

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
ИМЕНИ М. И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

УДК 534.1:625.24

САМАРЕЦ Наталья Николаевна

**ДИНАМИКА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ
ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ПРЯМОЛИНЕЙНЫМ
И КРИВОЛИНЕЙНЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ**

05.22.07 — Подвижной состав железных дорог и тяга поездов

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

Днепропетровск — 1985

Работа выполнена в Институте технической механики Академии наук Украинской ССР.

Научный руководитель

доктор технических наук, профессор В.Ф. УШКАЛОВ

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор А.А. ЛЬВОВ

доктор технических наук, доцент В.Д. ДАНОВИЧ

Ведущее предприятие – Отдельное конструкторское бюро по железнодорожным транспортерам (г. Ворошиловград).

Защита состоится "____" декабря 1985 г. в ____ час.
на заседании специализированного совета К II4.07.01 в Днепропетровском ордена Трудового Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта имени М.И. Калинина (г. Днепропетровск, 320629, ГСП, ул. Акад. В.А. Лазаряна, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " 2 " января 1985 г.

НТБ
ДНУЗТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. На современном этапе развития экономики нашей страны перед транспортом стоят сложные задачи по перевозке тяжеловесных крупногабаритных изделий. Во многих случаях целесообразно перевозить такие грузы по железным дорогам. Для транспортировки по путям МПС большегрузных изделий используется специализированный подвижной состав — железнодорожные транспортеры грузоподъемностью до 500 т. В настоящее время в соответствии с постановлением Государственного комитета СССР по науке и технике и Госплана СССР исследуется возможность создания железнодорожного транспортера грузоподъемностью 700 т. Ходовыми частями таких рельсовых экипажей служат многоосные тележки, к которым предъявляются специфические требования (большая нагрузка на ось, небольшие размеры по базе и по высоте расположения подпятников).

4845a

Важной задачей для железнодорожного транспорта является повышение провозной и пропускной способности железных дорог. Возможный способ ее решения — увеличение осевых нагрузок и повышение скоростей движения грузового подвижного состава. Однако при этом существенно возрастает уровень динамических воздействий на путь. Поэтому в процессе проектирования новых или модернизации существующих конструкций транспортеров возникает проблема выбора рациональных значений параметров рессорного подвешивания многоосных тележек и металлоконструкций с точки зрения уменьшения воздействия экипажей на рельсовое полотно. Это обстоятельство обуславливает необходимость проведения теоретических исследований колебаний и нагруженности многоосных рельсовых экипажей, а также дальнейшего совершенствования методов этих исследований.

Цель работы. Разработка способа расчета характеристик колебаний многоосных рельсовых экипажей при движении по пути произвольной

Днепропетровский
институт
жел.
ж.д. транспорта
и связи
Д.И. БОКОВА

кривизны в плане, предусматривающего возможно полный учет нелинейностей систем; построение расчетных схем, разработка математических моделей колебаний и оценка динамических качеств некоторых типов железнодорожных транспортеров на различных многоосных тележках; выбор рациональных значений параметров ходовых частей и металлоконструкций транспортеров с точки зрения улучшения динамических качеств.

Методика исследований. В работе использован метод математического моделирования с применением цифровых вычислительных машин. Численное интегрирование обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений колебаний рельсовых экипажей проводилось методом Адамса-Башфорта. Решение систем нелинейных алгебраических уравнений, описывающих квазистационарные состояния транспортеров на переходных и круговых кривых, получено с помощью подпрограммы, реализующей метод Ньютона. Решение систем линейных дифференциальных уравнений с гармонической правой частью разыскивалось в виде разложения в ряд по формам колебаний системы без диссипации; коэффициенты ряда определялись методом последовательных приближений Зейделя. Собственные значения матриц коэффициентов линеаризованных уравнений возмущенного движения определялись с помощью подпрограммы, реализующей *QR* - алгоритм.

Научная новизна. I. Построены расчетные схемы и разработаны математические модели пространственных колебаний восьмиосного транспортера на четырехосных типовых и унифицированных тележках и десятиосного транспортера на пятиосных тележках при движении по пути произвольной кривизны в плане. Построена линеаризованная расчетная схема и получены дифференциальные уравнения, описывающие колебания в вертикальной продольной плоскости симметрии шестнадцатiosного транспортера на четырехосных тендерных тележках. Разработан алгоритм расчета коэффициентов устойчивости от опрокидывания

при квазистационарных состояниях на пути произвольной кривизны в плане 36-осного транспортера, моделируемого многоярусной системой твердых тел.

2. Приведен способ определения рациональных значений параметров рессорного подвешивания рельсовых экипажей из условий стационарных режимов в круговых кривых и устойчивости прямолинейного и криволинейного движения.

3. Проведена оценка влияния трения в рессорном подвешивании многоосных транспортеров на развитие колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

4. Предложен вариант моделирования случайных возмущений при исследовании боковых колебаний рельсовых экипажей.

5. Определены рациональные значения некоторых параметров рессорного подвешивания ходовых частей и металлоконструкций рассмотренных типов многоосных транспортеров.

Практическая ценность. Данная работа является продолжением развития методов исследований динамики подвижного состава, в частности, многоосного, выполняемых с целью отыскания путей улучшения динамических качеств рельсовых экипажей. Разработанные математические модели и алгоритмы позволяли с достаточной для практики точностью оценить характеристики пространственных и плоских колебаний многоосных транспортеров при движении по прямолинейным и криволинейным участкам пути, провести выбор рациональных значений параметров их ходовых частей и металлоконструкций и дать рекомендации по совершенствованию конструктивных схем экипажей. Методики описания колебаний, стационарных режимов движения в круговых кривых, устойчивости невозмущенного прямолинейного и криволинейного движения, а также квазистационарных состояний транспортеров при движении по пути произвольного очертания в плане могут быть использованы при решении задач взаимодействия других типов рельсовых экипажей и пути.

Внедрение результатов работы. Результаты исследований используются в ОКБ по железнодорожным транспортерам (г. Ворошиловград) и Отраслевом отделе ВНИИВ (г. Кременчуг) при модернизации существующих и проектировании перспективных транспортеров. В частности, результаты теоретических разработок использованы при выборе конструктивных схем проектируемого 700-тонного транспортера и его ходовых частей с ожидаемым экономическим эффектом около 276 тыс.руб.

Разработанная методика исследования колебаний многоосных транспортеров при движении по пути произвольного очертания в плане использована при модернизации специализированного подвижного состава. Экономический эффект от внедрения данных разработок составил 100 тыс. руб.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всесоюзных конференциях "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (Днепропетровск, 1980, 1984), Всесоюзных научно-технических конференциях "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня" (Ворошиловград, 1981, 1985), научно-технических конференциях молодых ученых ИТМ АН УССР (1982, 1984), IV Республиканском совещании по проблемам динамики твердого тела (Донецк, 1984), научном семинаре "Общая механика" (Днепропетровск, 1985), областной научно-практической конференции "Вклад ученых Днепропетровщины в повышение эффективности общественного производства" (Днепропетровск, 1985), технико-экономическом совете ОКБ по железнодорожным транспортерам (Ворошиловград, 1985). В 1985 г. за цикл исследований, посвященных динамике многоосных экипажей, автору присуждена городская комсомольская премия имени академика В.А.Лазаряна в области механики.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 12 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа изложена на 144 страницах машинописного текста, иллюстрируется рисунками и таблицами на 56 страницах и состоит из введения, пяти глав, списка литературы из 171 наименования и двух приложений на 14 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен краткий обзор работ в области исследования динамики многоосных рельсовых экипажей, описаны основные конструктивные особенности рассматриваемых типов железнодорожных транспортеров, обоснован выбор направлений исследований, сформулированы основные цели и задачи работы.

В обзоре работ отмечено, что теоретические основы исследований динамики подвижного состава изложены в работах отечественных и зарубежных ученых Н.Е.Жуковского, А.М.Голыцкого-Цвирко, Н.П.Петрова, С.П.Тимошенко, М.Ф.Вериги, С.В.Вершинского, В.А.Лязаряна, В.Б.Медела, Г.Марье, Ф.Картера и других. Существенный вклад в изучение динамики подвижного состава внесли советские ученые Е.П.Блохин, Л.О.Грачева, В.Д.Данович, А.А.Камаев, В.А.Камаев, А.Я.Коган, М.Л.Коротенко, С.М.Куценко, А.А.Львов, А.Н.Савоськин, М.М.Соколов, Т.А.Тибилов, В.Ф.Ушкалов, И.И.Челюков и другие.

Вопросам исследования динамики многоосных рельсовых экипажей посвящена обширная литература. Необходимость подобных разработок вызвана возрастанием потребностей в перевозках по железным дорогам тяжеловесных грузов с возможно большими скоростями, что в конечном итоге влияет на интенсификацию всего народного хозяйства страны.

Характерно, что в большинстве известных работ в этой области приведены исследования вынужденных колебаний восьмисосных экипажей при их движении в основном по прямым и в меньшей мере по круговым кривым. Однако не всегда принимаются во внимание связь между вертикальными и боковыми колебаниями, нелинейный профиль поверхности ка-

тания колес и другие нелинейности, случайный характер возмущений. Динамике рельсовых экипажей с числом осей, большим восьми, посвящено значительно меньше работ.

Вследствие того, что перевозимые на транспортерах грузы имеют, как правило, высокое расположение центра тяжести от головки рельса и при этом возникают проблемы по обеспечению устойчивости от опрокидывания, актуальной задачей является снижение высоты центра тяжести перевозимого груза за счет применения специальных тележек с пониженной высотой подпятника. Этому требованию удовлетворяют тендерные тележки, которые сравнительно часто используются для многоосных транспортеров. Наряду с положительными качествами (малые база и высота расположения подпятников) такие тележки имеют существенный недостаток: отсутствуют специальные гасители колебаний в рессорных комплектах. Однако необходимость установки специальных гасителей в рессорные комплекты тендерных тележек не является очевидной при их использовании для различных транспортеров и требует обоснования в каждом конкретном случае.

Особые проблемы возникают при движении многоосных экипажей по кривым. Для железнодорожных транспортеров повышенной грузоподъемности, имеющих водильные устройства, существенно увеличивается опрокидывающий момент. Кроме того, для таких экипажей суммарный зазор между скользунами с одной стороны оказывается достаточно большим вследствие наличия многоярусной системы балок, и при выборе зазоров между скользунами увеличивается боковой наклон балок. Однако уменьшение вертикальных зазоров может вызвать ухудшение взаимодействия балок при их взаимных поворотах в горизонтальной плоскости. Поэтому актуальной является задача определения рациональных значений зазоров между скользунами и определение допустимых скоростей движения по условию поперечной устойчивости от опрокидывания.

Для улучшения динамических качеств железнодорожных транспорте-

ров большой грузоподъемности необходимо создание новых конструкций ходовых частей, удовлетворяющих требованиям унификации, оборудованных специальными гасителями колебаний, допускающих повышенную нагрузку на ось, а также имеющих небольшие размеры по базе и по высоте расположения подпятников.

Одним из вариантов новых ходовых частей для транспортеров является четырехосная унифицированная тележка с нагрузкой от оси на рельсы 245–265 кН, которая проектируется на базе двухосных думпкарных тележек, допускающих осевую нагрузку до 343 кН. Конструктивная схема такой тележки аналогична конструктивной схеме четырехосной тендерной тележки.

В качестве другого варианта многоосных тележек представлялось целесообразным рассмотреть возможность использования пятиосных тележек, конструкция которых разработана ОКБ по железнодорожным транспортерам. Характерной особенностью конструкции такой тележки является возможность обеспечения радиальной (или близкой к ней) установки колесных пар в кривых. Применение специальных пятиосных тележек, допускающих нагрузку от оси на рельсы 245 кН, позволит упростить схему металлоконструкции и повысить устойчивость от опрокидывания транспортеров вследствие уменьшения яркости экипажей. Такие тележки рассматривались в качестве ходовой части для конструктивной проработки и анализа одного из вариантов транспортера грузоподъемностью 700 т.

Во второй главе построены расчетные схемы транспортеров, приведена методика описания колебаний многоосных рельсовых экипажей при движении по пути произвольного очертания в плане и разработаны математические модели пространственных колебаний транспортеров. Показан способ упрощения уравнений пространственных колебаний и описания вертикальных колебаний транспортеров. Разработан алгоритм вычисления коэффициентов устойчивости от опрокидывания при квази-

стационарных состояниях многоярусных экипажей на пути произвольной кривизны.

Железнодорожные транспортеры представляют собой сложные механические системы с большим числом степеней свободы. Для оценки их динамических качеств целесообразно рассматривать пространственные колебания экипажей. Расчетные схемы можно представить в виде систем твердых тел, соединенных упругодиссипативными и шарнирными элементами.

Нелинейности рассматриваемых механических систем обусловлены криволинейным очертанием профилей колес, характером изменения сил взаимодействия между колесами и рельсами, определяемых по теории крипа, перевалкой тел на плоских пятах и выбором зазоров между скользящими, а также наличием сил сухого трения в рессорном подвешивании и в пятах.

Для математического описания колебаний рельсовых экипажей на пути произвольной кривизны выбраны следующие системы координат, в которых производится отсчет линейных и угловых перемещений твердых тел: неподвижная — общая для всей системы, и две подвижные для каждого твердого тела: естественная (связанная с осью пути) и неизменно связанная с твердым телом. Рассматривалось движение экипажей на прямых, переходных и крутовых кривых. Кривизна пути принималась постоянной в пределах базы двухосной тележки. Вывод уравнений движения проводился с использованием уравнений Лагранжа второго рода.

При исследовании колебаний рельсовых экипажей на пути произвольной кривизны перемещения твердых тел можно представить в виде суммы двух слагаемых: обусловленных криволинейным очертанием оси пути и колебаниями системы. Понятно, что при движении по прямой первое слагаемое равно нулю. Таким образом, при исследовании криволинейного движения в первом приближении можно ограничиться анализом ряда квазистационарных состояний тел системы на пути произ-

вольной кривизны, допуская, что первые и вторые производные обобщенных координат равны нулю. Шаг квантования процесса может быть выбран достаточно большим.

Частным случаем является установившееся движение по круговым кривым с постоянной угловой скоростью. Для механических систем, ветви которых имеют одинаковую структуру и параметры, решение задачи об исследовании стационарных режимов в круговых кривых можно значительно упростить. Такое упрощение возможно вследствие того, что к однотипным телам системы приложены одинаковые силы, и на перемещения тел можно наложить дополнительные связи.

При разработке математических моделей колебаний предполагалось, что продольные перемещения всех элементов систем одинаковы; углы вращения всех колес одинаковы и пропорциональны продольному перемещению экипажа вдоль оси пути; путь абсолютно жесткий и имеет вертикальные и горизонтальные неровности. Число степеней свободы рассматриваемых систем зависит, в частности, от числа осей транспортеров. Так, расчетная схема восьмиосного транспортера представлена системой 23 твердых тел, число ее степеней свободы равно 27. Десятиосный транспортер представлен системой 13 твердых тел с 29 степенями свободы. Для шестнадцатиосного и 36-осного транспортеров расчетная схема представлена системами 15 и 27 твердых тел, число степеней свободы для этих экипажей принято равным 22 и 30 соответственно.

Полученные для расчетных схем восьми-, десяти- и шестнадцатиосного транспортеров дифференциальные уравнения позволяют исследовать собственные и вынужденные колебания экипажей при движении по прямолинейным и криволинейным участкам пути, а также провести анализ влияния изменения параметров подвешивания на динамические качества экипажей. Для оценки устойчивости от опрокидывания разработана на примере 36-осного транспортера математическая модель квазистационарных состояний экипажа на пути произвольной кривизны в плане, представленная системой нелинейных алгебраических уравнений. Используя соотно-

шение между опрокидывающими и восстанавливающими моментами, можно с помощью полученной математической модели оценить устойчивость от опрокидывания транспортного средства относительно его различных скользунов и головки рельса. Анализ квазистационарных состояний элементов 36-осного транспортного средства позволил определить характер изменения опрокидывающих и восстанавливающих моментов и в первом приближении установить диапазон рациональных значений зазоров между скользунами, а также допускаемые скорости движения в кривых.

Для упрощения решения задачи об оценке динамических качеств многосменных экипажей рассмотрен вопрос упрощения исходных дифференциальных уравнений движения транспортных средств. Для этого в некоторых случаях колебания в вертикальной продольной плоскости симметрии отделены от боковых колебаний. Дополнительные уравнения связей для координат боковой качки соединительных и наддресорных балок транспортных средств позволили уменьшить число степеней свободы и понизить порядок систем уравнений. Например, в результате проведенных упрощений для восьмиосного транспортного средства получены две системы дифференциальных уравнений — 8 порядка (вертикальные колебания) и 38 порядка (боковые колебания).

Как известно, существенное влияние на динамические качества экипажей оказывает демпфирование колебаний. Проведена оценка влияния трения в рессорном подвешивании на развитие колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Показано, что отсутствие трения в рессорном подвешивании особенно сильно сказывается на развитии колебаний в вертикальной плоскости. Пользуясь приемом разделения колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях, можно существенно упростить решение задачи об оценке динамических качеств рельсовых экипажей. В частности, оценивая влияние трения в рессорном подвешивании на динамические качества транспортных средств, достаточно рассматривать только их вынужденные вертикальные колебания.

В третьей главе исследованы стационарные режимы в круговых кривых и устойчивость движения восьми- и десятиосного транспортеров с целью предварительного выбора рациональных значений параметров реосорного подвешивания и конструктивных схем многоосных тележек; проведен анализ собственных колебаний десятиосного транспортера; рассмотрены квазистационарные состояния 36-осного транспортера на переходных и круговых кривых с целью выбора рациональных значений зазоров между скользящими различными балок и определения допускаемых скоростей движения в кривых.

Необходимой предпосылкой того, чтобы силы взаимодействия между колесами и рельсами были небольшими, является устойчивость невозмущенного движения рельсовых экипажей. При неустойчивом движении возникают интенсивные колебания, что приводит к увеличению сил взаимодействия и как следствие этого - к повышенному износу рельсов и ходовых частей. Таким образом, конструктивная схема и параметры упругодиссипативных элементов ходовых частей транспортеров должны обеспечивать прежде всего асимптотическую устойчивость невозмущенного движения экипажей.

Для анализа движения транспортеров с точки зрения устойчивости по первому приближению Ляпунова проведена линеаризация систем: сухое трение заменено эквивалентным вязким, другие нелинейные функции разложены в ряды Тейлора, и нелинейные члены опущены.

Математическая модель стационарных режимов движения в круговых кривых восьмиосного транспортера на типовых тележках представлена системой семи нелинейных алгебраических уравнений. Оценка поперечной нагруженности экипажа в круговых кривых проводилась по максимальным значениям горизонтальных поперечных сил, действующих на колеса и колесные пары, а также по коэффициенту устойчивости от опрокидывания относительно скользящих и головки рельса.

Результаты расчетов показали, что горизонтальные поперечные силы на колеса и колесные пары линейно зависят от непогашенного

ускорения в круговых кривых и возрастают при увеличении этого ускорения. Отмечено также, что в диапазоне скоростей движения, соответствующих допускаемым значениям непогашенного ускорения ($0,7 \text{ м/с}^2$), восьмисосный транспортер устойчив с точки зрения опрокидывания.

Устойчивость невозмущенного движения восьмисосного транспортера на типовых тележках характеризовалась собственными числами матрицы коэффициентов линеаризованных уравнений возмущенного движения 46 порядка. Получено, что движение экипажа асимптотически устойчиво на кривых радиусом 350–3000 м в эксплуатационном диапазоне скоростей, причем запас устойчивости уменьшается с увеличением радиуса кривой. Критическая скорость прямолинейного движения составляет 10,5 м/с.

Проведен анализ влияния изменения параметров рессорного подвешивания типовых тележек на устойчивость невозмущенного движения восьмисосного транспортера. Существенную роль в обеспечении устойчивости прямолинейного движения играет жесткость угловой связи в плане надрессорных балок и боковин тележек, а также колесных пар и боковин. Так, при увеличении этой жесткости от 400 до 4000 кН·м/рад значение критической скорости возрастает с 10,5 до 17 м/с. Если, кроме того, увеличить жесткости рессорного подвешивания в горизонтальном поперечном и вертикальном направлениях до 10^4 кН/м , то критическая скорость возрастет до 19 м/с. Дальнейшее увеличение указанных жесткостей нецелесообразно вследствие возрастания коэффициентов динамики, ускорений обрессоренных масс, ухудшения условий прохождения криволинейных участков пути.

На основании проведенных исследований стационарных режимов в круговых кривых и устойчивости движения транспортера на унифицированных тележках сделан вывод, что из условий небольшого уровня горизонтальных поперечных сил на колесные пары при установившемся движении в круговых кривых предпочтительным является вариант тележек с шарнирным соединением надрессорных балок, а из условий устойчивости невозмущенного движения — с жестким соединением. Критическая скорость

прямолинейного движения составляет 12 и 24 м/с при шарнирном и жестком соединении надрессорных балок соответственно. Вследствие того, что при жестком соединении надрессорных балок существенно ухудшаются условия движения многоосных транспортеров по криволинейным участкам пути, целесообразно упругое соединение надрессорных балок. Такое соединение обеспечивается установкой специальных упругих элементов в местах сочленения продольной рамы с надрессорными балками. При этом жесткость угловой связи продольной рамы с надрессорной балки четырехосных унифицированных тележек следует принимать равной 4000-5000 кН·м/рад.

Проведенные исследования стационарных режимов в круговых кривых, устойчивости невозмущенного движения и автоколебаний десятиосного транспортера показали, что при исходных значениях параметров рессорного подвешивания пятиосных тележек движение экипажа неустойчиво на прямых и устойчиво на кривых. Выбор рациональных значений параметров рессорного подвешивания тележек проводился по условиям обеспечения устойчивости прямолинейного и криволинейного движения, а также допускаемых значений горизонтальных поперечных сил на колесные пары в кривых.

Для улучшения динамических качеств транспортера на пятиосных тележках целесообразно заменить упругие элементы компенсирующих комплектов тележек жесткими связями, уменьшить горизонтальную поперечную жесткость рессорных комплектов до 300 кН/м, ввести упругие элементы между средними колесными парами и рамами тележек в поперечном направлении с жесткостью 3000 кН/м, а также исключить гребни колес средних (третьих) колесных пар пятиосных тележек.

Особый интерес представляло исследование динамики нового 700-тонного железнодорожного транспортера. 36-осный экипаж моделировался многоярусной системой твердых тел. При различных сочетаниях параметров движения и пути оценивалась возможность потери устойчи-

вости транспортера от опрокидывания вследствие появления переменных центробежных сил, действующих на каждое из тел на пути переменной кривизны. Установлены зависимости коэффициентов устойчивости против опрокидывания относительно различных скользунов и головки рельса от значений жесткости упругих скользунов, квазистационарного состояния на пути переменной кривизны и непогашенного ускорения в круговой кривой.

В результате проведенных исследований квазистационарных состояний транспортера на переходной и круговой кривых получено, что значения зазоров между скользунами несущей и концевой, а также несущей и соединительной балок должны быть равны 35—45 мм. При этом существенную роль в обеспечении устойчивости от опрокидывания играет установка между этими балками специальных упругих скользунов с жесткостью 3000—9000 кН/м. Определяющую роль при расчете коэффициентов устойчивости от опрокидывания транспортеров, имеющих водильные устройства, играет режим движения, при котором непогашенное ускорение направлено наружу кривой и его воздействие суммируется с воздействием от поворота водил. Получен диапазон допускаемых с точки зрения устойчивости от опрокидывания скоростей движения порожнего и груженого транспортера при различных значениях зазоров между скользунами. Так, при движении груженого 36-осного транспортера в кривых значения непогашенного ускорения не должны превышать 0,05—0,07 м/с² (при зазорах между скользунами несущих и концевых, а также несущих и соединительных балок от 45 до 35 мм), что соответствует, например, движению в кривой радиусом 350 м без возвышения наружного рельса со скоростью 15—17 км/ч. В порожнем режиме допускаются значения непогашенного ускорения от 0,26 до 0,30 м/с², что при указанных выше параметрах пути соответствует скоростям движения 30—35 км/ч.

В четвертой главе рассмотрены вынужденные колебания многоосных экипажей при движении по пути переменной кривизны. Эти исследования позволили уточнить ранее найденные рациональные значения параметров рессорного подвешивания ходовых частей транспортеров и сформулировать окончательные рекомендации. Кроме того, исследовано влияние параметров неровностей пути на динамические качества восьмиосного транспортера и проведено сопоставление с результатами его динамических испытаний. Отметим, что математические модели для исследования вынужденных колебаний позволили учесть основные нелинейности и конструктивные особенности рассмотренных типов транспортеров.

4845a

В данной работе возмущения, действующие на многоосные экипажи, представлялись в виде детерминированных и случайных функций. Так, детерминированные неровности в горизонтальной плоскости, вызванные изменением кривизны рельсовых нитей, моделировались синусоидами с амплитудами 3; 6 и 9 мм и длинами волн 12,5 и 25 м. Случайные возмущения в горизонтальной плоскости моделировались последовательностями полупериодов синусоид; при этом амплитуда и продолжительность полупериода принимались случайными числами, распределенными по нормальному закону. Математическое ожидание амплитуд неровностей принималось равным 4 мм, среднее квадратическое отклонение — 1 мм; для длин волн эти значения составляли 17,5 и 2,5 м соответственно. Детерминированные неровности в вертикальной плоскости моделировали ступи с глубиной 10 и 20 мм, повторяющиеся через каждые 25 м пути. Для задания случайных неровностей использовались их спектральные плотности, найденные по методике ИТМ АН УССР.

Исследование вынужденных пространственных колебаний восьмиосного транспортера позволило получить зависимости горизонтальных поперечных сил на колесные пары от значений параметров горизонтальных и вертикальных неровностей пути, скорости движения экипажа и параметров рессорного подвешивания ходовых частей. Сравнение теоретичес-

ких расчетов и результатов ходовых динамических испытаний данного типа транспортного показало их удовлетворительное согласование. Отмечено, что результаты вынужденных колебаний в основном подтверждают выводы, сделанные при оценке устойчивости невозмущенного движения данного экипажа. Так, уменьшение значения горизонтальной поперечной жесткости рессорных комплектов типовых тележек до 2000 - 3000 кН/м приводит к увеличению максимальных значений горизонтальных поперечных сил на колесные пары, а увеличение этой жесткости и жесткости рессорных комплектов в вертикальном направлении до 7000-8000 кН/м положительно сказывается на динамике транспорта при его движении со скоростями до 90-95 км/ч. Жесткость угловой связи в плане колесных пар и боковин тележек, а также боковин и надрессорных балок следует принимать из диапазона 3000-4000 кН·м/рад.

В случае жесткого соединения надрессорных балок четырехосной унифицированной тележки уменьшаются горизонтальные поперечные силы на колесные пары при движении по прямолинейным участкам пути и ухудшаются условия прохождения кривых. Целесообразным является упругое соединение надрессорных балок продольной рамой. Кроме того, увеличение жесткостей рессорных комплектов до значений, указанных для типовых тележек, также является желательным.

Проведенные исследования вынужденных пространственных колебаний десятиосного транспорта показали, что при параметрах рессорного подвешивания пятиосных тележек, принятых в качестве рациональных при оценке устойчивости невозмущенного движения и стационарных режимов в крутовых кривых, горизонтальные поперечные силы на колесные пары существенно меньше, чем при исходных значениях параметров, но максимальный уровень этих сил достаточно высок. Для улучшения динамических качеств транспорта можно исключить гребни колес второй, третьей и четвертой колесных пар пятиосной тележки. Однако это не совсем приемлемо с точки зрения безопасности движения. Поэтому целесообразно ограничиться отсутствием гребней только на средней

(третьей) колесной паре тележки.

Рассмотрено влияние трения в рессорном подвешивании на динамические качества шестнадцатiosного транспортера, оборудованного тендерными тележками. В этой связи исследованы вынужденные вертикальные колебания экипажа при действии детерминированных и случайных неровностей пути. Сделан вывод, что с точки зрения усилий в подвешивании транспортера целесообразно ввести в рессорные комплекты тендерных тележек специальные гасители колебаний. Определен диапазон рациональных значений параметров демпферов для случаев вязкого и сухого трения. Так, в случае установки демпферов вязкого трения следует принимать коэффициент демпфирования из диапазона 50-100 кН/м·с; для фрикционных демпферов сила сухого трения должна быть равна 9-13 кН. При использовании модернизированных таким образом тележек значительно улучшаются динамические качества оборудованных или многоосных транспортеров.

В пятой главе сформулированы основные выводы работы и рекомендации для использования при проектировании и модернизации рассмотренных типов железнодорожных транспортеров.

Основные результаты диссертации следующие:

- разработаны математические модели пространственных колебаний многоосных транспортеров при движении по пути произвольной кривизны в плане с учетом основных нелинейностей и проведены теоретические исследования стационарных режимов в крутовых кривых, устойчивости невозмущенного движения и вынужденных колебаний восьми- и десятиосного экипажей при детерминированных и случайных возмущениях со стороны пути; определены рациональные значения параметров рессорного подвешивания четырех- и пятиосных тележек;
- составлена математическая модель и выполнены исследования вынужденных вертикальных колебаний шестнадцатiosного транспортера на тендерных тележках, определены рациональные параметры демпферов подвешивания для случаев вязкого и сухого трения;

- с использованием разработанного алгоритма вычисления коэффициентов устойчивости от опрокидывания при квазистационарных состояниях экипажей на пути произвольной кривизны определены значения зазоров между скользунами различных балок, допускаемые скорости движения в кривых и рациональные значения жесткости упругих скользунов 36-осного транспортера.

В методическом плане показано следующее:

1. Выбор рациональных значений параметров рессорного подвешивания экипажей целесообразно проводить, исследуя вначале их стационарные режимы в круговых кривых и устойчивость невозмущенного движения. Диапазон полученных значений следует уточнить, рассматривая вынужденные колебания экипажей с учетом переменной кривизны пути в плане и случайного характера неровностей рельсовой колес.

2. Возможным способом учета случайного изменения кривизны рельсовых нитей в горизонтальной плоскости является моделирование неровностей пути полупериодами синусоид, имеющих случайные амплитуду и частоту.

3. Для упрощения решения задачи об оценке динамических качеств экипажей целесообразно (в некоторых случаях) использовать прием разделения колебаний в вертикальной продольной плоскости и боковых.

4. Оценка квазистационарных состояний элементов многоярусных транспортеров на пути произвольного очертания в плане позволяет определить соотношение между опрокидывающими и восстанавливающими моментами, действующими на систему, и оценить устойчивость экипажей от опрокидывания относительно различных ярусов.

5. Определяющую роль при расчете коэффициентов устойчивости от опрокидывания транспортеров, имеющих водильные устройства, играет режим движения, при котором непогашенное ускорение положительно.

Таким образом, с использованием разработанного способа расчета характеристик колебаний многоосных рельсовых экипажей на пути произ-

вольного очертания в плане проведен обоснованный выбор рациональных значений некоторых параметров рессорного подвешивания ходовых частей и металлоконструкций многоосных транспортеров. Разработанные рекомендации внедрены в отраслевых и проектных институтах со значительным экономическим эффектом.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Влияние параметров рельсовых экипажей на колебания и устойчивость их движения на криволинейных участках пути. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта: Тез. докл. на Всесоюз. конф., Днепропетровск, май, 1980 г. Киев: Наук. думка, 1980, с. 117 (соавторы Ю.Н.Базилевич, В.И.Зинченко, Н.А.Радченко).

2. Математическое моделирование стационарных режимов и устойчивости движения в кривых многоосных рельсовых экипажей. - В кн.: Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня: Тез. докл. на Всесоюз. научно-технич. конф., Ворошиловград, октябрь, 1981 г. М., 1981, с. 15-18 (соавтор Н.А.Радченко).

3. Исследование стационарных состояний и устойчивости движения рельсовых экипажей с инерционно-управляемыми тележками. - Днепропетровск, 1981. - 12 с. - Рукопись представлена ДИИТ. Деп. в ВИНТИ 15 октября 1981, № 1521 (соавтор Н.А.Радченко).

4. Исследование колебаний, стационарных режимов и устойчивости движения транспортеров на пятиосных тележках. - Днепропетровск, 1982. - 12 с. - Рукопись представлена ИТМ АН УССР. Деп. в ВИНТИ 20 октября 1982, № 1871 (соавторы И.И.Бондаренко, А.Е.Зыков, Ю.П.Лаптев, Н.А.Радченко).

5. Упрощение уравнений, описывающих движение сложных разветвленных систем по направляющим. - В кн.: Колебания и динамические качества механических систем. Киев: Наук. думка, 1983, с. 48-56 (соавтор Н.А.Радченко).

6. Определение рациональных параметров сложных нелинейных механических систем по различным критериям. — В кн.: Динамика механических систем. Киев: Наук. думка, 1983, с. 86–91 (соавтор Н.А.Радченко).

7. Колебания, стационарные режимы и устойчивость движения рельсовых экипажей на многоосных тележках. — В кн.: Динамические характеристики механических систем. Киев: Наук. думка, 1984, с. 131–137 (соавтор Н.А.Радченко).

8. Динамика восьмьюосного транспортера при движении по пути различной кривизны в плане. — В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта: Тез. докл. на Всесоюзн. конф., Днепропетровск, май, 1984 г. Днепропетровск, 1984, с. 171–172 (соавтор В.Ф.Ушкалов).

9. О движении многоэлементной механической системы по траектории переменной кривизны. — В кн.: IV Республиканское совещание по проблемам динамики твердого тела: Тез. докл. на Респ. совещ., Донецк, ноябрь, 1984 г. Донецк, 1984, с. 56 (соавторы В.Ф.Ушкалов, В.С.Иккол).

10. Влияние трения в рессорном подвешивании на динамические качества шестнадцатiosного транспортера площадочного типа. — В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. Днепропетровск: ДИИТ, 1984, с. 77–85 (соавтор В.Ф.Ушкалов).

11. Исследование динамики многоосных рельсовых экипажей. — В кн.: Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности: Тез. докл. на Всесоюзн. научно-технич. конф., Ворошиловград, май, 1985 г. Ворошиловград, 1985, с. 3 (соавтор В.Ф.Ушкалов).

12. Оценка структур конструктивных схем многоосных тележек рельсовых экипажей. — В кн.: Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности: Тез. докл. на Всесоюзн. научно-технич. конф., Ворошиловград, май, 1985 г. Ворошиловград, 1985, с. 20 (соавтор Н.А.Радченко).

Автореферат

Подписано к печати 25.09.85г. БТ 70283. Формат 60х84/16.
Бумага писчая. Печать плоская. Усл. печ. л. 1,39. Тираж 100
Заказ № 10668. Бесплатно. Городская типография № 3. Днепро-
петровского областного управления по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли, 320000 г. Днепропетровск,
ул. Серова, 7.

НТБ
ДНУЗТ