

М П С

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

629.4.023.14

На правах рукописи

АНДРЕЕВ Александр Александрович

ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ
КАЧЕСТВ ЛОКОМОТИВА С УПРУГИМ ПРОДОЛЬНЫМ СОПРЯЖЕНИЕМ
КУЗОВА И ТЕЛЕЖЕК

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 - 1980

НТБ
ДНУЖТ

Диссертация выполнена на кафедре локомотивостроения Ворошиловградского машиностроительного института (ВМИ)

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
А.Н.Коняев

Официальные оппоненты– доктор технических наук, профессор
М.Л.Коротенко
кандидат технических наук
А.И.Беляев

Будущее предприятие – Ворошиловградское ордена Ленина и ордена Октябрьской революции Производственное объединение "Ворошиловградский тепловозостроительный завод имени Октябрьской революции"

Защита состоится "20" июня 1980 г. в "14" часов на заседании специализированного Совета КИИ4.07.01 при Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта имени М.И.Калинина (320629, ГСП, г.Днепропетровск, ул.Универси-

непропет-

рта.
4

нные пе-
Совета.

лизированного
еских наук,

ровиз

**НТБ
ДНУЖТ**

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Решениями XXV съезда КПСС, ноябрьского (1979 г.) Пленума ЦК КПСС предусмотрено дальнейшее увеличение пропускной и провозной способности железных дорог, увеличение скорости движения поездов. Рост секционной мощности магистральных тепловозов при ограниченных осевых нагрузках без проведения мероприятий по их стабилизации при ходовых скоростях движения приводит к снижению использования их сцепной массы для тяги. В связи с этим улучшение использования сцепной массы является одним из необходимых условий дальнейшего повышения эффективности тепловозной тяги.

Целью работы является разработка эффективных методов повышения коэффициента использования сцепной массы тепловозов за счет выравнивания вертикальных нагрузок по определенным приводным колесным парам при управлении рессорным подвешиванием с помощью упругого в продольном направлении сопряжения кузова с тележками; исследование тяговых и динамических качеств локомотивов с такими сопряжениями.

Методы исследования. Коэффициенты использования сцепной массы локомотивов с обычным и управляемым рессорным подвешиванием в режиме реализации касательной силы тяги определялись методами линейной алгебры и вычислительной математики. Исследование колебаний экипажей локомотивов проходило методами математического моделирования с помощью электронных вычислительных машин непрерывного действия (АВМ) и цифровых вычислительных машин (ЭЦВМ). Результаты исследований математических моделей сравнивались между собой и с результатами тяговых и динамических испытаний локомотивов в поездных условиях.

Научная новизна. В диссертации впервые предложен и обоснован метод управления рессорным подвешиванием локомотива для повышения

68570

ДНБ
ДНБ

использования его сцепной массы с 86,4 % до 94,1...94,5% при трогании с места, доказана эффективность применения упругого сопряжения кузова и тележек в рессорном подвешивании для улучшения тяговых и динамических качеств локомотивов.

С помощью разработанной методики показано, что

- на стабилизацию вертикальных нагрузок колесных пар на рельсы существенное влияние оказывают тип продольного сопряжения кузова и тележек, профиль рельсового пути;

- на расчетные параметры экипажа локомотива с упругим сопряжением кузова и тележек оказывают большое влияние вертикальные перемещения тяговых приборов (автосцепки, шкворневых устройств и др.)

Предложены математические и электронные модели, учитывающие поведение локомотива в составе поезда при внезапном пуске. Разработана методика определения тяговых качеств локомотивов по использованию сцепной массы в зоне ограничения силы тяги сцеплением колес с рельсами, а также программа численного интегрирования методом Хэмминга на ЭЦВМ ЕС-1022 системы дифференциальных уравнений, описывающих колебания локомотива при внезапном пуске.

Практическая ценность и внедрение результатов работы. Проведенные исследования являются частью проблемы "Научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы по повышению качества и надежности тепловозов (индекс: Г75.4.01.004)" плана новой техники Минтяжмаша СССР. Предложенные в работе метод управления рессорным подвешиванием локомотива и методики расчета позволяют выявить пути повышения коэффициента использования сцепной массы и определить наиболее приемлемые параметры экипажа, что в конечном счете, содействует повышению весовых норм поездов и ускорению доставки грузов. Результаты работы используются Ворошиловградским производственным объединением тепловозостроения при совершенствовании серийных и проектировании перспективных тепловозов.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на: III республиканской научно-технической конференции "Научные основы проектирования машин и автоматизации производственных процессов" (г.Ворошиловград, 1975 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Основные направления и задачи научно-исследовательских работ по обеспечению прочности и динамических качеств перспективных локомотивов" (г.Коломна, 1977 г.), заседаниях технико-экономического совета ЦБ и ПКТИ Ворошиловградского производственного объединения тепловозостроения (г.Ворошиловград, 1976...1979 г.г.); научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Ворошиловградского машиностроительного института (г.Ворошиловград, 1975...1980 гг.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 6 статей и получено 3 авторских свидетельства.

Структура работы. Порядок расположения материала выбран из необходимости освещения основных достижений в рассматриваемой области, постановки задачи, обоснования выбора расчетных схем и методов решения поставленной задачи, изложения результатов, выводов и рекомендаций.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и приложений. Она содержит 128 стр. машинописного текста, 50 рисунков и таблиц, библиографический список 103 наименования литературных источников из которых 15 - иностранные.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности выбранной темы диссертации.

Первая глава посвящена анализу влияния конструкций локомотивов на их тяговые качества. Для локомотивов с автономными источни-

ками энергии (тепловозов, газотурбовозов и др.) особую роль играет повышение тяговых качеств в режиме трогания состава поезда с места и движения до выхода на автоматическую тяговую характеристику.

Разработка методов повышения тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей мощности посвящены фундаментальные исследования А.М.Бабичкова, П.А.Гурского, В.Ф.Егорченко, Д.К.Минова, А.П.Нозикова, В.А.Шевалина и др. Изучению влияния различных факторов на сцепление колес с рельсами посвящены работы М.Р.Барского, Ч.М.Белыева, А.В.Бычковского, А.Н.Долганова, И.П.Исаева, Н.Н.Меншутина, В.И.Наумова, В.В.Привалова. Специальным методам улучшения сцепных свойств локомотивов посвящены работы А.И.Белыева, Е.Г.Дорошина, Н.Н.Каменева, А.С.Курбасова, В.Б.Меделя, Г.В.Самме, Г.В.Фаминского, а также иностранных ученых и исследователей Дж.Боржо, Г.Вебера, Ф.Картера, А.Книфлера, Куртиуса, К.Мюллера, Ю.Секкикава. Исследования продольной динамики подвижного состава железных дорог посвящены работы В.А.Лазаряна, Е.П.Блохина, С.В.Вершинского, В.Н.Иванова, М.Л.Коротенко, С.М.Кущенко и др. Усилиями ученых научно-исследовательских (ВНИТИ, ВЭЛИНИ, ЦНИИ МПС) и учебных (БИТМ, ВМИ, ДИИТ, ЛИИЖТ, МИИТ, РИИЖТ и др.) институтов, инженерно-технических работников тепловозостроительных заводов, управлений железных дорог и многочисленных депо разработаны, исследованы и широко применяются в эксплуатации эффективные методы повышения тяговых качеств локомотивов.

Анализ работ показывает, что на уровень реализуемых локомотивом сил тяги наибольшее влияние оказывают величины дополнительных разгрузок его лимитирующих колесных пар. В диссертации проведен обзор методов и устройств стабилизации вертикальных нагрузок по приводным колесным парам локомотивов для различных конструкций экипажей, способов разделения масс кузса и тележек, допускаемых при этом взаимных поступательных и угловых перемещениях рам тележек и кузсов. Для локомотивов с индивидуальным надбуксовым рес-

сорным подвешиванием выравнивание нагрузок по колесным парам за счет стабилизации положения рам тележек достигается применением догружающих устройств в рессорном подвешивании, наклонных тяговых стержней в качестве продольных связей кузова и тележек. Подобные системы отличаются наличием дополнительных связей кузова и тележек. Кроме того, повышенная чувствительность угла наклона тяговых стержней к колебаниям массы кузова тепловоза, которая в зависимости от экипировки изменяется в пределах 5...10%, приводит к нестабильности положения рамы тележки.

Задача стабилизации вертикальных нагрузок по колесным парам наиболее полно решается с помощью упругих в продольном направлении сопряжений кузова с тележками (а.с. № 480595, 509480, 677969 и др.). При этом процесс выравнивания по заданному количеству колесных пар достигается автоматически, без применения систем управления. Подобные системы при работе не блокируют рессорное подвешивание, невосприимчивы к изменениям массы кузова локомотива. Возможна и полная статическая стабилизация вертикальных нагрузок по всем колесным парам локомотива (а.с. № 632602), что не может быть достигнуто ни одним из других методов даже при их комплексном применении.

Целью настоящей работы является исследование тяговых и динамических качеств локомотива с упругим продольным сопряжением кузова и тележек, в связи с чем поставлены и решены следующие задачи:

1. Обоснована возможность применения упругого продольного сопряжения кузова локомотива с тележками для воздействия на рессорное подвешивание с целью выравнивания вертикальных нагрузок по определенным приводным колесным парам.

2. Построена математическая модель локомотива с предложенным сопряжением кузова и тележек, с помощью которой:

НТБ
ДНУЖТ

2.1. Исследованы режимы внезапного пуска локомотивов в составе поездов на расчетных подъемах.

2.2. Исследовано влияние вертикального перемещения автосцепки локомотива и крутизны подъема пути на его тяговые качества и расчетные параметры экипажа.

2.3. Определены расчетные параметры упругого сопряжения кузова и тележек локомотива с повышенным использованием сцепной массы.

2.4. Исследовано влияние упругого сопряжения кузова с тележками на динамические качества локомотива в составе поезда.

3. Разработана методика определения коэффициента использования сцепной массы локомотива с предложенным сопряжением, уточнена методика расчета его тяговой характеристики, технико-экономическое обоснование.

Вторая глава посвящена исследованию влияния сопряжения кузова с тележками на использование сцепной массы локомотива. В работе исследуются симметричные двухтележечные шестиосные локомотивы с двухступенчатым рессорным подвешиванием и приводом колесных пар индивидуальными электродвигателями, расположенными подвесками к середине кузова. Тепловозы такого типа (2ТЭ10В, 2ТЭ11Б, ТЭП75 и др.) получают широкое распространение на железнодорожном транспорте.

На рис. I представлена расчетная схема исследуемой модели локомотива в составе поезда, которая состоит из:

- кузова с массой m_k и моментом инерции I_{ky} , подверженного перемещениям и колебаниям подергивания X_k ; подпрыгивания Z_k и галопирования φ_k ;
- передней тележки с подрессорной массой m_{T1} и массой без колесно-моторных блоков m_{T2} , а также моментом инерции I_{T1} подверженной перемещениям и колебаниям подергивания X_1 ; подпры-

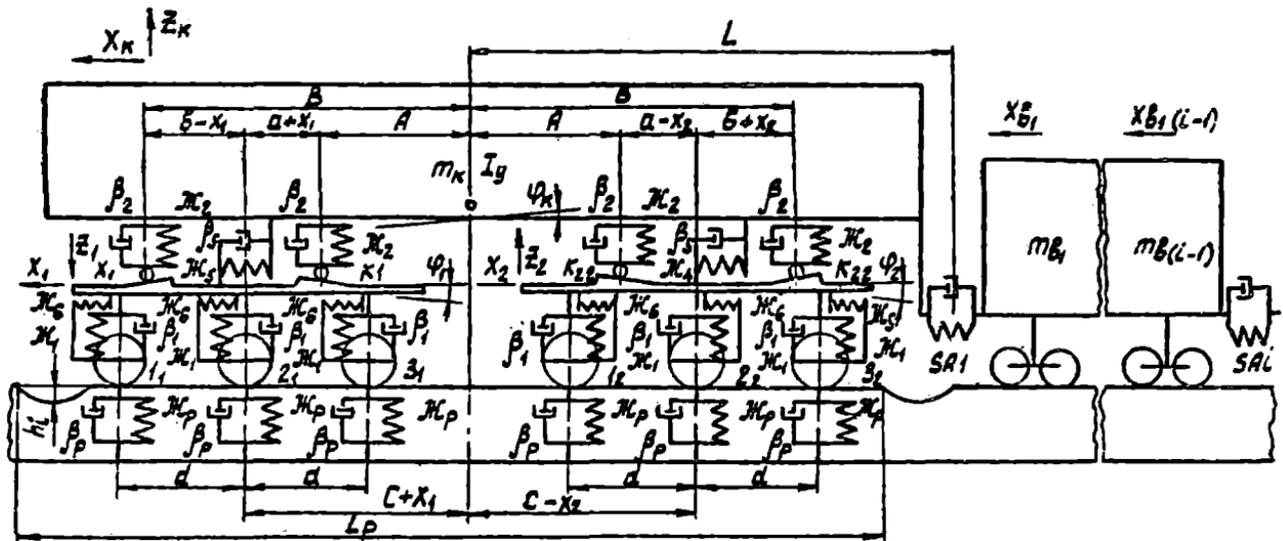


Рис. 1. Расчетная схема локомотива с упругим сопряжением кузова и тележек при реализации силы тяги в проезде.

гибания \bar{z}_1 и галопирования φ_1 ; сопряжение передней тележки с кузовом содержит упругую связь с жесткостью M_5 и эквивалентным коэффициентом пропорциональности силы вязкого трения β_5 а также боковые опоры кузова с жесткостью M_2 и коэффициентом демпфирования β_2 с крутизной профилей плит роликовых аппаратов $K_1 (K_2)$

- задней тележки с такими же инерционными параметрами, подверженной перемещениям и колебаниям подергивания X_2 , подпрыгивания \bar{z}_2 и галопирования φ_2 ; сопряжение задней тележки с кузовом содержит упругую связь с жесткостью M_4 и эквивалентным демпфированием β_5 и такие же боковые опоры с крутизной профилей плит роликовых аппаратов $K_{22} (K_{11})$

- колесно-моторных блоков с неподрессоренной массой $m_{нп}$ моментом инерции колесной пары вместе с ведомым зубчатым колесом $I_{чкп}$ и моментом инерции якоря тягового электродвигателя $I_{удэ}$ при передаточном отношении тягового редуктора $i_{ред}$ подверженных колебаниям подергивания X_{ij} , подпрыгивания \bar{z}_{ij} жесткость надбуксового подвешивания на колесную пару M_1 и коэффициент демпфирования β_1 ; жесткость рельсового пути под колесной парой M_p и коэффициент демпфирования β_p

Модель поезда представлена системой последовательно соединенных масс вагонов $m_{вi}$, подверженных продольным перемещениям и колебаниям X_{ij} Усилия в междувагонных связях равны S_{ai}

Для определения действующих нагрузок в экипаже локомотива при реализации максимальной силы тяги на подъеме пути в статическом состоянии можно воспользоваться упрощенной моделью, когда состав поезда рассматривается как неподвижная заделка, т.е. кузов локомотива в продольном направлении не имеет перемещений; большая вертикальная жесткость рельсового пути позволяет исключить из рассмотрения колесно-моторные блоки при замене их воздействия реакциями

$$q = \frac{F_k D_k}{2l_T},$$

где F_k - сила тяги;

D_k - диаметр колеса по кругу катания;

l_T - плечо подвески тягового электродвигателя.

К центрам масс элементов локомотива приложены касательные составляющие сил тяжести, действующие на подъемах пути. В работе впервые была доказана необходимость учета влияния крутизны подъема пути, снижающего использование сцепной массы локомотивов на 1...2 % для $i = 9...20$ ‰, а также учета вертикальных перемещений их тяговых устройств, достигающих в режиме тяги 2...5 % от высоты расположения над уровнем головок рельсов. При реализации максимальной силы тяги с помощью упругого сопряжения кузова и тележек достигается выравнивание нагрузок на рельсы от четырех колесных пар локомотива при выполнении следующих условий:

а) равенство "нулю" углового положения рамы передней тележки; б) установке рамы задней тележки в такое угловое положение, при котором нагрузка четвертой колесной пары на рельсы доводится до уровня передних трех.

Исследован локомотив с тремя вариантами упругого сопряжения кузова и тележек.

Вариант I. Передняя тележка с помощью упругого сопряжения перемещается под кузовом по ходу движения локомотива, сохраняя первоначальное положение ее рамы на исходном уровне. При этом задняя тележка по отношению к кузову занимает фиксированное продольное положение, а необходимое угловое положение ее рамы при расчетном значении жесткости второй ступени рессорного подвешивания достигается без каких-либо догружающих устройств.

Вариант II. Перемещается вперед задняя тележка, а ее рама

занимает расчетное угловое положение. Передняя тележка под кузовом не перемещается, а положение ее рамы на исходном уровне достигается при расчетном значении жесткости второй ступени рессорного подвешивания без каких-либо дополнительных устройств.

Вариант III. Отличается от варианта II направлением продольного перемещения задней тележки под кузовом.

Величина продольных перемещений тележек под кузовом при реализации максимальной силы тяги из конструктивных соображений технического исполнения упругого сопряжения выбирается равной 0,075 м.

Анализ результатов определения расчетных параметров упругого сопряжения кузова и тележек локомотивов с повышенным использованием сцепной массы показывает, что на величину расчетной жесткости \mathcal{M}_2 опор кузова большое влияние оказывают вертикальные перемещения автосцепки в режиме тяги. Для варианта I в случае перемещения автосцепки от $h_a = -0,010$ м до 0 на горизонтальной площадке ($i = 0\%$) жесткость \mathcal{M}_2 изменяется от 60 МН/м до 20 МН/м, а при перемещении в диапазоне от + 0,040 м до + 0,050 м, соответственно, от 6,5 МН/м до 5 МН/м. На подъеме крутизной $i = 50\%$ в первом диапазоне \mathcal{M}_2 меняется от 38 МН/м до 3-5 МН/м, а во втором - от 5 МН/м до 3,5 МН/м.

В отличие от жесткости \mathcal{M}_2 опор кузова приращения толщин плит роликовых аппаратов, зависящие как от фиксированных параметров экипажа, так и от величин Z_1 , Z_K , φ_K , \mathcal{M}_2 носят линейный характер при изменении вертикального перемещения автосцепки и крутизны подъема пути. Для подъема $i = 50\%$ с изменением h_a от -0,020 м до + 0,060 м, приращение толщин плит передних опор $K_1 X_1$ изменяется от + 0,120 м до - 0,066 м, а задних $K_2 X_1$ - от - 0,100 м до + 0,114 м. При $h_a = 0,0187$ м приращения толщин опорных плит задних и передних опор равны по

величине $K_2 X_1 = K_1 X_1 = 0,0161$ м, что обеспечивает в конструктивном исполнении симметричность сопряжения кузова и тележек. Найдено, что с увеличением крутизны подъема пути с $i = 0\%$ до $i = 20\%$ $K_1 X_1$ и $K_2 X_1$ увеличивается с 0,0141 до 0,015 м, а \mathcal{M}_2 уменьшается с 9,23 МН/м до 8,72 МН/м.

Расчетные параметры \mathcal{M}_2 и $K_{11} X_2$, $K_{22} X_2$ для вариантов П и Ш сохраняют тот же характер, что и в варианте I. Однако величина расчетной жесткости существенно возрастает, а значения $K_{11} X_2$ и $K_{22} X_2$ уступают величинам варианта I в 3...4 раза. Так в варианте П для $i = 50\%$ $K_{11} X_2 = K_{22} X_2 = 0,0035$ м при $\mathcal{M}_2 = 57,5$ МН/м, а для $i = 0\%$ $K_{11} X_2 = K_{22} X_2 = 0,0033$ м при $\mathcal{M}_2 = 56,7$ МН/м. В варианте Ш для $i = 50\%$ $K_{11} X_2 = K_{22} X_2 = 0,00305$ м при $\mathcal{M}_2 = 50,8$ МН/м, а для $i = 0\%$ $K_{11} X_2 = K_{22} X_2 = 0,0026$ м при $\mathcal{M}_2 = 49,1$ МН/м. По унификации узлов для тепловоза 2ТЭ116 более приемлем вариант I сопряжения кузова и тележек с нелинейной характеристикой связи. Расчет дополнительных нагрузок колесных пар на рельсы в данном случае был проведен для варианта $\mathcal{M}_2 = 8,72$ МН/м и $K_1 X_1 = K_2 X_1 = 0,0149$ м в диапазоне сил тяги $BF_K = 0...430$ кН на подъемах пути $i = 0...50\%$ (рис.2). В работе показано, что для локомотива с упругим сопряжением кузова и тележек в исследуемых диапазонах разгрузка лимитирующих колесных пар не превосходит 14,5 кН, что ниже допустимого требования МПС 18,7 кН для данного типа локомотива. Для сравнения следует отметить, что на серийном тепловозе 2ТЭ116 при реализации им максимальной силы тяги $BF_K = 430$ кН разгрузка лимитирующей колесной пары достигает 35 кН, а на подъеме $i = 50\%$ - 40,5 кН, что значительно больше допустимых требований.

Применение упругого сопряжения кузова и тележек позволяет таким образом, повысить коэффициент использования сцепной массы тепловоза 2ТЭ116 с 0,864 до 0,943, что превышает требования МПС 0,92.

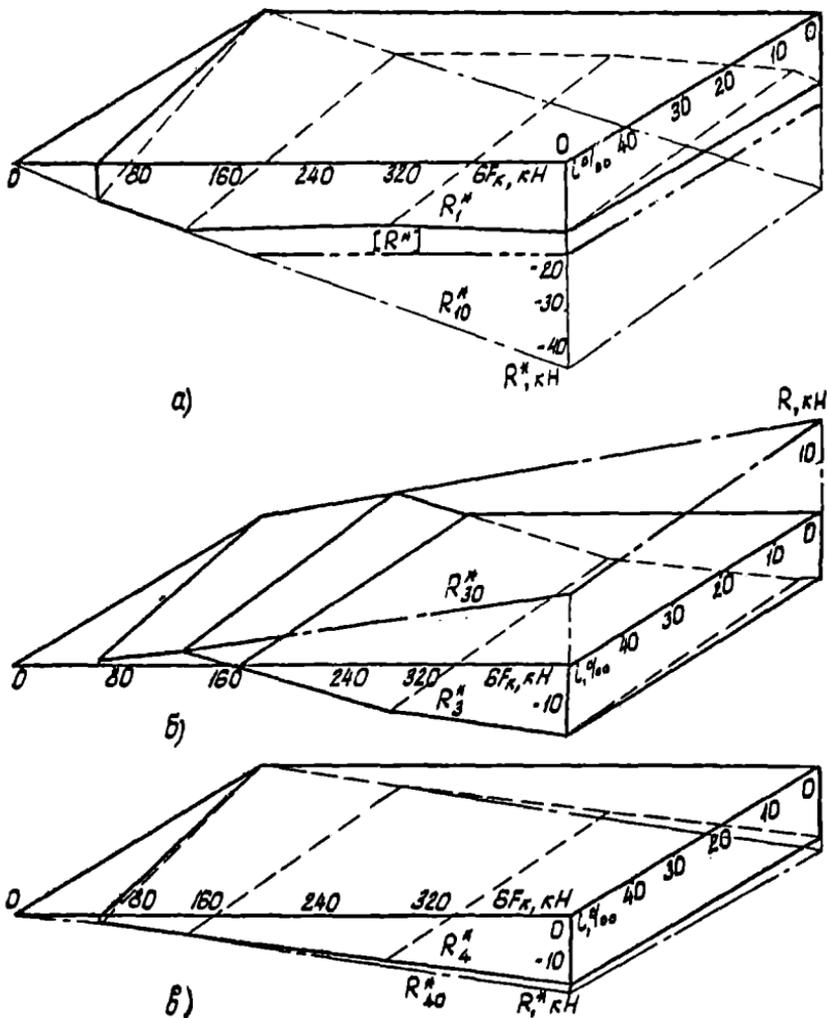


Рис. 2. Зависимость дополнительных нагрузок на 1, 3, 4 колесных парах тепловоза 2ТЭ116 (R_{10}^* , R_{30}^* , R_{40}^*) и локомотива с упругим сопряжением (R_1^* , R_3^* , R_4^*) от реализуемой силы тяги BF_k и крутизны подъема пути i .

НИИ
ДНУЖТ

Третья глава посвящена исследованию влияния сопряжения кузова с тележками на динамические качества локомотивов.

Под действием изменений касательной силы тяги при переходе с одной рабочей позиции контроллера машиниста на другую, режимов торможения, скорости, а также переменного профиля пути и состояния рельсов в различных частях поезда составляющие его единицы подвижного состава (локомотивы, вагоны и др.) подвергаются продольным колебаниям подергивания.

При выборе приемлемых значений параметров упругого продольного сопряжения кузова с тележками путем математического моделирования на электронных вычислительных машинах непрерывного действия представляется возможным ограничиться исследованием вынужденных колебаний экипажа локомотива в составе поезда на различных режимах работы. При составлении дифференциальных уравнений математической модели в форме уравнений Лангранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q q_i$$

кроме обычно вводимых допущений, приняты следующие:

- характеристики упругих продольных связей нелинейны;
- гашение колебаний обеспечивается гасителями с характеристиками, эквивалентными гидравлическим демпферам;
- в качестве возмущающего воздействия со стороны состава поезда на сцепное устройство вагона, находящегося за локомотивом, в соответствии с испытаниями, принято продольное колебание автосцепки последующего вагона с постоянной амплитудой в диапазоне частот 0...3 Гц в течении ряда циклов;
- силы упругого взаимодействия колес с рельсами при колебаниях в продольном направлении на несколько порядков ниже усилий, возникающих в упругих связях системы, что позволяет учитывать их в качестве сопротивления движению локомотива.

В процессе исследования сравнивались три основных варианта экипажа тепловоза, отличающихся конструкцией сопряжения кузова с тележками:

- I. Исполнение серийное, продольных смещений нет.
- II. В сопряжении допускаются двусторонние продольные смещения тележек под кузовом.
- III. В сопряжении допускаются смещения тележек под кузовом только в одну сторону.

Рассматривалось движение локомотива в составе поезда в режиме реализации силы тяги и на холостом ходу. Предварительно было исследовано влияние жесткости продольного сопряжения кузова с тележками локомотива варианта II на возникающие в связях динамические усилия. Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), полученные при этом, показывают, что для распространенных продольных колебаний в составе поезда с частотами 1,5...1,8 Гц с увеличением жесткости упругой связи кузова с тележкой от I до 5 Мн/м снижаются как амплитуды относительных перемещений, так и динамические нагрузки.

Из анализа осциллограмм следует, что упругая продольная связь кузова и тележек способствует снижению амплитуды вынужденных продольных колебаний локомотива при подергивании поезда на 10...50 % в спектре преобладающих частот 0,2...1,8 Гц. Полученные амплитудно-частотные характеристики свидетельствуют, что если для обычного экипажа локомотива в принятых условиях максимальные продольные ускорения кузова при колебаниях подергивания достигают значений 11 м/с^2 , то упругое разделение в продольном направлении масс кузова и тележек способствует снижению максимума до величины $8,3 \text{ м/с}^2$ (вариант II) и до $7,2 \text{ м/с}^2$ (вариант III). Жесткость продольной связи кузова с тележкой. $K_s = 3,45 \text{ МН/м}$.

С помощью ЭЦВМ исследовано влияние продольных колебаний при внезапном пуске на уровень стабильности вертикальных нагрузок по колесным парам сравниваемых вариантов тележечных локомотивов в составе поезда. При построении математической модели (рис. I) приняты следующие допущения: кузов, рамы тележек, колесные пары считаются абсолютно жесткими телами, их геометрические размеры неизменны. Диаметры колес по кругу катания одинаковы и неизменны; параметры упругости эквивалентных рессор подвешивания неизменны; рельсовый путь равноупругий, упругие характеристики рельсового пути неизменны; давления колес на рельсы одинаковы в статическом состоянии покоя; характеристики упругих продольных связей вагонов нелинейны и аппроксимируются выражением

$$S_{Pi} = (1,54 \sqrt[3]{|\delta x_i| - \delta_{10}} + 3842,58 (|\delta x_i| - \delta_{10})^3) * (1 - 0,81 \int (\delta x_i * \dot{\delta x}_i)) \operatorname{sign} \delta x_i, \quad (3)$$

где

$$\operatorname{sign} \delta x_i = \begin{cases} +1 \text{ при } \delta x_i \geq \delta_{10}, \\ 0 \text{ при } \delta_{10} > \delta x_i > -\delta_{10}; \\ -1 \text{ при } \delta x_i \leq -\delta_{10}; \end{cases} \quad (4)$$

$$\int (\delta x_i * \dot{\delta x}_i) = \begin{cases} 0 \text{ при } \delta x_i * \dot{\delta x}_i \geq -0,00001; \\ +1 \text{ при } \delta x_i * \dot{\delta x}_i < -0,00001 \end{cases} \quad (5)$$

$$\delta x_i = x_{i+1} - x_i, \quad \dot{\delta x}_i = \dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i; \quad \delta_{10} = \text{const.}$$

С целью исследования упругой продольной связи кузова с тележкой на **экстремальных** режимах работы локомотивов приняты следующие условия: 1) Трогание частично сжатого 28 вагонного поезда массой 2375 т тепловозом 2ТЭ16 (одна секция) на расчетном подъеме пути $i = 9\%$ при внезапном пуске. 2) Поезд состоит из

13 **статых** вагонов в голове и последующих 15 растянутых вагонов. 3) Зазоры в междувагонных связях распределены равномерно по составу поезда и равны 30 мм. 4) Согласно тяговой характеристике тепловоза 2ТЭ116 сила тяги одной секции при трогании с места не превышает 0,45 МН, а с учетом статического коэффициента использования сцепной массы не превышает 0,39 МН. Поскольку рассматриваются только продольные и вертикальные колебания колесно-моторных блоков следует учитывать их приведенную массу, определяемую по формуле

$$S_0 = m_{нп} + \frac{I_{укп}}{R^2} + \frac{I_{угэд}}{R^2} i_{ред}^2, \quad (6)$$

где $R, м$ - радиус колеса по кругу катания.

Математическая модель колебаний локомотива в составе поезда при внезапном пуске состоит из 49 дифференциальных уравнений и ввиду громоздкости не представлена. Интерес представляют их правые части.

При трогании с места на расчетном подъеме сила сопротивления движению четырехосного полувагона определяется по правилам тяговых расчетов и равная обобщенной силе

$$Q_{Bi} = W_{Bi} = 0,00236 (4,32 - \dot{x}_{Bi}) f(x_{Bi}), \quad (7)$$

где

$$f(x_{Bi}) = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{Bi} \leq 0 \\ 1 & \text{при } x_{Bi} > 0 \end{cases} \quad (8)$$

Перемещение тележек под кузовом в продольном направлении эквивалентно появлению вертикальной силы, действующей на кузов

$$Q_{2к} = \frac{2(C + x_1 - x_2)(2x_k - x_1 - x_2)}{(2C + x_1 - x_2)^2}, \quad (9)$$

где g - ускорения силы тяжести.

Вертикальные силы, действующие на рамы тележек и оси колес, равны

$$Q_{z_1} = Q_{z_2} = 3q, \quad (10)$$

$$Q_{z_{ij}} = q. \quad (11)$$

На кузов действует опрокидывающий момент от продольных сил

$$\begin{aligned} Q\varphi_K = & (h_{CK} - H_A) S_{A1} - [(\mathcal{M}_5 + 2\mathcal{M}_2 \kappa_1^2)(x_1 - x_K) + \\ & + (\beta_5 + 2\beta_2 \kappa_1^2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_K) + (\mathcal{M}_4 + 2\mathcal{M}_2 \kappa_{22}^2)(x_2 - x_K) + \\ & + (\beta_5 + 2\beta_2 \kappa_{22}^2)(\dot{x}_2 - \dot{x}_K)] (h_{CK} - H_{ш}), \end{aligned} \quad (12)$$

где h_{CK} - возвышение центра масс кузова над рельсами.

На раму передней тележки, имеющей значительное продольное перемещение, действует момент сил

$$\begin{aligned} Q\varphi_1 = & 3F_K h_{CT} + [(\mathcal{M}_5 + 2\mathcal{M}_2 \kappa_1^2)(x_1 - x_K) + \\ & + (\beta_5 + 2\beta_2 \kappa_1^2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_K)] (H_{ш} - h_{CT} - z_1) + 0,5(x_1 - x_K) m_K g, \end{aligned} \quad (13)$$

где h_{CT} - возвышение центра масс тележки над рельсами, а на раму задней тележки, соответственно,

$$\begin{aligned} Q\varphi_2 = & 3F_K h_{CT} + [(\mathcal{M}_4 + 2\mathcal{M}_2 \kappa_{22}^2)(x_2 - x_K) + \\ & + (\beta_5 + 2\beta_2 \kappa_{22}^2)(\dot{x}_2 - \dot{x}_K)] (H_{ш} - h_{CT} + z_2) + 0,5(x_2 - x_K) m_K g. \end{aligned} \quad (14)$$

Аналогично представлены и другие обобщенные силы системы уравнений $Q_{x_K} = -S_{A1}$; $Q_{x_1} = Q_{x_2} = 0$; $Q_{x_{ij}} = F_K$.

68574

ДУЖИТ

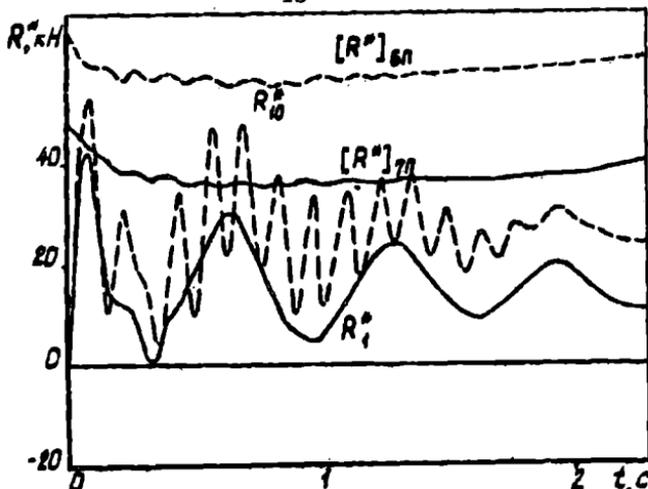


Рис. 3. Разгрузка первой колесной пары локомотива при внезапном пуске.

На рис.3 представлены оциллограммы колебаний разгрузок R_i^* и $R_{ю}^*$ первой колесной пары локомотива при внезапном пуске, а также допустимые разгрузки $[R^*]$ по сцеплению колес с рельсами, определяемые из правил тяговых расчетов

$$[R^*] = Q_{см} - \frac{F_K}{0,25 + \frac{8}{20V+100}} \quad (15)$$

При внезапном пуске локомотива на 6-ой позиции контроллера машиниста (сила тяги 324 кН) возмущения подергивания со стороны поезда усиливают продольные колебания колесно-моторных блоков в раме передней тележки и, в свою очередь, приводят к повышенным колебаниям галопирования ее рамы. Максимальная разгрузка достигает величины 48...53 кН и уже превышает допустимый уровень разгрузок при трогании на 7-ой позиции контроллера машиниста и силе тяги 360 кН, что значительно ниже уровня 450 кН, рекомендуемого правилами тяговых расчетов. Упругая связь кузова и тележки не пропускает возмущений со стороны поезда на раму тележки и продольные колебания колесно-моторных блоков быстро затухают. В соизвешании со

стабилизирующим действием упругого сопряжения при внезапном пуске на 7-ой позиции контроллера машиниста это позволяет снизить максимальные разгрузки колесных пар до 31...42 кН, что ниже допустимого уровня на 3...7 кН. Осциллограммы колебаний разгрузки четвертой колесной пары при внезапном пуске локомотива с обычным экипажем на 6-ой позиции контроллера машиниста и с упругим сопряжением - на 7-ой позиции различаются по максимумам незначительно, и в целом не превышают допустимого уровня.

Таким образом, применение упругого сопряжения кузова и тележек локомотива позволяет повысить реализуемую силу тяги при внезапном пуске на 11 % при прочих равных условиях. Особое внимание уделено выбору приемлемого коэффициента сопротивления вязкого трения упругой связи кузова и тележек. Согласно теории колебаний, уровень ускорений будет умеренный в случае, когда

$$\beta_S = (0,2...0,3) \beta_{кр} = (0,2...0,3) \sqrt{m_{T1} (\kappa_S + 2\kappa_T^2 \kappa_2)} \quad , \quad (16)$$

где $\beta_{кр} = 0,266$ МН с/м. При поиске необходимого уровня область исследования расширена от 0,05 МН/м до 0,35 МН с/м. В работе показано, что по истечению первой секунды внезапного пуска разгрузка первой колесной пары слабо зависит от величины демпфирования

β_S Однако разгрузка на четвертой колесной паре при коэффициенте $\beta_S = 0,05$ МН с/м достигает допустимого уровня, что может привести к срыву сцепления. Поэтому в качестве расчетного необходимо принять $\beta_S = 0,20$ МН с/м, что обеспечивает гашение продольных колебаний тележки под кузовом.

В четвертой главе обоснована эффективность локомотивов, оборудованных упругим продольным сопряжением кузова с тележками. Улучшение использования сцепной массы позволяет увеличить массовые нормы грузовых поездов и способствует повышению участковой скорости, уменьшению поездопотока и снижению себестоимости перевозок.

В работе сравнивались два варианта тепловозов 2ТЭ116: первый - серийный, второй - расчетный, который отличается от серийного наличием упругого в продольном направлении сопряжения кузова с тележками и улучшенным использованием сцепной массы. Для расчета по известной методике принят профиль пути № 2 с руководящим подъемом $i = 9\%$ суммарной протяженностью 5% на 500 км участке.

Расчет показал, что маршрутная скорость на участке для серийного варианта тепловоза составила 48,4 км/ч, для расчетного - 49,0 км/ч. Такое повышение маршрутной скорости позволяет увеличить пропускную способность принятого для расчета участка на 1,24% и за счет улучшения тяговых качеств получить годовую экономию 18966 руб. на один тепловоз.

Анализ тяговых характеристик двух вариантов тепловоза 2ТЭ116 в зоне ограничения силы тяги по сцеплению показал, что улучшение использования сцепной массы для расчетного варианта обеспечивает возможность повышения длительной силы тяги с 505 кН до 555 кН, и в перспективе массовых норм поездов на 10,5 % (с $Q_c = 4750$ т до $Q_p = 5250$).

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Доказана целесообразность повышения коэффициента использования сцепной массы локомотива путем выравнивания вертикальных нагрузок колесных пар при установке упругого в продольном направлении сопряжения кузова и тележек.

2. Исследование тяговых и динамических качеств локомотивов с управляемым рессорным подвешиванием проведено методами математического моделирования многомассовых механических систем.

3. В процессе исследования было установлено, что тяговые качества ло-

комотива должны определяться с учетом параметров его экипажа и особенностей состава поезда в экстремальном режиме работы - при внезапном пуске в ход на расчетном подъеме.

3. Применение упругого продольного сопряжения кузова и тележек обеспечивает в режиме тяги стабилизацию углового положения рамы передней тележки относительно исходного, что позволяет снизить разгрузку лимитирующих колесных пар и повысить силу тяги локомотива при трогании с места на II% в сравнении с серийным локомотивом для тех же условий.

При проведении расчета дополнительной развески локомотивов необходимо учитывать вертикальные перемещения тяговых приборов и крутизну подъема пути, оказывающих существенное влияние на расчетные параметры экипажа локомотива с повышенными тяговыми качествами.

4. Разработана методика определения расчетных параметров продольного сопряжения кузова с тележкой для локомотивов с повышенным использованием сцепной массы на подъемах пути при различной силе тяги.

Наиболее приемлемым с точки зрения унификации является вариант локомотива с упругим сопряжением, допускающим перемещение передней тележки по ходу движения. Рекомендуется применить упругую связь кузова и тележек с переменной жесткостью.

5. Установка упругой продольной связи между кузовом и тележкой снижает влияние колебаний усилий в автосцепке локомотива на продольные колебания колесно-моторных блоков в раме тележки и уменьшает амплитуды галопирования этой тележки, что вызывает уменьшение дополнительных разгрузок лимитирующих колесных пар.

6. Применение упругого продольного сопряжения кузова и тележек позволяет повысить максимально возможную пусковую позицию контроллера машиниста тепловоза мощностью 3000 л.с. в секции при трогании с места и сократить время разгона поезда, что на участках профиля

пути № 2, оборудованных системами автоблокировок, способствует увеличению маршрутной скорости движения грузовых поездов на 1,24% при прочих равных условиях и равноценно получению экономического эффекта в народном хозяйстве в объеме 18966 руб. на один тепловоз в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Сопряжение кузова локомотива с тележкой. Авторское свидетельство СССР № 480595. - Бюллетень "Изобретения, открытия, промышленные образцы, товарные знаки", М., 1975, № 30. (В соавторстве Н.Я.Биндер, А.Н.Коняев, И.К.Спирягин).

2. Андреев А.А. Выравнивание нагрузок по колесным парам тележки локомотива при действии касательной силы тяги. - В кн.: Локомотивостроение. Вып.7. Харьков, "Вища школа", 1975, с.3...8 (В соавторстве А.Н.Коняев).

3. Андреев А.А. О влиянии на коэффициент использования сцепного веса локомотива положения его автосцепки. - В кн.: "Локомотивостроение", вып.7. Харьков, "Вища школа", 1975, с.8...12. (В соавторстве А.Н.Коняев).

4. Андреев А.А. Расчет динамических качеств локомотивов с применением аналоговых вычислительных машин. - В кн.: Научные основы проектирования машин и автоматизации производственных процессов. Ворошиловград, 1975, с.24...25 (В соавторстве А.Н.Коняев).

5. Андреев А.А. Влияние крутизны уклона на перераспределение нагрузок по колесным парам локомотива. - В кн.: Конструирование и производство транспортных машин. Вып.8. Харьков, "Вища школа", 1975, с.108...111 (В соавторстве: А.Н.Коняев, С.А.Мданов).

6. Андреев А.А. Устройство сопряжения кузова с тележкой локомотива. Авторское свидетельство СССР № 677969. - Бюллетень "Изобре-

ДНД

тения, открытия, промышленные образцы, товарные знаки", м., 1979, № 9 (в соавторстве А.Н.Коняев).

7. Андреев А.А. Устройство для сопряжения кузова локомотива с тремя двухосными тележками. Авторское свидетельство СССР № 632602 - Бюллетень "Изобретения, открытия, промышленные образцы, товарные знаки", м., 1978, № 42 (в соавторстве: А.Н.Коняев, С.А.Жданов).

8. Андреев А.А. Об одном способе управления сопряжением тележек с кузовом локомотива. - в кн.: Конструирование и производство транспортных машин. Вып.9. Харьков, Изд-во "Вища школа", 1977, с.3...9 (в соавторстве: А.Н.Коняев, С.А.Жданов).

9. Андреев А.А. О влиянии колебаний силы тяги локомотива на его динамику. В кн.: Конструирование и производство транспортных машин. Вып. II, Харьков, Изд-во "Вища школа", 1979, с.15...17.



НТБ
ДНУЖТ

Ответственный за выпуск Андреев А.А. БВ 02181
Подписано к печати 05.05. 1980 г. Формат бумаги 60 x 84
I/16. Объем I печ. лист. Заказ № 286. Тираж 100. Бесклат-
но. Отпечатано на ротарпите Ворошиловградского машинострои-
тельного института.
348034 г.Ворошиловград, кв.Молодежный 20-а.

сканировала Камянская Н.А.

НТБ
ДНУЖТ