

М П С

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

На правах рукописи
УДК 625.282

КРАМАРЬ Николай Максимович

629.4.027.11

**ПОПЕРЕЧНЫЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ
ЛОКОМОТИВА
НА ПОДРЕЗИНЕННЫХ КОЛЕСНЫХ ПАРАХ**

(05.22.07 — Подвижной состав и тяга поездов)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1983

**НТБ
ДНУЖТ**

Работа выполнена на кафедре локомотивостроения Ворошиловградского машиностроительного института (ВМИ).

Научный руководитель кандидат технических наук, доцент **А. Л. Голубенко**

Официальные оппоненты доктор технических наук, профессор **С. М. Куценко**
кандидат технических наук, доцент **В. Д. Данович**

Ведущее предприятие Ворошиловградское ордена Лени-
на и ордена Октябрьской Револю-
ции производственное объедине-
ние «Ворошиловградский теплово-
зостроительный завод имени Ок-
тябрьской революции».

Защита состоится «4» июня 1983 г. в «10» ч. «.....» мин.

в ауд. № 364 на заседании специализированного Совета К114.07.01 при Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта имени М. И. Калинина по адресу: 320629, ГСП, г: Днепропетровск-10, ул. Акад. Лазаряна, 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта.

Автореферат разослан «2» июня..... 1983 г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, про-
сим направлять в адрес специализированного Совета.

Ученый секретарь специализированного Совета,
кандидат технических наук, доцент
Л. В. ПЕТРОВИЧ.

НТБ
ДНУЖТ

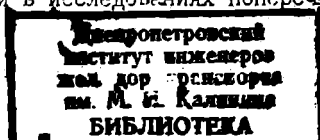
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие народного хозяйства СССР требует увеличения грузооборота железнодорожного транспорта в II-й пятилетке на 14...15%. Возрастающие при этом требования к динамическим качествам железнодорожных экипажей выдвигают необходимость их дальнейшего технического совершенствования. Оборудование магистральных локомотивов подрезиненными колесными парами относится к работам, направленным на совершенствование серийно выпускаемых локомотивов с опорно-осевым приводом. Теоретические исследования и путевые испытания опытных локомотивов показали улучшение их вертикальной динамики по сравнению с тепловозами на жестких колесах. Наряду с этим, для обоснования возможности оборудования серийных машин упругими подрезиненными колесами, необходимо многогранное исследование всех процессов и режимов движения, на которые может повлиять введение дополнительной упругой связи. В частности, практически не исследованы поперечные горизонтальные колебания локомотива на подрезиненных колесных парах.

Целью работы является исследование горизонтальной динамики тяговой единицы подвижного состава, оборудованной подрезиненными колесными парами и выработка рекомендаций для выбора параметров резино-металлических амортизаторов подрезиненных колес.

Общая методика исследования. Для описания боковых колебаний локомотива, как механической многомассовой системы с конечным числом степеней свободы, применяется аппарат теории обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений. Теоретическое исследование устойчивости движения проведено на линеаризованной системе дифференциальных уравнений движения по первому приближению А.М. Ляпунова. Система нелинейных дифференциальных уравнений решена численным методом. Кроме этого, использовались методы операционного исчисления, теории функций комплексного переменного; обработка экспериментальных данных проводилась с помощью методов теории вероятностей и математической статистики. Результаты теоретических расчетов сравнивались с данными проведенных при выполнении работы экспериментов.

Научная новизна. В диссертации показана эффективность применения подрезиненных колесных пар с точки зрения улучшения динамических качеств локомотива в горизонтальной плоскости, установлена необходимость учета силы тяги в исследованиях поперечных горизон-



НТБ
ДНУЖТ

тальных колебаний тяговой единицы подвижного состава; предложена методика учета сил в контакте колеса с рельсом, вызванных совместным действием сил тяги и крипа; составлена математическая модель боковых колебаний локомотива, отличающаяся введением дополнительных упругих связей в колеса и использованием разработанной методики учета сил в контакте; предложен метод определения демпфирующих характеристик резино-металлических амортизаторов подрезиненных колес, учитывающий физико-механические свойства резины.

Практическая ценность и реализация работы. Проведенные исследования являются научной основой части проблемы "Исследование процессов реализации силы тяги при воздействии на локомотив внешних динамических возмущений", выполняемой Ворошиловградским машиностроительным институтом (ВМИ) для производственного объединения (ПО) "Ворошиловградтепловоз" на основании плана новой техники по тепловозостроению Минтяжмаша СССР (индекс: Г80.4,07.013). Полученные в работе математические модели и методы расчета позволяют прогнозировать в процессе проектирования динамические качества тяговой единицы подвижного состава, оборудованной подрезиненными колесными парами.

Определены рациональные значения некоторых упруго-диссипативных характеристик амортизатора подрезиненного колеса.

Результаты исследований использованы Ворошиловградским производственным объединением тепловозостроения при изготовлении подрезиненных колесных пар (черт.224.30.55.002СВ), предназначенных для оборудования опытной секции тепловоза (основание - письмо ЦТеп.-67 от 05.03.1982 г.). Актом предприятия подтверждается экономический эффект от внедрения результатов работы в сумме 6070 руб. на секции в год.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всесоюзной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (г.Днепропетровск, 1980 г.), на Всесоюзной научно-технической конференции "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня" (г.Ворошиловград, 1981 г.), на факультетском научно-техническом семинаре по заслушиванию и оценке кандидатских диссертаций (ВМИ, 1982 г.), на заседании технико-экономического совета ПО "Ворошиловградтепловоз" (г.Ворошиловград, 1983 г.), на Днепропетровском городском семинаре по общей механике (1983 г.), на институтских научно-технических конференциях, научных семинарах и заседаниях кафедры локомотивостроения ВМИ (1979...1983 гг.).

НТБ
ДНУЖТ

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 7 печатных работ, список которых приведен в конце реферата.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения в виде выводов и рекомендаций, списка использованной литературы и приложений. Она содержит 109 стр. машинописного текста, 76 рисунков и таблиц, 106 наименований использованных литературных источников.

Автор считает своим долгом выразить искреннюю признательность профессору А.Н.Коняеву за консультации и обсуждение полученных в работе результатов.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Введение посвящено обоснованию актуальности работ по дальнейшему техническому совершенствованию серийно выпускаемых магистральных локомотивов.

Обоснование выбора объекта исследования. Цели и задачи диссертации. Задачи исследования процессов взаимодействия экипажа и пути возникли одновременно с появлением железнодорожного транспорта. Основы теории и практических методов изучения взаимодействия подвижного состава и пути были заложены Н.П.Петровым, Н.Е.Жуковским, С.П.Тимошенко, а затем развиты А.М.Годыцким-Цвирко, М.В.Винокуровым. В трудах М.Ф.Веряго, С.В.Вершинского, С.М.Куценко, В.А.Лазаряна, В.Б.Меделя, И.И.Челнокова, Г.Ш.Шахунянца наиболее полно разработаны современные методы исследования собственных и вынужденных колебаний рельсовых экипажей, их взаимодействия с железнодорожным путем.

Значительный вклад в решение этих задач внесли своими работами Е.П.Блохин, И.В.Бирюков, Л.О.Грачева, В.Н.Данилов, В.Н.Иванов, И.П.Исаев, А.А.Камаев, Л.А.Кальницкий, Н.А.Ковалев, А.Я.Коган, М.Л.Коротенко, К.П.Королев, Н.Н.Кудрявцев, А.А.Львов, Л.А.Манашкин, М.П.Пахомов, А.Н.Савоськин, М.М.Соколов, Т.А.Тибидов, В.Ф.Ушкалов, Л.А.Шадур, В.Ф.Яковлев, Г.П.Бурчак, В.Д.Данович, Л.А.Длугач, В.А.Камаев, А.П.Павленко, В.Д.Хусидов и многие другие.

Постоянный рост скоростей движения на ж.-д. транспорте, требования роста пропускной способности, увеличения веса поездов приводят к росту динамических усилий в элементах экипажа и пути. Одним из путей снижения динамических усилий в системе "экипаж-путь" является применение на транспорте подрезиненных колес. Опыт

НТБ
ДНУЖТ

их эксплуатации на трамваях, локомотивах (за рубежом), а также проведенные в 1976-1977 гг. ВМ и ВНИИ путевые испытания тепловозов ТЭ10Л и ТЭ116 показали определенное улучшение их вертикальной динамики по сравнению с тепловозами на обычных колесах. В то же время вопросы горизонтальной динамики движения локомотива на подрезиненных колесных парах исследованы мало.

Анализ расчетных схем и идеализаций механических систем показывает, что на боковые колебания локомотива, устойчивость его движения и уровень поперечных горизонтальных сил в системе "экипаж-путь" оказывают существенное влияние, помимо прочих факторов, характеристики упругих связей в системе. Особенностью подрезиненных колес является то, что упругое разделение масс осуществляется в непосредственной близости к зоне динамического взаимодействия движущихся колес экипажа и зафиксированного рельсового пути. Такое разделение позволяет снизить до минимума величины неподрессоренных масс. При этом увеличивается число степеней свободы в расчетной схеме и вводятся дополнительные характеристики упругих связей в горизонтальной плоскости. В связи с этим представляет интерес исследовать влияние этих характеристик на горизонтальную динамику локомотива.

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования показали, что силы в зоне контакта колеса с рельсом оказывают значительное влияние на ходовые качества железнодорожных экипажей. Международным союзом железных дорог рекомендовано силы упругого скольжения в контакте колес и рельсов учитывать в соответствии с теорией Калкера.

Экспериментальными исследованиями установлено, что величина рамных сил локомотива в режиме тяги больше, а поперечная сила сцепления колеса с рельсом меньше, чем на выбеге.

Автором с помощью специально разработанного устройства проведены сравнительные эксперименты записи траектории виляния колесной пары локомотива в режимах тяги и выбега. Было установлено, что в режиме тяги длина волны виляния меньше, чем на выбеге.

Анализ упомянутых экспериментальных исследований свидетельствует о том, что процесс реализации силы тяги ухудшает показатели горизонтальной динамики локомотива.

Таким образом, в соответствии с целью диссертации и на основании обзора и анализа теоретических и экспериментальных исследований, направленных на улучшение динамических характеристик

НТБ
ДНУЖТ

локомотивов, сформулированы и решены следующие задачи:

- разработка методики учета сил крипа и тяги при описании процессов в зоне контакта колеса с рельсом;
- математическое моделирование боковых колебаний тяговой единицы подвижного состава железных дорог, отличающейся введением дополнительных упругих связей в колеса, с использованием в модели разработанной методики учета сил в контакте колес и рельсов;
- исследование влияния жестких и демпфирующих характеристик резино-металлических амортизаторов упругого колеса на устойчивость движения экипажа в прямом участке пути и разработка рекомендаций по выбору указанных характеристик;
- проведение экспериментальных исследований на модели и натурном экипаже с целью сопоставления теоретических выводов с экспериментальными результатами.

Извилистое движение упругой колесной пары по рельсам в режиме тяги. В настоящей работе рассматривается упругая колесная пара, которая отличается от обычной наличием резино-металлических амортизаторов, обеспечивающих упругое соединение колесной оси с бандажами. В отличие от жесткой, упругая колесная пара рассматривается как система трех твердых тел: колесной оси с центрами и двух бандажей.

С учетом принятых допущений и после наложения связей, обусловленных особенностями конструкции, расчетная схема имеет 7 степеней свободы и описывается следующими координатами: ψ - поперечные перемещения, φ - поворот в плане, φ - крутильные колебания; индексы "0" относятся к колесной оси, "1" и "2" к левому и правому бандажам соответственно.

Математическая модель составлена с помощью дифференциальных уравнений Лагранжа II рода. В качестве обобщенных сил системы учтены силы тяги и упругого скольжения (крипа).

Продольная F_{kxi} , поперечная F_{kyi} составляющие сил крипа, а также момент M_{zi} , возникающий при вращении колеса вокруг нормали к площадке контакта, вычислялись в соответствии с формулами Калкера:

$$F_{kxi} = -f_H \varepsilon_{xi}; \quad F_{kyi} = -f_{22} \varepsilon_{yi} - f_{23} \varepsilon_{ni};$$

$$M_{zi} = f_{23} \varepsilon_{yi} - f_{33} \varepsilon_{ni};$$

НТБ
ДНУЖТ

где f_{ij} - коэффициенты Калкера; ϵ_{xi} , ϵ_{yi} - относительные продольное и поперечное скольжения; ϵ_{ni} - спин.

В работе рассчитаны значения коэффициентов Калкера в зависимости от диаметра колеса, нагрузки на колесо и величины проката Z бандажа по среднему кругу катания.

Продольная F_{Txi} и поперечная F_{Tyi} составляющие силы тяги учитываются в виде зависимостей

$$F_{Txi} = \frac{N_A}{12U} \cos \psi_0; \quad F_{Tyi} = \frac{N_A}{12U} \sin \psi_0,$$

где U - скорость движения; N_A - мощность локомотива; $i = 1, 2$.

Оценка степени влияния характеристик амортизатора подрезиненного колеса на извилистое движение колесной пары проводилась методом частотного анализа путем построения частотных характеристик в виде коэффициентов нарастания амплитуд поперечных перемещений Δy_0 и крутильных колебаний $\Delta \psi_0$ колесной оси. Рассмотрены вынужденные колебания колесной пары при гармоническом возмущении η_r координат системы, описывающих поперечные горизонтальные перемещения бандажей. Неоднородная система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$M\ddot{\bar{q}} + B\dot{\bar{q}} + C\bar{q} = \bar{R}_1\dot{\eta}_r + \bar{R}_2\eta_r, \quad (I)$$

где M , B , C - матрицы инерционных, квазидиссипативных и квазипружких коэффициентов соответственно; \bar{q} - вектор обобщенных координат; векторы \bar{R}_1 и \bar{R}_2 зависят от элементов матриц B и C ; возмущения η_r описываются функцией $\eta_r = \eta_0 e^{j\omega t}$

Здесь η_0 - амплитуда; ω - частота вынужденных колебаний; j - мнимая единица.

Общее решение (I) имеет вид $\bar{q} = \bar{h} e^{j\omega t}$, где $\bar{h} = \bar{a} + j\bar{b}$ - комплексный вектор. Коэффициенты нарастания амплитуд K -го перемещения в системе определялись как отношения

$$\Delta q_K = \frac{|\bar{h}_K|}{|\eta_r|}.$$

НТБ
ДНУЖТ

С помощью ЭЦВМ построены зависимости Δy_0 и $\Delta \varphi_0$ от частоты ω для осевых жесткостей амортизаторов колес $K_{\text{сд}} = (3 \dots 10) \cdot 10^7$ Н/м и тангенциальных $K_{\text{тд}} = (2 \dots 10) \cdot 10^5$ Н м/рад при $\psi = 10, 30, 50$ м/с. Интервалы изменения жесткостей $K_{\text{сд}}$ и $K_{\text{тд}}$ выбирались для реальных конструкций упругих колес, разрабатываемых в ВМи.

Анализ расчетных зависимостей Δy_0 и $\Delta \varphi_0$ показал, что при воздействии на вход системы синусоидального внешнего возмущения с единичной амплитудой при изменении его частоты от 0 до 100 Гц коэффициент Δy_0 не превышает 0,4 и возрастает с ростом жесткости $K_{\text{сд}}$ и скорости движения ψ . Коэффициент $\Delta \varphi_0$, наоборот, уменьшается с ростом $K_{\text{сд}}$ от $3 \cdot 10^7$ Н/м примерно до $6,5 \cdot 10^7$ Н/м и далее растет.

Таким образом, при разработке подрезиненных колес целесообразно с точки зрения наименьших коэффициентов нарастания амплитуд поперечных Δy_0 и крутильных $\Delta \varphi_0$ колебаний колесной оси выбирать жесткости амортизаторов колес $K_{\text{сд}} = (4 \dots 9) \cdot 10^7$ Н/м; при этом $K_{\text{тд}} = (3,5 \dots 8,5) \cdot 10^5$ Н м/рад.

Влияние упругих и диссипативных характеристик амортизаторов подвижного колеса на горизонтальную динамику локомотива. При проектировании новых конструкций рельсовых экипажей существенное значение имеет выбор критериев оценки боковых колебаний. В работе в качестве такого критерия принято требование обеспечения асимптотической устойчивости движения экипажа. С целью обоснования такого выбора математически доказано, что в случае устойчивости невозмущенного движения устойчивыми будут и вынужденные колебания (при известных ограничениях на внешние силы, действующие на систему), а силы взаимодействия между отдельными частями экипажа и рельсовым путем будут при этом оставаться малыми.

Исходя из конструктивных особенностей локомотива на подрезиненных колесных парах, на основе предварительных расчетов и исследований, при составлении расчетной схемы введены, кроме общепринятых, следующие допущения, несущественно влияющие на точность решения:

- связь подрессоренной части тележек с колесными парами осуществляется только через упругие связи крайних колесных пар тележек, а средние колесные пары, вследствие больших поперечных разбегов, усилий на тележки не передают;
- в продольном направлении связи кузова с тележкой, колесных центров с бандажами - жесткие;
- галопирование кузова, рам тележек не учитывается;

НТБ
ДНУЖТ

- боковая качка рам тележек, колесных осей и бандажей не учитывается;

- влияние бандажей автономно от колесной пары не учитывается;

- поверхность катания колеса принята идеальной и характеризуется эквивалентной коничностью, зависящей от проката Φ бандажа.

Учитывая значительное увеличение числа степеней свободы в системе из-за представления каждой колесной пары как системы трех твердых тел, на основании исследований других авторов рассмотрен "усеченный" локомотив: половина кузова, упруго связанная с тележкой на подрезиненных колесных парах. Расчетная схема состоит из 12 твердых тел: кузова, рамы тележки с навешенным оборудованием, двух колесных осей, четырех бандажей и четырех отрезков рельсового пути. С учетом принятых допущений и наложенных связей расчетная схема имеет 22 степени свободы (табл. I).

Таблица I.

Кузов	Рама тележки	Колесные оси ($i = 1, 2$)	Бандажи ($j = 1, 2$)	Рельсы
y_k	y_T	y_i	y_{ij}	y_{rij}
θ_k	-	-	-	-
-	-	φ_i	φ_{ij}	-
-	ψ_T	ψ_i	ψ_i	-

Нелинейная система дифференциальных уравнений боковых колебаний локомотива составлена с помощью дифференциальных уравнений Лагранжа II рода. В выражениях обобщенных сил, действующих в системе, учтены составляющие сил крипа F_{kxij} , F_{kyij} , тяги F_{txij} , F_{tyij} , моменты этих сил, моменты M_{zlij} , направляющие силы R_{ryij} , вызванные набеганием гребня бандажа на рельс, возвращающий момент $M_{\Delta T}$ при повороте тележек относительно кузова в плане, крутящие моменты $M_{\varphi i}$ на колесных осях.

НТБ
ДНУЖТ

Относительные скольжения вдоль осей X, Y отличаются учетом независимых угловых перемещений ψ_{ij} бандажей:

$$\varepsilon_{xij} = \frac{1}{\sigma} \left\{ \sigma - (-1)^j r \psi_i - z \dot{\psi}_{ij} - (-1)^j \frac{\lambda \sigma}{z} (\psi_{ij} - \psi_{pij}) \dot{\psi}_{ij} \right\};$$

$$\varepsilon_{yij} = \frac{1}{\sigma} \left\{ \dot{\psi}_{ij} - \dot{\psi}_{pij} - z \psi_i \dot{\psi}_{ij} \right\}; \quad \text{спин } \varepsilon_{nij} = \frac{\dot{\psi}_i}{\sigma}; \quad i, j = 1, 2.$$

Математическая модель записана следующим образом:

$$M \ddot{\bar{q}} + B \dot{\bar{q}} + C \bar{q} = \bar{a},$$

обобщенные силы Q_k выражаются через указанные силы и моменты и имеют вид

$$Q_{\psi_T} = -k \psi_T - M_0 \operatorname{sign} \psi_T; \quad Q_{\psi_i} = -\frac{N_{\Lambda}}{6\sigma} z;$$

$$Q_{\psi_i} = -f_{T1} \left\{ \frac{2l}{\sigma} \dot{\psi}_i - \frac{z}{\sigma} (\dot{\psi}_{i1} - \dot{\psi}_{i2}) + \frac{\lambda}{z} (\psi_{i1} - \psi_{pij}) \dot{\psi}_{i1} + \right. \\ \left. + \frac{\lambda}{z} (\psi_{i2} - \psi_{pie}) \dot{\psi}_{i2} \right\} + \sum_{j=1}^2 \left\{ \frac{f_{22}}{\sigma} (\dot{\psi}_{ij} - \dot{\psi}_{pij} - z \psi_i \dot{\psi}_{ij}) - \right. \\ \left. - f_{33} \frac{\dot{\psi}_i}{\sigma} \right\};$$

$$Q_{\dot{\psi}_{ij}} = -\frac{f_{22}}{\sigma} \left\{ \dot{\psi}_{ij} - \dot{\psi}_{pij} - z \psi_i \dot{\psi}_{ij} \right\} - \frac{f_{22}}{\sigma} \dot{\psi}_i + \frac{N_{\Lambda}}{12\sigma} \psi_i - P_{rij};$$

$$Q_{\psi_{ij}} = z \frac{f_{T1}}{\sigma} \left\{ \sigma - (-1)^j r \psi_i - z \dot{\psi}_{ij} - (-1)^j \frac{\lambda \sigma}{z} (\psi_{ij} - \psi_{pij}) \dot{\psi}_{ij} \right\};$$

$$P_{rij} = \begin{cases} 0, & \text{если } |\psi_{ij} - \psi_{pij}| < \sigma, \\ \sigma \psi_i \sqrt{\kappa_r m_0}, & \text{если } (-1)^j (\psi_{ij} - \psi_{pij}) \geq \sigma, \\ 0, & \text{если } (-1)^j (\psi_{ij} - \psi_{pij}) \leq -\sigma. \end{cases} \quad \cdot Q_{\psi_{ij}} = -Q_{\dot{\psi}_{ij}}.$$

НТБ
ДНУЖТ

Здесь K - угловая жесткость; M_0 - постоянная составляющая возвращающего момента; $2C$ - расстояние между крутами катания; $2r$ - диаметр колеса по среднему кругу катания; λ - коничность бандажей; m_B - масса бандажа подрезиненной колесной пары; M_r - поперечная жесткость системы "колесо-рельс"; $2G$ - суммарный зазор между головками рельсов и гребнями бандажей колесной пары.

Влияние жесткостных и демпфирующих характеристик амортизаторов подрезиненных колес на устойчивость движения локомотива изучалась на основе анализа устойчивости решений линеаризованной системы дифференциальных уравнений движения по первому приближению А.М.Ляпунова. Боковое воздействие на путь рассчитано путем численного интегрирования нелинейной системы дифференциальных уравнений движения. Расчеты проведены с помощью ЭЦМ ЕС-1022. В качестве исходных данных для расчетов были приняты инерционные, геометрические параметры и характеристики рессорного подвешивания серийного тепловоза с опорно-осевым приводом ТЭ10М, а также аналогичные параметры вагонов серии *Vüm* и *Avüm* на тележках Минден-Дойтч производства ФРГ в связи с тем, что в дальнейшем приводятся результаты экспериментальных исследований устойчивости движения модели экипажа на таких тележках. При расчетах варьировалась жесткость $M_{\text{чл}}$ в диапазоне от 10^6 Н/м до 10^8 Н/м, другие характеристики выражались через $M_{\text{чл}}$.

Сравнение величин критических скоростей при движении локомотива, оборудованного подрезиненными колесными парами, свидетельствует о том, что критическая скорость движения в режиме тяги на 10-12% ниже, чем в режиме выбега. Критическая скорость движения локомотива на подрезиненных колесных парах уменьшается с ростом $M_{\text{чл}}$ и приближается к критической скорости локомотива на жестких колесах при $M_{\text{чл}} = 1 \cdot 10^8$ Н/м на выбеге и при $M_{\text{чл}} = 2 \cdot 10^8$ Н/м в режиме тяги; запас устойчивости в тяговом режиме меньше, чем на выбеге; уменьшение коэффициента поперечного демпфирования ведет к снижению запаса устойчивости экипажа в докритической зоне, однако величина критической скорости при этом изменяется мало.

Расчетным путем установлено, что введением упругих связей в колесную пару локомотива можно добиться повышения критической скорости его движения, которая растет с уменьшением осевой жесткости $M_{\text{чл}}$. При этом выбор нижней границы $M_{\text{чл}}$ определяется конструктивными, прочностными и другими условиями, к которым, например, можно отнести ограничения, накладываемые характером

НТБ
ДНУЖТ

изменения коэффициента нарастания амплитуд крутильных колебаний. Верхняя граница определялась условиями устойчивости движения. Исходя из этого, для локомотива ТЭЛОМ целесообразно выбрать жесткость $\mathcal{K}_{\text{чА}}$ в пределах $(4 \dots 9) \cdot 10^7$ Н/м, что соответствует $\mathcal{K}_{\text{чА}} = (3,5 \dots 8,5) \cdot 10^5$ Н м/рад. Критическая скорость при этом повысится в 1,63...1,2 раза.

Расчетами установлено, что, кроме улучшения характеристик устойчивого движения, применение подрезиненных колесных пар уменьшает силовое взаимодействие в системе "локомотив-путь". При этом в интервале 10^6 Н/м $< \mathcal{K}_{\text{чА}} < 1,2 \cdot 10^6$ Н/м суммарное боковое воздействие, передаваемое от подрезиненной колесной пары на путь, меньше, чем для жесткой на 21...10%. При $\mathcal{K}_{\text{чА}} \geq 1,2 \cdot 10^6$ Н/м разница в величинах воздействия тепловозов ТЭЛОМ на упругих и на обычных колесах практически отсутствует.

Экспериментальное исследование горизонтальной динамики железнодорожных экипажей на подрезиненных колесных парах. В период подготовки экспериментальных исследований определялись упругие и диссипативные характеристики амортизаторов колес. Отличительной особенностью резиновых амортизаторов является то, что указанные их характеристики не могут быть получены на основе механических моделей. В связи с этим, жесткостные характеристики исследуемых амортизаторов определялись по методике, предложенной А.Л.Голубенко. Для расчета демпфирующих характеристик разработан метод, позволяющий учитывать физико-механические свойства резины. С этой целью составлено и решено интегро-дифференциальное уравнение собственных колебаний одномассовой системы:

$$\ddot{y}(t) + \omega_0^2 \left[y(t) - \mathcal{K} \int_0^t \mathcal{J}_\alpha(-\beta, t-\tau) y(\tau) d\tau \right] = 0,$$

где ω_0 - круговая частота собственных колебаний системы;

$\mathcal{J}_\alpha(-\beta, t-\tau)$ - дробно-экспоненциальная функция, описывающая физико-механические свойства резины; \mathcal{K} , α , β - параметры релаксации. Решение получено с применением преобразования Лапласа численным методом в виде

$$y(t) = A_0 e^{-\alpha t} \cos(\omega t - \varphi) - \Delta n \mathcal{K} \omega_0^2 \frac{\sin \mathcal{K} t}{\mathcal{K} t} \sum_{i=1}^n A_i f(\lambda_i, t).$$

НТБ
ДНУЖТ

Здесь A_0 , Δh , φ - постоянные интегрирования; $f' = 1 + \alpha$;
 $\sum_{i=1}^n A_i f(x_i, t)$ - интерполяционный многочлен.

Правильность разработанной методики подтверждается экспериментальной проверкой.

Экспериментальные исследования устойчивости движения были проведены в ФГТ в институте рельсового подвижного состава Рейнско-Вестфальской высшей технической школы г.Аахена на катковом стенде с установленной на нем модели двухосного экипажа. Автором диссертационной работы разработаны: методика, программа испытаний, конструкция опытной подрезиненной колесной пары, проведена обработка и анализ экспериментальных данных. Эксперименты проведены научным руководителем - к.т.н. А.Л.Голубенко в период научной командировки в ФГТ в 1982 г. совместно со специалистами названного выше института.

Экспериментальная установка представляет собой катковый стенд с установленной на него моделью в 1/5 натуральной величины тележки Минден-Дойтц. Экспериментальная установка выполнена таким образом, что можно варьировать величину нагрузки на ось, положение центра тяжести и момент инерции надрессорного строения, а также изменять режимы движения, имитирующие скорость натурального экипажа в диапазоне от 0 до 115 м/с. Для сравнения характеристик подрезиненные колеса могли быть заблокированы и работать, как жесткие. Был испытан экипаж со следующими характеристиками резино-металлических амортизаторов подрезиненных колес: радиальная жесткость $K_{\text{ра}} = 1,019 \cdot 10^6$ Н/м, осевая жесткость $K_{\text{ос}} = 1,61 \cdot 10^6$ Н/м, соответствующие коэффициенты демпфирования $\beta_{\text{ра}} = 5,93 \cdot 10^3$ Н с/м, $\beta_{\text{ос}} = 7,46 \cdot 10^3$ Н с/м. Испытания проводились для двух различных нагрузок на колесо: $P_1 = 0,48$ кН и $P_2 = 0,74$ кН.

Экспериментально установлено:

- критическая скорость движения экипажа на подрезиненных колесах выше, чем у того же экипажа на жестких колесах: при $P_1 = 0,48$ кН - на 38%, при $P_2 = 0,74$ кН - на 16%;

- в случае искусственного внешнего поперечного воздействия на тележку при ее движении в докритическом диапазоне экипаж на подрезиненных колесных парах приходит в установившееся движение быстрее, чем на жестких.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений критической скорости движения показывает, что они различаются для $P_1 = 0,48$ кН примерно на 6%, для $P_2 = 0,74$ кН - на 8%.

Эксперименты по определению динамического воздействия на путь проведены на кафедре локомотивостроения ВМ на натурном катковом стенде. Натурный экипаж представляет собой опытную двухосную тележку, оборудованную подрезиненной и жесткой колесными парами с осевой жесткостью амортизатора $K_{\text{ос}} = 7,8 \cdot 10^7$ Н/м. Замеры боковых усилий $P_{\text{дин}}$ проводились в режиме тяги при изменении скорости движения от 8 до 33 м/с.

На основе анализа проведенных экспериментальных исследований отмечено, что:

- 1) подрезиненная колесная пара оказывает примерно в 2 раза меньшее боковое динамическое воздействие на путь по сравнению с жесткой;
- 2) применение резиновых амортизаторов обуславливает снижение примерно в 2,1 раза амплитуд динамических сил при резонансных скоростях движения;
- 3) виброзащитные свойства подрезиненной колесной пары особенно хорошо сказываются при высоких скоростях движения; для испытанной подрезиненной колесной пары порог скорости движения, ниже которого боковое воздействие на путь практически не отличается от такового при обычных, жестких колесах, находится в области 10 м/с.

Выводы и рекомендации.

1. Теоретическими и экспериментальными исследованиями показана эффективность применения подрезиненных колесных пар на локомотивах с точки зрения улучшения их динамических качеств в горизонтальной плоскости.

2. Установлено дестабилизирующее влияние силы тяги локомотива на его поперечные колебания, что послужило основанием для проведения исследований с учетом этого обстоятельства.

3. Предложен метод учета составляющих сил крива и тяги, их моментов в математических моделях тяговых единиц подвижного состава. Приводятся формулы, учитывающие указанные силы, составлены табличные и графические зависимости коэффициентов крива и спина от геометрических параметров контакта колеса с рельсом и от осевой нагрузки экипажа.

4. Составлена математическая модель поперечных горизонтальных колебаний локомотива в режиме тяги, отличающаяся введением дополнительных упругих связей в колеса и использованием разработанной методики учета сил в контакте колеса с рельсом.

5. С целью определения достоверных характеристик предложен разработанный теоретически и проверенный экспериментально метод определения демпфирующих характеристик амортизаторов подрезиненных колес.

6. Теоретически обоснованы необходимые и достаточные условия обеспечения хороших динамических качеств железнодорожного экипажа. Доказано, что асимптотическая устойчивость движения является необходимым, а обеспечение минимального уровня внешних воздействий при вынужденных колебаниях – достаточным требованием при разработке конструкций проектируемых рельсовых экипажей.

7. Расчетным путем установлено, что введением упругих связей в колесо рельсового экипажа можно добиться повышения критической скорости движения. Так, критическая скорость движения тепловоза ТЭ10М, оборудованного подрезиненными колесными парами может быть увеличена по сравнению с тепловозом на жестких колесах в 1,2... 1,6 раза в зависимости от жесткостных и демпфирующих характеристик амортизатора колеса. При этом снижение жесткости $J_{\text{чл}}$ амортизатора увеличивает критическую скорость $v_{\text{кр}}$ движения, в то же время при $J_{\text{чл}} \geq 10^5$ Н/м она практически совпадает с величиной $v_{\text{кр}}$ локомотива на жестких колесах.

8. Расчетами установлено, что динамическое воздействие на путь в горизонтальной плоскости локомотива на подрезиненных колесных парах снижается с уменьшением осевой жесткости амортизаторов колес. В то же время при $J_{\text{чл}} \geq 1,2 \cdot 10^5$ Н/м разница в величинах воздействия тепловозов ТЭ10М на упругих и на обычных жестких колесах практически отсутствует.

9. Изменение тангенциальной жесткости $J_{\text{чл}}$ амортизаторов подрезиненных колес в диапазонах меньше $3,5 \cdot 10^5$ Н м/рад и больше $8,5 \cdot 10^6$ Н м/рад вызывает рост коэффициента нарастания амплитуд крутильных колебаний оси колесной пары. В связи с этим осевую жесткость амортизаторов колес тепловоза ТЭ10М целесообразно выбирать в пределах $(4...9) \cdot 10^7$ Н/м, что соответствует $J_{\text{чл}} = (3,5...8,5) \cdot 10^5$ Н м/рад. Критическая скорость движения тепловоза при этом повысится в 1,6...1,2 раза, а боковое воздействие на путь снизится на (21...10%) по сравнению с тепловозом ТЭ10М на жестких колесах.

10. Экспериментальные исследования устойчивости движения модельного экипажа на подрезиненных колесных парах подтвердили теоретические расчеты и показали, что у экипажа с нагрузкой на колеса $P_1 = 0,48$ кН критическая скорость движения увеличивается в

НТБ
ДНУЖТ

I,38 раза и у экипажа с $P_2 = 0,74$ кН - в I,16 раза по сравнению с экипажем на жестких колесах.

II. Экспериментальные исследования натурального экипажа на упругих колесах с поперечной жесткостью $K_{\text{упр}} = 7,8 \cdot 10^7$ Н/м показали снижение примерно в 2,1 раза уровня боковых динамических воздействий на путь упругой колесной пары по сравнению с жесткой.

I2. Результаты теоретических расчетов и экспериментальных исследований были использованы на ПО "Ворошиловоградтепловоз" при изготовлении подрезиненных колесных пар для оборудования опытного тепловоза.

Экономический эффект от серийного внедрения подрезиненных колесных пар составит 6070 руб. на секцию в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. В.П.Турчин, А.Л.Голубенко, Н.М.Крамарь. Исследование свободных колебаний одномассовой системы на резино-металлических амортизаторах с учетом процессов релаксации и последействия. - В кн.: Конструирование и производство транспортных машин. Вып. II, Харьков, Вища школа, 1979, с.69-74.

2. В.П.Турчин, А.Л.Голубенко, Н.М.Крамарь. К исследованию динамических характеристик резино-металлических амортизаторов ходовых частей локомотивов. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта. Киев, Наукова думка, 1980, с.139-140.

3. А.Л.Голубенко, Н.М.Крамарь, Д.А.Осенян, В.П.Ткаченко. К вопросу о математическом описании поперечных колебаний рельсовых единиц железнодорожного транспорта. - В кн.: Конструирование и производство транспортных машин. Вып. I3, Харьков, Вища школа, 1981, с.21-28.

4. А.Л.Голубенко, Н.М.Крамарь. Методы учета сил в зоне контакта колеса с рельсом. - Вопросы транспортного машиностроения. Труды БИТМа, Брянск, 1981, с.84-90.

5. А.Л.Голубенко, Н.М.Крамарь. Об особенностях при вычислении обобщенных сил в контакте подрезиненного колеса с рельсом. - Тезисы докл. Всесоюз. науч.-техн. конференции "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня". М., 1981, с.35.

6. А.Л.Голубенко, Н.М.Крамарь. Поперечные горизонтальные колебания локомотива на подрезиненных колесах. - Тезисы докл. Всесоюз. науч.-техн. конференции "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня". М., 1981, с.36.

НТБ
ДНУЖТ

7. Н.М.Крамарь. Об одном методе исследования колебаний многомассовых систем железнодорожных экипажей. - В кн.: Конструирование и производство транспортных машин. Вып.14, Харьков, Высшая школа, 1982, с.27-29.

Улус

НТБ
ДНУЖТ