близки. В случае, когда были изменены параметры рессорного подвешивания (вариант 2), амплитуды перемещения $\Delta\psi_{max}$ возросли примерно в 2 раза по сравнению с полученными в опытах при исходных значениях параметров.

Приведенные результаты эксперимента подтверждают основные выводы теоретических исследований о влиянии сил сухого трения, действующих в скользунах-демпферах и в рессорном подвешивании тележек с центральным подвешиванием, на параметры колебаний вагона.

Во время испытания проводились опыты по исследованию влияния на ходовые качества полувагона конструктивных изменений узлов соединения шкворневых балок с боковыми рамами тележек с буксовым подвешиванием и схем опирания кузова на тележки.

НТБ
ДНУЖТ

Зависимости $\Delta\psi_{max}(\nu)$ полученные решением на АВИ МН-17И системы уравнений 5/4-го порядка лежат в полосе опитних данных. Характер расчетних зависимостей качественно соответствует огибающим поля экспериментальных данных. При скорости движения выше 120 км/ч наибольшие углы поворота $\Delta\psi$ получены в первом варианте опитов. В третьем варианте опитов значения величины $\Delta\psi_{max}$ меньше примерно в 1,5-2 раза. Это указывает на эффективность применения скользунов-демпферов при скоростях движения 100-150 км/ч.

Отметим, что в процессе проведения второго варианта опитов установлено, что поперечные перемещения шкворневых балок относительно боковых рам отсутствовали. Таким образом, соединение боковых рам и шкворневых балок тележек с буксовым подвешиванием в плане после замены резиновых элементов металлическими можно считать жестким. В этом случае значения $\Delta\psi_{max}$ были наименьшими, что соответствует теоретически полученным результатам.

Для оценки результатов теоретических исследований представляют интерес также данные статистической обработки осциллографических записей $\Delta\psi(t)$, измеренных во время испытаний. Из полученных графиков нормированной по дисперсии спектральной плотности, построенных для $\Delta\psi$ при скоростях 100, 120, 140, 150 км/ч (первый вариант опитов) следует, что максимальная спектральная плотность приходится на частоты, существенно зависящие от скорости движения и эта зависимость близка к линейной. Частоты, определенные теоретическим путем и экспериментально, близки (погрешность не превышает 6%) во всех трех вариантах опитов.

На основании проведенных исследований рекомендуются сле-

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В.Лазаряна

НТБ
ДНУЖТ

68059

дующие значения горизонтальной жесткости центрального рессорного подвешивания и упругих элементов, соединяющих части тележки с составной рамой при использовании демпферов вязкого сопротивления:

- горизонтальная поперечная жесткость центрального рессорного подвешивания - $50 \pm 100 \text{ Тм}^{-1}$ (на рессорный комплект);
- угловая жесткость соединения шкворневой балки и боковых в плане - $400 \pm 1200 \text{ Тм} \cdot \text{рад}^{-1}$ (на тележку);
- горизонтальная жесткость буксовых упругих элементов в продольном направлении - $(4 \pm 5) \cdot 10^3 \text{ Тм}^{-1}$ (на буксу);
- горизонтальная жесткость буксовых упругих элементов в поперечном направлении - $400 \pm 600 \text{ Тм}^{-1}$ (на буксу);
- коэффициент вязкого сопротивления гидравлических демпферов, установленных в подвешивании для гашения горизонтальных колебаний - $5 \pm 7 \text{ Тм}^{-1} \text{с}$ (на рессорный комплект).

Для тележки с жесткой (в плане) рамой, упруго связанной с колесными парами, и центральным подвешиванием рекомендуются следующие значения параметров:

- горизонтальная поперечная жесткость центрального рессорного подвешивания - $100 \pm 200 \text{ Тм}^{-1}$ (на тележку);
- горизонтальная жесткость буксовых упругих элементов в продольном направлении - $(1 \pm 2) \cdot 10^3 \text{ Тм}^{-1}$ (на буксу);
- горизонтальная жесткость буксовых упругих элементов в поперечном направлении - $400 \pm 600 \text{ Тм}^{-1}$ (на буксу);
- коэффициент вязкого сопротивления гидравлических демпферов, установленных в подвешивании для гашения горизонтальных колебаний - $(10 \pm 14) \text{ Тм}^{-1} \text{с}$ (на тележку);
- для гашения горизонтальных колебаний допускается приме-

НТБ
ДНУЖТ

нение фрикционных демпферов с постоянной силой трения $I+2$ Т (на тележку).

Для тележки с жесткой (в плане) рамой и буксовым подвешиванием рекомендуются следующие значения параметров:

- горизонтальная жесткость рессорного комплекта в продольном направлении - $(I+2) \cdot 10^3$ Тм⁻¹ (на буксу);
- горизонтальная жесткость рессорного комплекта в поперечном направлении $200+300$ Тм⁻¹ (на буксу);
- сила трения фрикционных демпферов для гашения горизонтальных колебаний - $0,3+0,6$ Т (на буксу);
- момент сил сухого трения, действующих при повороте (в плане) рамы тележки относительно кузова - $I,5+2$ Тм (на тележку).

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Для исследования колебаний и устойчивости движения железнодорожных экипажей, расчетные схемы которых представляют многомассовые механические системы с нелинейностями различных типов, предложены:

- способ понижения порядка систем нелинейных дифференциальных уравнений путем исключения быстро затухающих решений, позволяющий достаточно точно исследовать установившиеся режимы колебаний по системам существенно меньшего порядка, что значительно экономит время машинного счета;
- алгоритм независимого случайного поиска для решения задачи равномерной (чебышевской) аппроксимации функций, удобный для реализации на ЭЦВМ с малым объемом оперативной памяти;
- формулировка задачи и алгоритм определения оптимальных

НТБ
ДНУЖТ

масштабных коэффициентов для решения на АЭМ систем нелинейных дифференциальных уравнений.

2. Для оптимизации параметров ходовых частей подвижного состава методами нелинейного программирования

разработан алгоритм нахождения локального экстремума методом сопряженных градиентов и его модификации с линейной аппроксимацией ограничений, что существенно сокращает затраты машинного времени на поиск;

построен алгоритм случайного поиска для решения многоэкстремальных задач, сходящийся по вероятности к глобальному экстремуму при довольно слабых требованиях к виду целевой функции;

- сформулирована задача о выборе параметров механических систем, при которых $h_{max}(P)$ наименее чувствительна к одновременному изменению некоторых из них.

3. Проведено исследование устойчивости движения скоростного пассажирского вагона типа В200. Показано, что наличие зазоров в связи тележек и колесных пар приводит к значительному уменьшению зон асимптотической устойчивости движения. Даны рекомендации по выбору параметров буксового подвешивания вагонов такого типа.

4. Выполнены исследования влияния на колебания и устойчивость движения вагона сил сухого трения в рессорном подвешивании и в опорах кузова на тележки с составными и жесткими в плане рамами. Показано, что амплитуды горизонтальных колебаний платформы значительно ниже в случае использования тележек с жесткой рамой.

Установлено, что рациональное значение момента сил сухо-

НТБ
ДНУЖТ

го трения, возникающего при поворотах (в плане) тележек с составной рамой относительно кузова, составляет 1,5-2 Тм (на тележку).

5. Даны рекомендации по выбору параметров рессорного подвешивания и упругих элементов соединения ходовых частей грузовых вагонов в зависимости от вариантов конструктивных схем тележек.

6. Выводы теоретических исследований о влиянии сил сухого трения, действующих в скользунах-демпферах и в рессорном подвешивании тележек, подтверждаются данными натурных испытаний полувагонов на тележках конструкции Уралвагонзавода. Таким образом, используемые в работе математические модели и методика расчетов позволяют исследовать устойчивость движения четырехосных грузовых вагонов на тележках различных типов с приемлемой точностью.

Основное содержание диссертации
опубликовано в следующих работах автора:

1. Применение электронных моделей к исследованию устойчивости движения механических систем со многими степенями свободы. III Всесоюзная конференция по аналоговой вычислительной технике, тезисы докладов, М., 1969 (соавторы В.А.Лазарян, М.Л.Коротенко, Р.Б.Грановский).
2. Определение собственных значений матриц высоких порядков при помощи QR - алгоритма. Материалы научно-технического совещания (Днепропетр., 1972). "Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта", Киев, "Наукова думка", 1973 (соавторы В.А.Лазарян, Л.А.Длугач, М.Л.Коротенко).
3. Некоторые методы и результаты исследования устойчивости невозмущенного движения рельсовых экипажей. Труды Брянского института трансп.машиностроения, вып.26, Брянск, 1974 (соавторы В.А.Лазарян, Л.А.Длугач, П.В. Лежин, М.Л.Коротенко, Г.Ф.Осадчий, И.А.Радченко).
4. Выбор коэффициентов передачи при подготовке задач и уравнений для их решения на АЭМ. Труды Днепропетр. ин-та жел.-дор. транспорта, вып.169/21, Днепропетровск, 1975.

НТБ
ДНУЖТ

5. О влиянии изменения конструктивной схемы тележки на устойчивость движения грузового вагона. Труды Днепропетр. ин-та жел.-дор. транспорта, вып.169/21, Днепропетровск, 1975 (соавтор В.В.Демин).
 6. Устойчивость движения рельсовых экипажей при больших проскальзываниях. Труды Днепропетровского ин-та жел.-дор.транспорта, вып.158, Днепропетровск, 1975 (соавторы В.А.Лазарян, Л.А.Длугач, М.Л.Коротенко).
 7. Понижение порядка систем нелинейных дифференциальных уравнений движений путем исключения быстро затухающих решений. "Прикладная механика", т.ХІ, вып.8, 1975 (соавторы В.А.Лазарян, Л.А.Длугач, М.Л.Коротенко).
 8. К вопросу о глобальном оптимизаторе. "Автоматика и вычислительная техника" №5, Зинатне, Рига, 1975 (соавтор Э.И.Волинский).
 9. О применении ЭВМ для программирования аналоговых вычислительных машин. ІУ Всесоюзная конференция по проблеме "Однородные вычислительные системы и среды", тезисы докладов, Киев, 1975 (соавтор Э.И.Волинский).
 10. Применение метода случайного поиска для решения задачи чебышевской линейной аппроксимации. Труды Днепропетр. отделен.Ин-та мех. АН УССР "Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта", Киев, "Наукова думка", 1976 (соавтор Л.А.Длугач).
 11. Об одном алгоритме оптимизации параметров динамических систем. Труды Днепропетр. отделен.Ин-та мех. АН УССР "Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта", Киев, "Наукова думка", 1976 (соавтор М.Л.Коротенко).
-

ИССЛЕДОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ
СКОРОСТНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ
РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИХ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ

FT 10720. 16.XI.1976 г. Сдано в производство 16.XI.1976 г. Формат
60x84 1/16 Усл.печ.л. 1,5. Тираж 100. Заказ № 13167. Бесплатно.
Городская типография № 3 Днепропетровского областного управления
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 320002
г.Днепропетровск, ул.Фрунзе, 6.

Сканировала Камянская Н.А.

НТБ
ДНУЖТ