

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

---

На правах рукописи

АВДОВСКИЙ  
Александр Александрович

УДК 629.4.028:656.342(043.3)

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО  
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЖЕСТКИХ  
КОМБИНИРОВАННЫХ АВТОСЦЕПОК  
ВАГОНОВ МЕТРОПОЛИТЕНА  
И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИХ КОНСТРУКЦИИ

05.22.07 — Подвижной состав железных дорог  
и тяга поездов

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

ДНЕПРОПЕТРОВСК 1989

НТБ  
ДНУЖТ

Работа выполнена на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» Ленинградского института инженеров железнодорожного транспорта.

Научный руководитель — доктор технических наук,  
профессор **Соколов М. М.**

Официальные оппоненты:  
доктор технических наук, профессор

**Данович В. Д.,**

кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник  
**Петров С. А.**

Ведущая организация — Ленинградский ордена Ленина метрополитен им. В. И. Ленина.

Защита диссертации состоится «**23**» **июня** 1989 г  
в **15** час. **00** мин. на заседании специализированного  
совета К 114.07.01 в Днепропетровском ордена Трудового  
Красного Знамени институте инженеров железнодорожного  
транспорта им. М. И. Калинина по адресу: 320700, ГСП,  
г. Днепропетровск, 10, ул. Лазаряна, 2, ауд. **364**

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ин-  
ститута.

Повернуть книгу не позднее указанного термину.


1989 г

ренных пе-

Петрович

НБ  
ДНУЖТ

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие народного хозяйства страны неразрывно связано с дальнейшим совершенствованием железнодорожного транспорта и в частности, метрополитенов, которые должны коренным образом улучшить транспортные системы крупных городов. Важное место при решении этой проблемы отводится совершенствованию конструкций подвижного состава.

5311a  
Специфика движения поездов метрополитена состоит в том, что экипажи работают по системе многих единиц, объединяя вагоны в состав поезда. Поэтому одним из ответственных элементов вагонов является автосцепное устройство, от надежного действия которого в значительной мере зависит безопасность движения и организация поездной работы. Применяемые в настоящее время автосцепные устройства жесткого типа с автоматическим (полуавтоматическим) соединением электрических цепей и пневматических магистралей имеют ряд недоработок, что усложняет эксплуатацию, приводит к преждевременным износам основных сборочных единиц и отдельных деталей, требует больших материальных затрат на дополнительный ремонт.

В связи с этим становится актуальной проблема дальнейшего изучения кинематики и динамики автосцепного устройства жесткого типа с целью выявления резервов у существующих конструкций и разработки обоснованных модернизаций, повышающих их эксплуатационную надежность.

Цель работы. Установление рациональных параметров упруго-диссипативных связей и совершенствование, на основании этого, конструкции автосцепного устройства вагонов метрополитена с целью повышения её работоспособности и уменьшения износов в парах трения.

Научная новизна. Определены статистические характеристики износов деталей автосцепного устройства жесткого типа. Разработана математическая модель системы "Вагон - жесткая автосцепка" и исследованы закономерности изменения показателей динамической нагруженности при различных значениях параметров междугонных связей и режимах движения. Проведен выбор параметров подвески электроконтактной коробки и гасителя колебаний автосцепки. Выявлены причины интенсивных износов деталей автосцепного устройства и даны рекомендации к их уменьшению. Разработаны методики проведения стендовых и ходовых испытаний для исследования нагруженности жесткой комбинированной автосцепки.

Практическая ценность и внедрение. Разработаны конструкции упругих подвесок электроконтактных коробок и ограничителей относительных вертикальных перемещений головок автосцепок, которые позволили уменьшить величину износа контактных поверхностей автосцепки и соединительных элементов электроконтактных коробок. Использование методики определения износов позволило выбрать рациональный ремонтный цикл деталей автосцепного устройства. Применение предложенной математической модели позволило прогнозировать динамическую нагруженность элементов системы на стадии проектирования.

Использование рекомендаций позволяет при изготовлении автосцепок жесткого типа увеличить поля допусков центрирующих элементов головок. В результате проведенных исследований созданы модернизированные автосцепки, эксплуатирующиеся на Ленинградском метрополитене. Годовой экономический эффект от внедрения ограничителя вертикальных перемещений головок автосцепок составляет 36 рублей на один вагон.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на межузловской научно-технической конференции УЭМИИТа "Повышение надежности и совершенствование технического обслуживания вагонов" (1984 г.), на техническом совете службы подвижного состава Главного управления метрополитенов МПС (1984 г.), на научно-технических семинарах кафедры "Вагоны и вагонное хозяйство" ЛИИЖТа (1985, 1986 и 1989 г.г.), ДИИТа (1987, 1989 г.г.), и объединенном семинаре кафедр "Строительной механики", "Теоретической механики" ДИИТа и Института технической механики АН УССР (1989 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, общих выводов, библиографии и приложений. Текстовая часть работы (без библиографии, включающей 138 наименований и приложений) изложена на 124 страницах машинописного текста и содержит 38 рисунков и 12 таблиц.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, кратко изложено основное содержание, поставлена цель исследования.

В первой главе проводится обзор работ, посвященных исследованию, конструированию и расчету автосцепных устройств и ставятся задачи исследований. Отмечено, что в настоящее время на вагонах метрополитена устанавливается жесткая комбинированная автосцепка, которая обеспечивает не только механическую сцепку вагонов, но и полуавтоматическую (автоматическую) коммутацию электрических цепей и воздушных магистралей. Преимущества этой автосцепки очевидны, однако при сцеплении головок автосцепок наблю-

даются относительные перемещения, обусловленные конструктивным зазором, вследствие чего развиваются износы центрирующих элементов, деталей механизма сцепления, пальцев и втулок электроконтактных коробок, резиновых манжет уплотнений воздушных магистралей.

Основной причиной развития износов и других дефектов деталей является повышенная динамическая нагруженность автосцепного устройства.

Основы расчетов динамических и прочностных характеристик элементов конструкций подвижного состава заложены в трудах отечественных ученых Е.П.Блохина, М.Ф.Вериги, С.В.Вершинского, Л.О.Грачёвой, В.Н.Данилова, В.Д.Дановича, Л.А.Кальницкого, М.Л.Коротенко, В.Н.Котуранова, Н.Н.Кудрявцева, А.А.Камаева, В.А.Камаева, Г.Н.Кеглина, В.А.Лазаряна, А.А.Львова, В.В.Лукина, Л.А.Манашкина, Е.Н.Никольского, Л.Н.Никольского, А.Н.Савоськина, М.П.Пахомова, Т.А.Тибидова, В.Ф.Ушкалова, В.Д.Хусидова, И.И.Челнокова, Л.А.Шадура, В.Ф.Яковлева и др., а также зарубежных исследователей И.Боймея, Ф.В.Картера, Ж.Д.Кофмана, Г.Марье, Е.Шперлинга.

Вопросам исследования и усовершенствования железнодорожных автосцепных устройств посвящены работы Н.Г.Беспалого, В.Н.Белосова, О.Г.Бойчевского, С.В.Вершинского, В.А.Высоцкого, В.Г.Голованова, А.А.Додматова, В.Ф.Егорченко, И.Г.Жаринова, В.В.Колодийченко, Г.Б.Крайзгура, Э.О.Карахишьяна, Н.Н.Кудрявцева, С.И.Лилеева, В.И.Максимова, Л.Н.Никольского, И.Н.Новикова, В.В.Островского, Н.П.Петрова, А.А.Попова, А.Ф.Петухова, А.А.Рахмилевича, А.Р.Рханидина, М.А.Рубина, Н.А.Семина, И.С.Стрелецкого, И.Б.Феохтистова, С.А.Якушева и др.

В работах этих авторов решены многие вопросы конструкции, прочности, надежности и динамики автосцепных устройств.

Анализ работ по автосцепным устройствам подвижного состава железных дорог показал, что большинство трудов посвящено исследованию жесткой автосцепки СА-3 и её модификаций.

В послевоенные годы резко возросло число работ, посвященных автоматизации процессов соединения вагонных магистралей. В основном эти разработки касаются создания новых конструкций соединений без проведения глубоких теоретических исследований и анализа эксплуатационной работы существующих комбинированных автосцепных устройств. Недостаточная проработка этих вопросов привела к тому, что жесткие комбинированные автосцепки распространены в ограниченном масштабе, в основном на электроподвижном составе.

В связи с этим необходимо дальнейшее изучение кинематики и динамики автосцепного устройства жесткого типа с целью повышения эксплуатационной надежности и уменьшения износов деталей автосцепки.

Поэтому в диссертации для решения были поставлены следующие задачи:

1. Выполнить статистические исследования износов деталей автосцепки метрополитена с целью определения наиболее нагруженных элементов.
2. Разработать математическую модель и установить основные закономерности колебаний системы "вагон - жесткая автосцепка".
3. Оценить влияние динамических процессов и особенностей конструкции автосцепки метрополитена на износ её основных деталей.

4. Разработать предложения по повышению работоспособности и уменьшению износов деталей автосцепного устройства метрополитена.

Работа выполнялась по следующему алгоритму.

Первоначально были проведены сбор и обработка статистических данных по износам основных деталей жестких автосцепок. Затем была составлена расчетная схема и соответствующая ей математическая модель для исследования динамической системы "вагон-жесткая автосцепка". Разработаны конструктивно-технические предложения по модернизации автосцепного устройства вагонов метрополитена. Изготовлены модернизированные образцы автосцепок и проведены их динамические испытания в лабораторных и эксплуатационных условиях.

Во второй главе приведены результаты теоретических исследований пространственных колебаний жесткой комбинированной автосцепки вагонов метрополитена.

На первом этапе теоретических исследований динамического взаимодействия автосцепных устройств вагонов метрополитена ставилась цель определения и обоснования расчетной схемы и методов решения задачи. Анализ конструкций комбинированных автосцепок показал, что в общем случае расчетная схема может быть представлена в виде многомассовой системы, представляющей собой совокупность 32 элементов, связанных между собой посредством сложных нелинейных упруго-диссипативных связей. Проведение расчета по этой схеме является трудоёмким процессом, кроме этого не все элементы конструкции одинаково влияют на характер их динамического взаимодействия. Поэтому была поставлена задача определить элементы, в основном влияющие на динамическую нагруженность все-

го устройства. Решение этой задачи стало возможным после проведения подробного анализа износов и дефектов деталей автосцепного оборудования, являющихся следствием взаимных пространственных перемещений и деформаций элементов конструкции.

При проведении анализа статистических данных в зависимости от места, величины и характера износов определялись особенности движения и взаимного контакта отдельных элементов автосцепки, а так же взаимосвязь износов отдельных деталей. На основе статистических данных был установлен теоретический закон распределения величин износов следующих деталей автосцепного устройства: водила, тягового хомута, головки, втулки замка, замка, серьги, стяжного хомута, скользуна, валика крепления серьги к замку, валиков крепления водила к кузову, балансира, подвески балансира, контактных пальцев и втулок электроконтактных коробок.

Проведенные исследования показали, что на динамическое взаимодействие автосцепок оказывают влияние как параметры самой механической системы так и внешние возмущающие воздействия. В результате экспертного анализа была разработана расчетная схема пространственных колебаний элементов автосцепного оборудования (рис. I) которая включает восемь твердых тел, соединенных нелинейными упруго-диссипативными связями. При разработке математической модели, для описания движения были выбраны две системы координат. Равномернодвижущаяся вдоль оси пути система координат  $X, Y, Z$ , которая условно принималась за неподвижную и относительная система координат  $x, y, z$ , жестко связанная с рамой первого вагона, так что её центр находился над валиком водила автосцепки. При таком выборе систем координат движения ку-



зова первого вагона по отношению к абсолютной системе координат является переносным и однозначно определяется составляющими ускорения в точке I -  $\ddot{x}_i, \ddot{y}_i, \ddot{z}_i, \ddot{\theta}_i$ . Реализации этих ускорений, вводимые в математическую модель в качестве возмущающих воздействий, были получены экспериментально при проведении ходовых испытаний.

Система дифференциальных уравнений имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 J_c \ddot{\varphi}_i + m_{\kappa i} l_{\kappa i} l_{\text{пк}i} \ddot{\varphi}_{\kappa i} + M_{\varphi \theta i} + M_{\varphi \text{авт}i} + M_{\varphi \text{кор}i} - P_{\text{кор}i} h_{\text{кор}i} &= D_i \ddot{z}_i \\
 J_a \ddot{\varphi}_i + G_i \ddot{\theta}_{\kappa i} + M_{\varphi \theta i} + M_{\varphi \text{авт}i} &= E_i \ddot{\theta}_i - A_i \ddot{y}_i \\
 m_c \ddot{x}_{\alpha i} + P_{\text{авт}i} + P_{\text{сом}i} + P_{\text{кор}i} &= -m_{c i} \ddot{x}_i \\
 J_{\text{пр}} \ddot{\varphi}_{\kappa i} + m_{\kappa i} l_{\kappa i} l_{\text{пк}i} \ddot{\varphi}_i + M_{\varphi \text{кор}i} + M_{\text{кор}i, \text{в}} &= -m_{\kappa i} l_{\kappa i} \ddot{z}_i \\
 J_r \ddot{\theta}_{\kappa i} + G_i \ddot{\varphi}_i + M_{\text{тр} \text{в}i} + M_{\theta i} + M_{\theta \text{авт}i} + M_{\text{кор} \text{в}i} &= -F_i \ddot{y}_i - h_{\text{кор}i} h_i \ddot{\theta}_i \\
 m_{\kappa} \ddot{x}_{\kappa i} + P_{\text{кор}i, \text{в}} - P_{\text{кор}i} &= -m_{\kappa i} \ddot{x}_i \\
 J_c \ddot{\varphi}_2 + m_{\kappa 2} l_{\text{пк}2} \ddot{\varphi}_{\kappa 2} + M_{\varphi \theta 2} + M_{\varphi \text{авт}2} + M_{\varphi \text{кор}2} - P_{\text{кор}2} h_{\text{кор}2} &= D_2 \ddot{z}_2 \\
 J_a \ddot{\varphi}_2 + G_2 \ddot{\theta}_{\kappa 2} + M_{\varphi \theta 2} + M_{\varphi \text{авт}2} &= E_2 \ddot{\theta}_2 - A_2 \ddot{y}_2 \\
 m_{c2} \ddot{x}_{\alpha 2} + P_{\text{авт}2} + P_{\text{сом}2} + P_{\text{кор}2} &= -m_{c2} \ddot{x}_2 \\
 J_{\text{пр}} \ddot{\varphi}_{\kappa 2} + m_{\kappa 2} l_{\kappa 2} l_{\text{пк}2} \ddot{\varphi}_2 + M_{\varphi \text{кор}2} + M_{\text{кор}2, \text{в}} &= -m_{\kappa 2} l_{\kappa 2} \ddot{z}_2 \\
 J_r \ddot{\theta}_{\kappa 2} + G_2 \ddot{\varphi}_2 + M_{\text{тр} \text{в}2} + M_{\theta 2} + M_{\theta \text{авт}2} + M_{\text{кор} \text{в}2} &= -F_2 \ddot{y}_2 - h_{\text{кор}2} h_2 \ddot{\theta}_2 \\
 m_{\kappa 2} \ddot{x}_{\kappa 2} + P_{\text{кор}2, \text{в}} - P_{\text{кор}2} &= -m_{\kappa 2} \ddot{x}_2
 \end{aligned}$$

где введены следующие обозначения:

$x_{\alpha i}, x_{\kappa i}$  - относительные перемещения соответственно  $i$ -ой головки автосцепки и  $i$ -той электроконтактной коробки вдоль оси X ( $i = 1, 2$ );

$\varphi_i, \varphi_{\kappa i}$  - угловые перемещения соответственно  $i$ -того водила относительно кузова вагона и  $i$ -той электроконтактной коробки относительно головки автосцепки;

$\theta_{\kappa i}, \theta_i$  - угловые перемещения соответствующие боковой качке и вилянию  $i$ -той автосцепки;

$\ddot{x}_i, \ddot{y}_i, \ddot{z}_i, \ddot{\theta}_i$  - составляющие линейных и угловых ускорений кузова  $i$ -того вагона в зоне крепления водила автосцепки ( $i = 1, 2$ );

$m_{ci}, m_{\kappa i}, J_c, J_{np}, J_\alpha, J_r$  - инерционные параметры элементов автосцепки, определяемые из выражений:

$$m_c = 0,5 (m_x + m_r)$$

$$J_c = 0,5 (m_\delta l_\delta^2 + m_r l_{\alpha\delta m}^2 + m_n l_n^2 + m_\kappa l_{\kappa\kappa}^2)$$

$$J_\alpha = 0,5 (m_\delta l_\delta^2 + m_x l_x^2 + m_r l_{\alpha\delta m}^2 + m_\kappa l_{\alpha\delta m}^2)$$

$$J_r = 0,5 (m_\kappa h_{\kappa i}^2 + m_e h_i^2)$$

$$J_{np} = J_{кор} + 0,5 m_\kappa l_\kappa^2$$

$$m_e = 0,5 (m_\delta + m_x + m_n + m_r + m_\kappa),$$

где  $m_\delta, m_x, m_r, m_n, m_\kappa$  - массы соответственно водила, тягового хомута, головки, подвески и электроконтактной коробки автосцепки;

$J_{кор}$  - момент инерции электроконтактной коробки;

$l_\delta, l_\kappa, l_{\alpha\delta m}, l_n, l_{\kappa\kappa}$  - расстояния до центров тяжести соответствующих элементов автосцепки;

$M_{\varphi\theta i}, M_{\varphi\alpha i}, M_{\varphi\kappa\theta i}, M_{\varphi\theta i}, M_{\varphi\alpha i}, M_{\theta i}$  - моменты упругих и фрикционных сил, действующих в рассматриваемой системе;

$M_{тр\theta i}, M_{тр\alpha i}, M_{кор i}, M_{кор i, 2}$

$P_{кор i}, P_{\alpha i}, P_{\theta i}, P_{\alpha\theta i}, P_{\theta i, 2}$  - силы упругого и фрикционного взаимодействия в рассматриваемой системе;

$h_i, h_{кор i}$  - расстояния от продольной оси автосцепки до центра относительной системы координат и электроконтактной коробки соответственно.

В системе уравнений введены следующие обозначения:

$$A_i = 0,5 (m_\delta l_\delta + m_x l_x + m_r l_{\alpha\delta m} + m_\kappa l_{\alpha\delta m});$$

$$\begin{aligned}
 B_i &= 0,5(m_x l_x + m_r l_{обм} + m_k l_{обм}) \\
 C_i &= 0,5(m_x l_x + m_r l_{обм}), \\
 D_i &= 0,5(m_g l_g + m_x l_x + m_r l_{обм} + m_n l_n + m_k l_k), \\
 E_i &= 0,5(m_g l_g h_i + m_x l_x h_i + m_r l_{обм} h_i + m_k l_k h_i) \\
 F_i &= 0,5 m_k h_k \quad G = 0,5 m_x l_{обм} h_k
 \end{aligned}$$

Для установления численных значений параметров, входящих в систему дифференциальных уравнений была разработана методика определения величин неявновыраженных упругих связей. При теоретическом исследовании в широком диапазоне варьировались величины сил сухого и вязкого трения, жесткости упругих элементов. Значения отдельных параметров были определены экспериментальным путем.

Решение системы дифференциальных уравнений на ЭЦВМ позволило исследовать зависимость динамической нагруженности элементов автосцепного устройства от скорости движения и различных значений параметров упругих и демпфирующих элементов конструкции автосцепки. В частности было установлено, что упругоподвешенные электроконтактные коробки, при наличии зазора в головках испытывают динамические нагрузки в 2 - 2,5 раза меньше по величине, в сравнении с их жесткой подвеской. Рациональными параметрами жесткости упругих подвесок, с точки зрения нагруженности контактных устройств, являются его значения в диапазоне 2,5 ... 3,0 кН/м.

При отсутствии зазора в сцеплении головок автосцепок электроконтактные соединения коробок имеют незначительную величину динамической нагруженности. При наличии зазора, усилия с головок автосцепок передаются на пальцы электроконтактных коробок и их нагруженность возрастает в 1,8...2,1 раза.

На динамическую нагруженность автосцепного устройства также существенное влияние оказывает величина эквивалентного параметра сопротивления гидравлического гасителя колебаний в центральной ступени подвешивания. В случае неудовлетворительной работы гасителя нагруженность деталей автосцепки значительно увеличивается.

Введение фрикционного гасителя вертикальных колебаний автосцепного устройства снижает уровень ускорений в среднем на 18%. Рациональное значение параметра трения гасителя находится в пределах 0,48...0,55 кН.

В третьей главе приведены результаты экспериментальных исследований автосцепных устройств вагонов метрополитена. В программу экспериментальных исследований были включены стендовые, ходовые и эксплуатационные испытания. На первом этапе этой части работы был оборудован специальный стенд на базе катковой станции кафедры "Вагоны и вагонное хозяйство" ЛИИЖТа, с натурными образцами автосцепок и электроконтактных коробок вагонов метрополитена. В ходе эксперимента регистрировались ускорения и перемещения кузова вагона и элементов автосцепного оборудования, взаимные перемещения головок автосцепок.

В результате испытаний было установлено, что при ускорениях на кузове  $1,1 \dots 1,5 \text{ м/с}^2$  на головках сцепленных автосцепок возникали ускорения до  $10 \text{ м/с}^2$ . Такие же, по величине, ускорения были зарегистрированы и на электроконтактных коробках в случае их типовой подвески. При упругом способе подвески ускорения на коробках уменьшаются в 2 раза, достигая величины  $4,6 \text{ м/с}^2$ . Было установлено, что рациональное значение жесткости пружин подвески электроконтактной коробки находится в диапазоне 2,5 -

3,0 кН/м.

Подтвержден вывод теоретических исследований о влиянии величины эквивалентного параметра сопротивления гидравлического гасителя колебаний центральной ступени подвешивания на величину динамической нагруженности автосцепного устройства. При его уменьшении до  $20 \text{ кН} \cdot \text{м/с}^2$  величины ускорений кузова и автосцепки значительно возрастали.

Введение в конструкцию автосцепного устройства фрикционного гасителя вертикальных колебаний позволило снизить уровень ускорений на головке сцепки в среднем в 1,2 раза.

Установлено, что на динамическую нагруженность автосцепного устройства существенное влияние оказывает величина зазора между центрирующими элементами головок, при зазоре, превышающем 5 мм, ускорения возрастают до  $30 \text{ м/с}^2$ .

Сравнительный анализ результатов стендовых испытаний серийных и усовершенствованных автосцепных устройств метрополитена показал необходимость проведения обоснованных модернизаций для снижения динамической нагруженности и повышения эксплуатационной надежности жестких комбинированных автосцепок. Поэтому на втором этапе экспериментальных исследований была разработана методика и проведены ходовые испытания серийных и модернизированных автосцепных устройств метрополитена. Сопоставление величин максимальных перемещений и ускорений показало, что отсутствие зазора между контактными поверхностями автосцепок, что достигается ограничителями вертикальных перемещений, снижает уровень ускорений в 2,2 раза.

Полученные данные подтверждают результаты теоретических исследований. При зазоре 4,5 мм в головках автосцепок вертикаль-

ные ускорения составили  $15,6 \text{ м/с}^2$  (теоретические  $16,8 \text{ м/с}^2$ ). Расхождение составляет около 8%.

На следующем этапе была разработана методика и проведены эксплуатационные испытания модернизированных образцов автосцепки метрополитена. В качестве объекта испытаний были выбраны сцепы в поезде с головными вагонами № 66II и № 66I2. Перед проведением испытаний был проведен комиссионный обмер деталей автосцепок и электроконтактных коробок. Электропоезд находился в эксплуатации на Кировско-Выборгской линии Ленметрополитена. В процессе эксплуатации проводились контрольные обмеры элементов автосцепных устройств и ходовые испытания с использованием аппаратуры РРТ.

В результате анализа данных установлено, что износ центрирующих элементов в процессе эксплуатации у модернизированных автосцепок в среднем в 2 раза меньше, чем у контрольных серийных автосцепных устройств.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований были разработаны конкретные рекомендации по модернизации жесткой комбинированной автосцепки вагонов метрополитена, заключающиеся в установке регулируемых ограничителей вертикальных перемещений, упругой подвеске электроконтактных коробок и применении фрикционных гасителей колебаний в системе балансира.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

I. Установлено, что несмотря на жесткую конструкцию комбинированной автосцепки метрополитена, в сцеплении головок имеются относительные смещения, обусловленные конструктивным зазором, вследствие чего развиваются износы центрирующих элементов

и других деталей автосцепки. На основе статистических данных были установлены законы распределения возникающих износов.

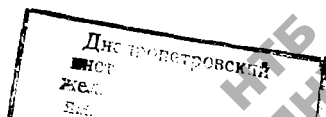
2. Исследован характер износов элементов автосцепки, их взаимосвязь и зависимость износа центрирующих поверхностей головки от величины исходного конструктивного зазора соединения. Установлено, что при отсуствии зазора в сцеплении головок автосцепок значительно снижается их динамическая нагруженность (в 2,2 раза), замедляется процесс образования износов и, как следствие этого уменьшается нагрузка на пальцы электроконтактных коробок.

3. Разработана математическая модель системы "вагон-жесткая автосцепка", которая с достаточной степенью точности позволяет определять динамическую нагруженность отдельных элементов конструкции автосцепки и устанавливать на стадии проектирования рациональные параметры системы.

4. Установлена зависимость динамической нагруженности автосцепного устройства от эквивалентного параметра сопротивления гидравлического гасителя колебаний в центральной ступени подвешивания вагона. При  $\beta = 40, \dots, 60$  кН·с/м ускорения на кузове вагона не превышают  $1,2$  м/с<sup>2</sup>, на автосцепном устройстве  $11$  м/с<sup>2</sup>. В случае уменьшения параметра сопротивления до  $20$  кН·с/м величина ускорения возрастает в  $2,1$  раза.

5. Определено, что введение фрикционного гасителя вертикальных колебаний автосцепки с силой трения в пределах  $0,48 \dots 0,55$  кН снижает динамическую нагруженность автосцепки на  $16 - 18\%$ .

6. Упругоподвешенные электроконтактные коробки, при нали-



5311A

чий зазора в головках автосцепок, испытывают динамические нагрузки в 2 раза меньше в сравнении с жесткой подвеской. Рациональной жесткостью упругих подвесок, с точки зрения уменьшения нагруженности контактных пальцев, являются её значения в пределах 2,5...3,0 кН/м.

7. Разработана методика стѐндовых испытаний автосцепных устройств жесткого типа, уточнена методика ходовых испытаний, установлены основные закономерности, характеризующие зависимость динамической нагруженности автосцепного устройства от скорости движения и характеристик системы.

8. Разработаны предложения по повышению работоспособности и уменьшению износов деталей автосцепного устройства вагонов метрополитена. Для этого было рекомендовано:

а) уменьшить зазор между центрирующими элементами головок автосцепок путем установки на головках сцепок регулируемых ограничителей вертикальных перемещений;

б) снизить нагруженность контактных элементов электроконтактных коробок за счет упругой подвески коробок к головке автосцепки;

в) установить фрикционный гаситель вертикальных колебаний автосцепки с силой трения в диапазоне 0,48,...,0,55 кН.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Аядовский А.А. Повышение эксплуатационной надежности комбинированной автосцепки вагонов метрополитена. - М.: ЦНИИ ТЭИТЯЖМАШ, серия 5, 1986, № 3, с. 4.

2. Авдовский А.А., Высоцкий В.А., Эстлинг А.А. Результаты стендовых испытаний автосцепного устройства вагонов метрополитена. - М.: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы", 1985, № 8, с.119, № 3118.

3. Авдовский А.А., Высоцкий В.А., Эстлинг А.А. Методика ходовых испытаний автосцепного устройства вагонов метрополитена. - М.: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы", 1985, № 8, с.119, №3120.

4. Авдовский А.А., Высоцкий В.А., Эстлинг А.А., Третьяков А.В. Моделирование вертикальных колебаний автосцепного устройства вагонов метрополитена: Сб.научн.тр.вып. 0963/ЛИИЖТ. - Л.: ЛИИЖТ, 1984, с.33-38.

5. Авдовский А.А., Высоцкий В.А., Эстлинг А.А. Результаты ходовых испытаний автосцепного устройства вагонов метрополитена. - М.: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы", 1985, № 8, с.119, № 3121.

6. Авдовский А.А. Модернизация подвески электроконтактной коробки автосцепки вагонов метрополитена. - М.: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы", 1986, № 2, с.107.

7. Авдовский А.А., Высоцкий В.А., Эстлинг А.А. Исследования износов деталей комбинированной автосцепки вагонов метрополитена. - М.: Указатель ВИНТИ, "Депонированные научные работы", 1986, № 2, с.109, № 3350.

8. Авдовский А.А., Высоцкий В.А., Эстлинг А.А. Динамический стенд для испытания автосцепок вагонов метрополитена. - М.: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы", 1986, № 2, с.109, № 3326.

9. Авдовский А.А., Высоцкий В.А., Эстлинг А.А. Определение упругих деформаций в сочленениях автосцепного устройства ваго-

нов метрополитена. -М.: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы", 1986, № 2, с.108, № 3351.



-----  
М-29032 Подписано к печати 16.05.1989 г.      Формат 60x84/16  
Объем 1 уч.-изд.л. Бумага для множительных аппаратов.  
Печать офсетная. Тираж 100      Заказ № 797.      Бесплатно  
-----

Типография ЛИИЖТа.190031, Ленинград, Московский проспект, 9.