

М П С С С С Р  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА  
им. М. И. КАЛИНИНА

На правах рукописи  
УДК 625. 282

ГОРБУНОВ Николай Иванович

**ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ ТЕПЛОВОЗОВ  
ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УПРУГИХ СВЯЗЕЙ  
ТЕЛЕЖЕК**

Специальность 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

**НТБ  
ДНУЖТ**

Работа выполнена на кафедре «Локомотивостроение» Ворошиловградского машиностроительного института (ВМСИ).

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор **А. Н. Коняев**.

Официальные оппоненты — доктор технических наук, профессор **С. М. Куценко**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник **А. И. Залесский**.

Ведущее предприятие — производственное объединение «Ворошиловград-тепловоз».

Защита состоится «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 198 г. в \_\_\_\_\_ час. \_\_\_\_\_ мин. на заседании специализированного совета К114.07.01 при Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта им. М. И. Калинина по адресу: 320629, ГСП, г. Днепропетровск — 10, ул. Акад. В. А. Лазаряна, 2, ДИИТ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 1987 г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять в адрес специализированного совета.

**Ученый секретарь специализированного совета  
кандидат технических наук**

**Л. В. ПЕТРОВИЧ**

**НТБ  
ДНУЖТ**

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Ускорение социально-экономического развития страны, предусмотренное решениями XXII съезда КПСС, в значительной степени зависит от четкой и слаженной работы железнодорожного транспорта, всех его служб и, в первую очередь, локомотивной. Необходимость ежегодного увеличения объема перевозок, веса и скорости движения поездов требует своевременного проведения научных исследований и конструкторских проработок, обеспечивающих более полное использование мощности и тяговых возможностей тепловозов, при одновременном улучшении их динамических характеристик. При решении такой комплексной задачи важнейшее значение приобретают работы по изучению и устранению причин, вызывающих снижение фактически реализуемой силы тяги, предложения по совершенствованию конструкций экипажей локомотивов.

Цель работы. Исследование и количественная оценка влияния конструкции и изменения параметров упругих связей тележек на максимальную силу сцепления колесных пар локомотива; разработка на этой основе предложений и рекомендаций для повышения тяговых качеств тепловозов, выпускаемых ПО "Ворошиловградтепловоз".

Методика исследований. Математическое моделирование процесса реализации силы тяги тепловозом с использованием реальных характеристик опытных узлов, физическое моделирование с созданием стендового оборудования и методик исследований, натурные исследования тепловозов в эксплуатации.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций работы подтверждена удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Научная новизна работы. Теоретически и экспериментально обоснован способ повышения тяговых качеств локомотивов за счет целенаправленного изменения вертикальных сил нажатия каждой из колесных пар на рельсы в зависимости от конкретных условий их сцепления.

Построена математическая модель движения колесно-моторного блока локомотива, позволяющая оценить влияние конструктивного совершенствования связей тележки, а также уровня динамических сил на сцепление колес с рельсами, и на этой основе разработана методика сравнительной оценки тяговых качеств тепловозов и отдельных колес.

5126a

Днепропетровский  
институт инженерного  
жел. доб. транспорта  
им. М. И. Калюдина  
БИБЛИОТЕКА

Выполнены лабораторные испытания с применением методов планирования эксперимента и получены математические модели процессов сцепления колес с рельсами, позволяющие количественно оценить влияние на максимальный коэффициент сцепления динамических факторов и явления очистки рельса движущими колесными парами.

Теоретически и экспериментально исследована кинематика буксового узла с новой конструкцией связи рам тележек с колесными парами в виде наклонных поводков.

Построена математическая модель трогания тепловоза с наклонными буксовыми поводками, позволяющая исследовать процессы перераспределения вертикальных сил нажатия колесных пар на рельсы.

Предложена и экспериментально подтверждена методика расчета поперечной жесткости блока резино-металлических элементов опор связи кузова с тележками, учитывающая нарастающий эксцентриситет приложения вертикальной нагрузки из-за относительного горизонтального смещения опорных поверхностей и позволяющая разработать рекомендации по выбору рациональных параметров опор кузова с учетом одновременного улучшения как динамических, так и тяговых показателей тепловозов.

Разработаны и исследованы новые конструкции тележек, связей кузова с тележками, защищенные авторскими свидетельствами на изобретения (а.с. СССР № I239010, I253863, II93049, I211I2I, I220989, I23752I).

Разработан комплекс стендового оборудования и измерительных устройств для экспериментального исследования характеристик опытных узлов и конструкций (а.с. СССР № I21I622, I070045).

Практическая ценность. Проведенные исследования являются частью научной проблемы "Исследование процессов реализации силы тяги при воздействии на локомотив внешних динамических возмущений", выполняемой по плану новой техники Минтяжмаша (индексы Г.80.4.07.013, Г.86.4.07.006).

Разработанные методики прогнозирования тяговых качеств локомотивов в условиях их реальной эксплуатации и программы расчетов параметров связей кузова и колесных пар с рамой тележки используются ПО "Борошиловградтепловоз" при создании новых и модернизации существующих конструкций экипажных частей тепловозов.

Предложены и всесторонне (теоретически и экспериментально) исследованы конструкции тепловозных тележек и отдельных их узлов, позволяющие увеличить коэффициент использования сцепного

веса до 0,945. Конструкция связи кузова с тележками (черт. 221.30.32.013сб; 116.30.33.004сб) изготовлена и эксплуатируется на тепловозе 2ТЭ121.

В процессе выполнения работы созданы исследовательские стенды, которые используются ПО "Ворошиловградтепловоз" и ВМСИ для совершенствования экипажных частей тепловозов.

Научные результаты диссертации используются в учебном процессе ВМСИ при подготовке инженеров по специальности 0528 в курсах специальных дисциплин, при дипломном проектировании.

Экономический эффект от использования результатов работы, подтвержденный актами внедрения, составляет 6674 рубля на секцию тепловоза в год.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались на Всесоюзных конференциях "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (г.Днепропетровск, 1984 г.), "Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности" (г.Ворошиловград, 1985 г.), "Состояние и перспективы развития электровозостроения в стране" (г.Тбилиси, 1987 г.), на факультетском научно-техническом семинаре по заслушиванию и оценке кандидатских диссертаций (ВМСИ, 1986 г.), на заседаниях технико-экономического совета ПСТИ ПО "Ворошиловградтепловоз" (1983-1986 гг.), на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ВМСИ, научных семинарах и заседаниях кафедры локомотивостроения ВМСИ (1982-1987 гг.).

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликовано 18 научных работ и получено 14 авторских свидетельств на изобретения.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, перечня использованной литературы и приложений. Текстовая часть диссертации содержит 139 страниц, 119 иллюстраций, 20 таблиц. Приложения к диссертации, в том числе и документы, подтверждающие экономическую эффективность, внедрение и акты испытаний, размещены на 37 страницах.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы исследований.

В первой главе анализируется состояние исследуемого вопроса,

дан обзор литературы по избранной теме, охарактеризованы особенности влияния различных факторов на максимальную силу сцепления в контакте колеса с рельсом, поставлены цель и задачи исследований.

Исследованию сцепления колес локомотива с рельсами и влиянию на тяговые качества конструктивного исполнения экипажной части посвящены работы А.И.Белыева, Б.И.Вилькевича, Г.Вербека, А.Т.Головатого, А.Л.Голубенко, С.М.Голубятникова, А.Н.Долганова, И.П.Исаева, В.Н.Иванова, А.А.Камаева, А.Н.Коняева, К.П.Королева, А.И.Кравченко, С.М.Куценко, Й.Я.Калкера, О.Креттека, Ю.М.Лужнова, Д.К.Минова, В.Б.Медея, Т.А.Тибилова, Н.А.Фуфрянского и многих других. Над этой проблемой работают научные коллективы БИТМа, ВНИТИ, ВНИИЖТа, ВМСИ, ВЭЛНИИ, ДИИТа, МИИТа, ХПИ и др.

Устойчивая тенденция к росту веса составов, наряду с увеличением секционной и осевой мощности современных локомотивов, особенно остро ставит вопросы повышения их тяговых качеств за счет максимального использования имеющихся резервов. В связи с этим большое значение имеют научные исследования колебаний железнодорожных экипажей Е.П.Блохина, И.В.Бирюкова, С.В.Вершинского, М.Ф.Вериги, В.Д.Дановича, Ю.В.Демина, А.С.Евстратова, М.Л.Коротенко, А.Я.Когана, В.А.Лазаряна, А.А.Львова, Л.А.Манашкина, Н.А.Панькина, М.П.Пахомова, А.П.Павленко, В.Н.Шестакова, В.Ф.Ушкалова, В.Ф.Яковлева и др. ученых.

Анализ возможностей реализации максимальной силы сцепления в контакте колеса с рельсом показал, что имеющиеся результаты характеризуются большим разбросом ввиду многообразия и качественных различий факторов, влияющих на ее значения.

Основным показателем, определяющим предельные (потенциальные) возможности контакта колеса с рельсом по сцеплению, обычно считают максимально возможный, или потенциальный, коэффициент сцепления  $\psi_0$ , являющийся коэффициентом пропорциональности между вертикальной нагрузкой и предельным значением силы сцепления, измеренной при отсутствии каких бы-то ни было динамических возмущений. Однако на практике величина  $\psi_0$  в системе "колесо-рельс" не может быть реализована. Главной причиной, обуславливающей его недоиспользование, является динамический характер реализации силы тяги. Поэтому проблема повышения тяговых качеств локомотивов является комплексной, требующей не только улучшения функциональных характеристик контактов колес с рельсами, а и совершенствования динамических показателей экипажей.

Для локомотивов с индивидуальным приводом колесных пар максимальная сила тяги ограничена силой сцепления лимитирующей оси, которая первой переходит в боксование, в то время как другие колесные пары не достигают своих максимумов по сцеплению, т.е. их тяговые возможности, а вследствие этого и тяговые возможности всего локомотива, недоиспользуются.

Одной из причин различия значений максимальных сил сцепления на колесных парах является, прежде всего, перераспределение вертикальных нагрузок по осям из-за действия опрокидывающего момента сил тяги.

Большинство исследователей в своих рекомендациях по повышению тяговых качеств локомотивов ограничивалось разработкой мероприятий по устранению этого перераспределения. Однако, на сцепление каждой колесной пары оказывают влияние и другие факторы. Во-первых, динамические – перемещения кузова и тележек, продольные и поперечные проскальзывания в контактах колес с рельсами. Во-вторых, как показано в ряде экспериментальных исследований, различия значений максимально возможных коэффициентов сцепления  $\psi_0$  на колесных парах из-за эффекта очистки поверхностей катания.

Выполненный статистический анализ результатов взвешивания на весах ПО "Ворошиловградтепловоз" тепловозов 2ТЭ10М и 2ТЭ11Б, выпущенных в 1986 году, позволил выявить закономерности в отклонении от расчетных сил нажатия колесных пар на рельсы. Характерным является то, что математические ожидания сил нажатия средних колесных пар на 1-2% больше, чем крайних. Следовательно, средние колесные пары тележек указанных тепловозов имеют лучшие условия сцепления по этому фактору.

Задача реализации максимальной силы сцепления локомотива будет решена в случае одновременного достижения всеми колесными парами своих максимумов по сцеплению.

$$F_{сч, max i} = P_{\delta i} \psi_{max i} = idem (i = 1, 2, \dots, n),$$

где  $P_{\delta i}$  – вертикальная нагрузка колесной пары на рельсы;  $i$  – номер колесной пары;  $n$  – число колесных пар.

Если использовать понятие коэффициента использования сцепления  $\alpha$  как показателя, характеризующего степень снижения предельных тяговых возможностей колесной пары, определяемых мак-

НИИ  
ДНУЖТ

симально возможным коэффициентом сцепления, под действием различных факторов, то

$$F_{\text{сц. макс. } i} = P_{\text{сц}} \psi_{\text{сц}} \prod_{j=1}^N \alpha_{ij} = \text{idem } (i = 1, 2, \dots, n),$$

где  $\alpha_{ij}$  - коэффициент использования сцепления  $i$ -ой колесной пары под действием  $j$ -го фактора,  $N$  - число факторов.

Выравнивание максимальных сил сцепления колесных пар в общем случае возможно за счет управления вертикальными нагрузками и коэффициентами использования сцепления.

Такая постановка задачи позволяет проанализировать влияние различных факторов на условия сцепления колесных пар, наметить пути повышения тяговых качеств и сформулировать целевую функцию:

$$\begin{aligned} U &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P_{\text{сц}i} \psi_{\text{сц}i} - P_{\text{сц}j} \psi_{\text{сц}j}| \rightarrow \min \\ U &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P_{\text{сц}i} \prod_{j=1}^N \alpha_{ij} - P_{\text{сц}j} \prod_{j=1}^N \alpha_{ij}| \rightarrow \min \end{aligned} \quad \text{или}$$

Здесь  $i, j$  - номер колесной пары в составе экипажа.

При этом коэффициенты использования сцепления  $\alpha_{ij}$  со своей сложной структурой рассматриваются как величины с ограниченными возможностями управления, в то время как изменение величины  $P_{\text{сц}i}$  позволяет наиболее просто и эффективно достигать минимума целевой функции.

Таким образом, на основании обзора и анализа имеющихся теоретических и экспериментальных исследований, направленных на улучшение тяговых и динамических характеристик локомотивов, в диссертации сформулированы следующие задачи:

- разработка способа повышения тяговых качеств тепловоза на основе учета степени изменения предельных по сцеплению возможностей каждой колесной пары экипажа под действием различных факторов и его реализация в конструкции локомотива путем преднамеренного изменения нагрузок колесных пар на рельсы для выравнивания максимальных сил сцепления на всех колесных парах;
- получение количественных характеристик влияния динамических факторов на тяговые возможности каждой колесной пары и локомотива в целом;
- экспериментальное определение характеристик связи кузова с тележками и устойчивости опорно-возвращающих устройств;

- разработка и исследование конструкций устройств передачи силы тяги в упругих связях рамы тележки с колесными парами и кузовом тепловоза;

- создание стендового оборудования и измерительных устройств для экспериментального исследования характеристик опытных узлов.

Во второй главе исследуется влияние на максимальную силу сцепления динамических нагрузок в контактах колес с рельсами и других факторов.

Обычно оценка тяговых качеств локомотивов, в том числе и сравнительная, производится по значениям максимальных коэффициентов сцепления  $\psi_{max}$ . Величина коэффициента сцепления колеса с рельсом  $\psi_{max}$  в случае отсутствия динамических возмущений равна максимально возможному коэффициенту сцепления  $\psi_0$ . Степень снижения  $\psi_{max}$  по отношению к  $\psi_0$  под действием динамических факторов будет характеризовать снижение предельных тяговых качеств колеса. Однако, учитывая, что срыву сцепления колесной пары в боксование предшествует определенный уровень относительного скольжения в системе "колесо-рельс", удобнее проводить оценку склонности локомотива или его отдельных колесных пар к боксованию с помощью коэффициента запаса по сцеплению  $\tau$  :

$$\tau = 1 - \frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon_{кр} - \varepsilon_0} ;$$

где  $\varepsilon_{кр}$  - относительное скольжение в момент срыва сцепления;  $\varepsilon_0$  - относительное скольжение, соответствующее коэффициенту тяги  $k$  без учета динамических возмущений;  $\Delta \varepsilon$  - усредненная амплитуда колебаний скольжения относительно  $\varepsilon_0$ .

Для исследования влияния колебаний вертикальной нагрузки и относительных горизонтальных скольжений в контактах колесной пары с рельсами на процесс сцепления составлена математическая модель движения колесно-моторного блока по упругому пути. Дифференциальные уравнения движения получены с помощью уравнений Лагранжа II рода.

Анализ проведенных расчетов показал, что с увеличением скорости движения тепловоза коэффициент динамической добавки вертикальных сил  $k_y$  и относительные горизонтальные скольжения  $\varepsilon_y$  колесных пар растут. В диапазоне скоростей 5...50 км/ч  $k_y$

увеличивается с 0,075 до 0,180, а  $\epsilon_y$  с 0,08...0,15% до 0,225...0,25. При этом, чем больше жесткость связи кузова с тяжелой локомотива, тем меньше горизонтальное поперечное скольжение колесной пары. При коэффициенте тяги  $k = 0,7$  с увеличением скорости движения с 5 до 25 км/ч коэффициент запаса по сцеплению уменьшается с 0,96...0,90 до 0,947...0,886, а в диапазоне скоростей 25...50 км/ч до 0,853...0,81. При увеличении коэффициента  $k_g$  от 0,05 до 0,2  $\tau$  уменьшается с 0,97 до 0,925. С увеличением относительного поперечного скольжения с 0,075 до 0,25%,  $\tau$  уменьшается с 0,97 до 0,92.

Для проверки теоретических результатов исследований с участием автора разработана и изготовлена стендовая установка, которая позволяет реализовать в натуральных условиях движения контакт колеса с рельсом, имитировать динамические нагрузки в контакте и выявить влияние каждого из совокупности динамических факторов на процесс сцепления. В результате опытов определено, что при  $k = 0,7$  с увеличением коэффициента  $k_g$  от 0 до 0,4 величина  $\tau$  уменьшается на 17%, а увеличение  $\epsilon_y$  от 0 до 1,0% уменьшает  $\tau$  на 25%.

В результате исследований с использованием полного факторного эксперимента получены уравнения регрессии, описывающие сцепные качества колеса и рельса при наличии внешних динамических возмущений, для чистых сухих поверхностей (I), политых водой (II) и замасленных (III)

$$\psi_{max}^I = 0,549 - 0,23k_g - 0,154\epsilon_y - 0,02k_g\epsilon_y;$$

$$\psi_{max}^{II} = 0,388 - 0,188k_g - 0,109\epsilon_y - 0,078k_g\epsilon_y;$$

$$\psi_{max}^{III} = 0,156 - 0,0025k_g - 0,05\epsilon_y - 0,05k_g\epsilon_y.$$

Адекватность полученных моделей проверялась по критерию Фишера. Исследования эффекта очистки рельса колесными парами проводились путем моделирования этого процесса соответствующим количеством проходов колеса по одному и тому же участку рельса. Первый проход колеса соответствовал движению первой колесной пары, второй проход - второй колесной пары и т.д.

Для колесных пар локомотива, движущихся по чистым сухим рельсам, максимально возможный коэффициент сцепления  $\psi_0$  на каждой из них практически равен математическому ожиданию его

значения для первой колесной пары. При этом его значение мало изменяется и от величины реализуемого тягового усилия. В то же время для поверхностей рельсов, политых водой, и для замасленных, характерным является то, что условия сцепления перед каждой последующей колесной парой локомотива заметно изменяются. Причем это изменение зависит от величины тягового усилия, реализуемого впереди идущими колесными парами. Это можно объяснить улучшением фрикционного состояния контакта "колесо-рельс" за счет механической очистки и уноса загрязнений, а также за счет испарения воды и изменения состояния масляной пленки.

Корреляционные зависимости, полученные методом наименьших квадратов при обработке результатов экспериментов, для каждой колесной пары имеют следующий вид

$$\psi_{oi} = a_0 + a_1 k + a_2 k^2 + a_3 k^3,$$

а результаты расчетов представлены в таблице. Значения в числителе получены для политых водой рельсов, в знаменателе - для замасленных поверхностей.

Таблица

Коэффициенты уравнений	Номер колесной пары					
	1	2	3	4	5	6
$a_0$	<u>0,410</u>	<u>0,410</u>	<u>0,418</u>	<u>0,421</u>	<u>0,422</u>	<u>0,424</u>
	0,16	0,167	0,171	0,174	0,144	0,179
$a_1$	<u>0,0</u>	<u>0,05</u>	<u>0,054</u>	<u>0,067</u>	<u>0,055</u>	<u>0,062</u>
	0,0	0,021	0,026	0,032	0,030	0,037
$a_2$	<u>0,0</u>	<u>0,138</u>	<u>0,122</u>	<u>0,148</u>	<u>0,122</u>	<u>0,131</u>
	0,0	0,048	0,051	0,084	0,065	0,084
$a_3$	<u>0,0</u>	<u>0,143</u>	<u>0,117</u>	<u>0,146</u>	<u>0,122</u>	<u>0,195</u>
	0,0	0,05	0,063	0,086	0,07	0,089

Сопоставляя результаты экспериментов, полученные для рельса, политого водой, и для замасленного рельса, можно увидеть, что эффект очистки впереди идущими колесными парами во втором случае более значителен. Так, в режиме выбега разница в значе-

ниях  $\psi_0$  для первого и шестого колеса составляет до 10%. Для режима, близкого к боксованию ( $\epsilon \geq \epsilon_{\text{кр}}$ ), эта разница достигает 30%. При этом на замасленном рельсе наибольший эффект очистки - до 16% - также наблюдается между первой и второй колесными парами.

В третьей главе представлены результаты исследований, направленных на повышение тяговых качеств тепловозов 2ТЭ116, 2ТЭ121 и 2ТЭ10М за счет улучшения характеристик связи кузова с тележками. В результате статистической обработки измерений смещения центров шкворней кузова тепловоза в шкворневых аппаратах тележек получены математическое ожидание, минимальное и максимальное смещения шкворня, которые соответственно равны 18,5 мм, 10,8 мм, 26,4 мм. Расчеты и поколесное взвешивание тепловозов со смещением кузова в горизонтальном поперечном направлении, на резино-металлических опорах показали, что разница в нагрузках по сторонам колесных пар может достигать 6,5 кН. Вследствие чего на этих тепловозах наблюдается перекося тележек в рельсовой колее.

Для выявления причин нецентровки кузова на опорах проведены теоретические и экспериментальные исследования по определению жесткости и устойчивости блока резино-металлических элементов (РМЭ) опор. Полученное по уточненной методике, отличающейся от существующей учетом одновременного действия вертикальных и горизонтальных сил, выражение для определения горизонтальной жесткости блока резино-металлических опор имеет вид:

$$K_{\text{сдв}} = \frac{1 + Q_0 q_1 [a^* Q_0 / K_{\text{сдв}} + a_1 \delta^* h_p]}{n + c^* Q_0 q_1 [h_p + a^* (h_p + 2t)] / K_{\text{сдв}} + a_1 h_p q_1 [2n h_p / 3 + \delta^* (h_p + 2t)]}$$

где  $Q_0$  - вертикальная сила на опору;  $K_{\text{сдв}}$  - жесткость сдвига отдельного резино-металлического элемента;  $h_p$ ,  $t$  - толщина резинового элемента и металлической пластины;  $n$  - количество резино-металлических элементов в блоке опоры;  $q_1 = h_p / E I_x$   
 $a^*$ ,  $\delta^*$ ,  $c^*$  - коэффициенты уравнения;  $I_x$  - момент инерции резинового элемента;  $E$  - модуль упругости резины.

Определение жесткости блока из 7 РМЭ по разработанной методике позволяет повысить точность расчетов. При этом расхождение расчетных и экспериментальных значений  $K_{\text{сдв}}$  снижается с 17... 40% до 6,0... 9,0%.

НИИ  
ДНУЖТ

Анализ результатов расчета показывает, что с увеличением количества РМЭ в опоре с 4 до 15 при  $Q_0 = 110$  кН жесткость сдвига уменьшается с 0,460 кН/мм до 0,043 кН/мм, для  $Q_0 = 160$  кН с 0,460 кН/мм до 0, тогда как при отсутствии вертикальной нагрузки на опору ( $Q_0 = 0$ ) - с 0,452 кН/мм до 0,109 кН/мм. Таким образом, с увеличением действия вертикальной силы на опору и количества РМЭ в блоке уменьшается возвращающая сила в связи кузова с тележкой локомотива и снижается устойчивость кузова на тележках.

В расчете устойчивости опоры, помимо дополнительного вертикального перемещения центров пластин резино-металлических элементов от их наклона, а также перераспределения деформаций сжатия и сдвига, учтено и внецентренное сжатие РМЭ.

Анализ устойчивости блоков РМЭ показал, что приращение потенциальной энергии  $\Delta \Pi$  при поперечном смещении опоры зависит от вертикальной нагрузки на нее  $Q_0$ . Та, для опор с 7 РМЭ в блоке с увеличением  $Q_0$  от 6 кН до 160 кН  $\Delta \Pi$  уменьшается с +13 до -48 кН·мм, т.е. возможна потеря устойчивости. Для опоры с 4 РМЭ в блоке  $\Delta \Pi$  уменьшается с +34 до +28 кН·мм, что свидетельствует о ее меньшей склонности к потере устойчивости.

Увеличение  $\Delta \Pi$  при перемещении опорных поверхностей ведет также к росту их остаточного поперечного смещения  $\Delta y_p$ . Для опоры из 7 РМЭ  $\Delta y_p$  при  $Q_0 = 6$  кН  $\Delta y_p = 2,5$  мм, а при  $Q_0 = 16$  кН  $\Delta y_p$  увеличивается до 8,8 мм. В опоре из 9 РМЭ  $\Delta y_p$  при  $Q_0 = 6$  кН и  $Q_0 = 16$  кН соответственно равно 5,2 и 10,5 мм.

В работе показано, что для достижения надежного центрирования кузова тепловоза на резино-металлических опорах следует применять опоры с 4 РМЭ. Однако, с точки зрения обеспечения требуемого уровня вертикальных динамических сил, по данным ВНИТИ, необходимо применение не меньше 7 РМЭ. Противоречие устранено созданием опытных опор (а.с. СССР № 1237521, 1193049, 1211121), в которых для получения рациональных характеристик в каждом из направлений часть РМЭ установлена таким образом, что в вертикальном направлении работают все 7 РМЭ, а в горизонтальном - только 4. Кроме того, для получения улучшенных характеристик возвращающего момента при повороте тележки относительно кузова (увеличение момента при малых углах поворота и его уменьшение при больших) между опорой и рамой установлены дополнительные

НИИ  
ДНУЖТ

упругие элементы, которые за счет их деформаций при перекатывании роликов изменяют фактический угол наклона опорных плит к горизонту.

На стендовой установке проведены экспериментальные исследования по определению характеристик натуральных опытных узлов связей кузова с тележками. На тепловозе 2ТЭ121 установлена предложенная конструкция опор и проведены динамические и по воздействию на путь испытания. Анализ их результатов показал, что применение опытных опор кузова позволяет уменьшить на 14% рамные силы и на 6...8% боковые давления при движении в прямых участках пути. Кроме того, получена возможность повышения скорости движения опытного тепловоза в стрелочном переводе на 40%.

В четвертой главе представлены теоретические и экспериментальные исследования различных вариантов конструктивного исполнения связей букс с рамой тележки.

Перераспределение нагрузок от колесных пар тепловоза на рельсы в режиме реализации силы тяги сравнительно просто может быть осуществлено в конструкциях бесчелюстных тележек, разработанных на уровне изобретений (а.с. СССР №№ 1239010, 1253863). Особенностью конструкций таких тележек является соединение букс колесных пар с рамой тележки наклонными поводками. В этом случае при передаче сил тяги от колесных пар на раму тележки между рамой и буксами действуют вертикальные составляющие сил

$$P' = 0,5 F_k (\operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{tg} \beta_0) = F_k \operatorname{tg} \alpha^* ;$$

которые разгружают или догружают рессорное подвешивание. Здесь  $F_k$  - сила тяги, передаваемая колесной парой;  $\alpha_0$ ,  $\beta_0$  - углы наклона к горизонтали поводков колесной пары,  $\alpha^*$  - эффективный (эквивалентный) угол наклона поводков.

Важным преимуществом такой конструкции является то, что величины догружающих сил от колесных пар практически не зависят от прогибов буксовой ступени рессорного подвешивания из-за изменения массы локомотива или из-за колебаний надрессорного строения. Кроме того, величина  $P'$  прямо пропорциональна реализуемой силе тяги.

Процесс перераспределения вертикальных сил нажатия колесных пар тепловоза на рельсы исследован на разработанной математической модели для восьми вариантов исполнения связи букс с рамой

тележки. Моделировались квазистатические режимы трогания и движения с малыми скоростями, как соответствующие режиму реализации максимальной силы тяги, при котором наиболее возможно боковое движение.

Математическая модель представлена системой шести линейных алгебраических уравнений

$$A\bar{U} = \bar{B}$$

где  $A$  - квадратная матрица коэффициентов;  $\bar{U}$ ,  $\bar{B}$  - соответственно векторы неизвестных и свободных членов.

Решение системы уравнений проведено для 8 вариантов конструкций тележек применительно к локомотиву с параметрами тепловоза 2ТЭ11Б. При этом к рассмотрению принимались только те варианты, которые обеспечивают одинаковые тяговые качества локомотива при движении как передним, так и задним ходом.

Исследования показали, что у тепловозов со штатным исполнением экипажной части в режиме тяги наблюдается разгрузка первой, второй, четвертой и догрузка третьей, пятой и шестой колесных пар. Увеличение жесткости первой ступени рессорного подвешивания тепловоза с 1 до 4 кН/мм приводит к изменению разгрузки первой колесной пары  $\Delta P_1$  с 22 до 37 кН (при  $F_K = 360$  кН). При повышении жесткости второй ступени рессорного подвешивания с 3 до 50 кН/мм разгрузка первой колесной пары снижается с 42 до 15 кН. Следовательно, параметры рессорного подвешивания оказывают существенное влияние на изменение силы нажатия колесных пар на рельсы при реализации силы тяги.

Анализ результатов исследований при наклонной установке поводков в тележках на перераспределение сил нажатия колесных пар на рельсы показал их существенное изменение по сравнению со штатным исполнением, как при наличии второй ступени рессорного подвешивания (варианты I - IV), так и без нее (варианты V - VIII). Для варианта I конструкции, когда наклонены поводки крайних колесных пар тележки на угол  $\alpha^* = 0,3$  рад, выравнивание сил нажатия колесных пар тележки обеспечивает увеличение коэффициента использования сцепного веса  $\eta$  с 0,86 (для штатного экипажа) до 0,945. При дальнейшем увеличении  $\alpha^*$  происходит перегрузка первой колесной пары. Для варианта II конструкции с наклоном поводков только первой и шестой колесных пар тепловоза на угол  $\alpha^* = 0,28$  рад  $\eta$  достигает значения 0,923. Для ва-

НИИ  
ДНУЖТ

рианта III, с  $\alpha^* = 0,25$  рад для поводков лишь средних колесных пар тележек,  $\eta = 0,92$ . Для варианта IV, предусматривающего наклон поводков всех трех колесных пар тележек, можно получить изменение  $\Delta P$  в весьма широких пределах в зависимости от  $\alpha^*$ . Например,  $\eta = 0,945$  достигается при  $\alpha_1^* = 0,1$  рад,  $\alpha_2^* = 0,1$  рад,  $\alpha_3^* = -0,35$  рад или  $\alpha_1^* = 0,06$  рад,  $\alpha_2^* = -0,02$  рад,  $\alpha_3^* = -0,38$  рад. При  $\alpha_1^* = -\alpha_2^* = -\alpha_3^* = 0,12$  рад  $\eta = 0,926$ .

Варианты конструкции У - УШ позволяют достичь значений коэффициента использования сцепного веса тепловоза соответственно 0,94; 0,93; 0,94; 0,935.

Кинематика буксового узла с наклонными поводками имеет некоторые особенности, заключающиеся в возможности большего (по сравнению со штатным) продольного смещения оси колесной пары относительно рамы тележки при колебаниях тележки на рессорах. Теоретические исследования и эксперименты на натурном стенде позволили выбрать конструктивный вариант исполнения буксового узла, обеспечивающий эффективное догружение колесных пар при минимальном продольном смещении оси. Так, для  $\alpha^* = 0,2$  рад величина смещения не превышает 1,1 мм при вертикальном перемещении 30 мм.

Проверка теоретических выводов, полученных при исследовании вариантов конструкции тележек, проведена на физической модели локомотива. Базой для сравнения являлись характеристики тепловоза 2ТЭ116 с серийным исполнением конструкции экипажа. Результаты обработки экспериментальных данных показали, что величины изменений сил  $\Delta P$  по колесным парам пропорциональны реализуемой силе тяги  $F_k$ , приходящейся на одну колесную пару. Знак и величина коэффициента пропорциональности  $k_i^{\eta}$  для каждой колесной пары различны. Интегральный критерий неравномерности нагрузок от колесных пар на рельсы при реализации силы тяги для симметричного шестиосного экипажа можно выразить в виде

$$f = |k_1^{\eta} - k_2^{\eta}| + |k_1^{\eta} - k_3^{\eta}| + |k_2^{\eta} - k_3^{\eta}|$$

Минимум  $f$  обеспечивает наименьшие статические нагрузки колесных пар экипажа.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что если в исходном варианте (штатное исполнение тележек тепловоза) лимитирующей является первая колесная пара, то при наклон-

ной установке поводков лимитирующей может быть также вторая или третья колесные пары в зависимости от выбранного варианта и параметров конструкции с заранее заданным  $\eta$ .

Значения динамических добавок  $\Delta P_g$  сил нажатия колесных пар для тепловоза со штатным исполнением экипажной части в диапазоне частот подергивающих возмущений 0,5...3,0 Гц находятся в пределах от 3,0...10 до 10...70 кН. Конструкции тележек с наклонными буксовыми поводками характеризуются меньшим значением  $\Delta P_g$  на всех частотах продольных возмущающих воздействий, причем  $\Delta P_g$  не выходит соответственно за пределы 2,0...7,0 и 40...50 кН.

Таким образом, наряду с выравниванием нагрузок колесных пар, наклонная установка поводков способствует еще и существенному уменьшению амплитуд переменных составляющих фактических нагрузок на них.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования подтвердили широкие возможности целенаправленного изменения сил нажатия колесных пар на рельсы в режиме реализации силы тяги у выбранных вариантов наклонной установки поводков в связях букс с рамой тележки.

## ОБЩИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ работ, выполненных отечественными и зарубежными учеными, а также исследования данной диссертационной работы показывают, что движущие колесные пары локомотивов находятся в неодинаковых условиях по сцеплению из-за различий в величине и характере действия сил в контактах колес с рельсами, разного состояния поверхностей рельсов под каждым из колес. Это требует комплексного учета фактических фрикционных характеристик контактов каждого из колес с рельсами, динамических и кинематических показателей экипажа при решении задач повышения тяговых качеств тепловозов.

2. Теоретически и экспериментально обоснован способ повышения тяговых качеств локомотивов за счет целенаправленного изменения вертикальных статических сил нажатия каждой из колесных пар в зависимости от конкретных условий сцепления их с рельсами.

3. Разработаны, теоретически и экспериментально исследованы варианты конструкций тележек, позволяющие реализовать ука-

занный способ сравнительно простыми техническими средствами (а.с. СССР № 1239010, 1253863). В основу положена наклонная установка буксовых поводков, связывающих колесные пары с рамой тележки.

Исследования показали, что предложенные конструкции обла- дают широкими возможностями в выравнивании, а также в целенап- равленном изменении сил нажатия колесных пар на рельсы в режиме тяги локомотива. С помощью наклонной установки поводков можно уменьшить обезгруживание колесных пар в 2-3 раза и достигнуть при этом значения коэффициента использования сцепного веса 0,945.

4. Разработаны математические модели движения колесно-мотор- ного блока и трогания с места тепловоза, позволяющие исследовать влияние конструктивных совершенствований связей тележки на рас- пределение сил нажатия колесных пар на рельсы, а также на тяго- вые качества локомотива и отдельных колес.

5. Разработана методика сравнительной оценки влияния гори- зонтальных и вертикальных динамических сил, а также связанных с ними продольных и поперечных скольжений на тяговые возможности локомотива и отдельных колесных пар. В качестве критерия оценки тяговых качеств принят коэффициент запаса по сцеплению  $\tau$ . Проведены экспериментальные исследования влияния вышеназванных факторов на коэффициент сцепления и выявлены количественные за- кономерности (построены корреляционные зависимости). Установле- но, что с увеличением коэффициента динамической добавки верти- кальных сил  $k_d$  от 0,05 до 0,2 коэффициент запаса по сцеплению  $\tau$  уменьшается с 0,970 до 0,925, с увеличением относительного поперечного скольжения  $\epsilon_y$  с 0,075 до 0,25%  $\tau$  уменьшается с 0,970 до 0,920. Одновременно происходит уменьшение максима- льно-го коэффициента сцепления  $\psi_{max}$ . При увеличении  $k_d$  с 0 до 0,3  $\psi_{max}$  уменьшается на 12,7%, а при увеличении  $\epsilon_y$  с 0 до 1,0%  $\psi_{max}$  уменьшается на 28%.

6. Экспериментальные исследования изменения коэффициента сцепления, выполненные на стенде для натуральных колес и рельсов, подтвердили эффект очистки рельса впереди движущимися колесами. Для колес, следующих за первой колесной парой, максимально воз- можный коэффициент сцепления увеличивается на 2,5...5,5% в за- висимости от реализуемой силы тяги и их положения в экипаже. На замасленных рельсах увеличение может достигать 16%. Причем, во всех случаях с увеличением силы тяги эффект очистки больше.

7. Статистический анализ распределения сил нажатия колесных пар на рельсы и нецентровки кузова на опорах, проведенный для партии (120 шт.) новых тепловозов типа 2ТЭ116 и 2ТЭ10М, выявил наличие неравномерности распределения вертикальных сил и поперечного смещения центров шкворней, обусловленной конструктивными и технологическими причинами. Математическое ожидание сил нажатия на рельсы крайних осей тележек на 1,9...2,9% меньше, чем средних. Математическое ожидание поперечного смещения центров шкворней относительно рамы тележки составляет 18,5 мм, что вызывает разницу в нагрузках по сторонам колесных пар до 6,5 кН и увеличивает их относительные скольжения на 6,7%.

8. В результате исследований рекомендованы параметры связей кузова с тележками тепловозов 2ТЭ116, 2ТЭ10М, 2ТЭ121, которые позволят уменьшить скольжения колесных пар относительно рельсов. Проведенные стендовые и эксплуатационные испытания новых опорно-возвращающих устройств (а.с. СССР № И193049, И211121, И220989) подтвердили результаты теоретических исследований.

9. Выполненные исследования, разработанные методики и программы расчетов, созданные конструкции узлов экипажной части и стендового оборудования обеспечивают повышение тяговых возможностей тепловозов и улучшение их технико-экономических показателей.

Годовой экономический эффект от внедрения результатов работы на ПО "Ворошиловградтепловоз" составляет 6674 рубля на секцию тепловоза в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Коняев А.Н., Горбунов Н.И., Марвин В.В. О выборе продольной силовой связи колесных пар с рамой тележки // Конструирование и производство трансп. машин / Респ. межвед. науч.-техн. сб. - Харьков: Вища школа, 1987. - Вып. 19. - С. 24-29.

2. Тяговые качества локомотива с наклонными буксовыми поводками / А.Н. Коняев, В.П. Ткаченко, Н.И. Горбунов, В.В. Марвин // Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности; Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф., Ворошиловград, 1985. - С. 92.

3. Горбунов Н.И. Совершенствование продольной связи колесных пар с рамой тележки. - Деп. в ЦНИИТЭИТяжмаш, 1987. - № 1837. - 16 с.

5126a

4. Горбунов Н.И. Экспериментальное определение параметров усовершенствованной связи кузова и тележки локомотива. - Деп. в ЦНИИТЭИЛжелез., 1987. - № 1839. - II с.

5. Результаты динамических и по воздействию на стрелочные переводы испытаний тепловоза 2ТЭ121 с некоторыми конструктивными особенностями экипажной части/В.П.Гундарь, Н.И.Горбунов, В.С.Титаренко, М.А.Бурка//Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф., Ворошиловград, 1985. - С.29.

6. Вихляева Н.В., Горбунов Н.И. О влиянии жесткости опор кузова на использование сцепной массы тепловоза//Конструирование и производство трансп. машин/Респ. межвед. науч.-техн. сб. - Харьков: Вища школа, 1984. - Вып.16. - С.41-45.

Новые технические решения, реализующие научные результаты диссертации защищены авторскими свидетельствами СССР на изобретения (все - в соавторстве):

- конструкции тележек и их узлов, связей кузова с тележками - а.с. №№ 1239010, 1253863, 1220989, 1237521, 1193049, 1211121;

- испытательные стенды, измерительные устройства - а.с. №№ 1211622, 1070045 и др., всего 14 изобретений.

Горбунов Николай Иванович

Повышение тяговых качеств тепловозов за счет совершенствования упругих связей тележек

Специальность 05.22.07 - Подвижной состав железных дорог и тяга поездов

НТБ  
ДНУЖТ

СДАНО В НАБОР 16. 11. 87г. ПОДПИСАНО К ПЕЧАТИ 16. 11. 87г. БВ 06163.  
ФОРМАТ 60x84/16. ПЕЧАТЬ ОФСЕТНАЯ. УСЛ. ПЕЧ. Л. 1, 16. ТИРАЖ 100.  
ЗАКАЗ № 10718.

---

ГОРОДСКАЯ ТИПОГРАФИЯ  
348022, Г. ВОРОШИЛОВГРАД, УЛ. СЕНТ-ЭТЬЕННОВСКАЯ, 20

Сканировала Камянская Н.А.

НТБ  
ДНУЖТ