

М П С - С С С Р

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

На правах рукописи

УДК 629.463.125.001.4-192

Паламаренко Александр Иванович

РАЗРАБОТКА МЕТОДА СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ
ОБОРУДОВАНИЯ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ ВАГОНОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ
ПРИ УДАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

(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 - 1984

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском ордена Трудового
Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транс-
порта имени М.И. Калинина.

Научный руководитель - заслуженный работник высшей школы
УССР, доктор технических наук, профессор Е.П.Блохин.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, проф. В.Д.Хусидов
кандидат технических наук Г.В.Костин

Ведущее предприятие: Днепродзержинский вагоностроительный
завод им. газеты "ПРАВДА".

Защита диссертации состоится "27" апреля 1984 г. в
14 ч. 00 мин. на заседании Специализированного Совета
К И4.07.01 в Днепропетровском ордена Трудового Красного Зна-
мени институте инженеров железнодорожного транспорта имени
М.И.Калинина по адресу:
320629, ГСП, г. Днепропетровск-10, Ул. Академика Лазаряна, 2, ДИИТ.

Вернуть книгу не позднее указанного времени.

Киево-Святошинська друк.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В соответствии с "Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981-85 годы и на период до 1990 года" к концу 1985 г. прирост грузооборота по сравнению с 1980 г. должен достичь 15%. Повышение массы грузовых поездов и интенсификация сортировочных работ являются одними из основных направлений технической политики на транспорте.

В связи с увеличением скоростей соударения при маневровых работах повышается уровень нагруженности вагонов продольными силами. Это становится причиной повреждений как подвижного состава так и перевозимых грузов. Уже сейчас фактические скорости соударения значительно выше допустимых пределами технической эксплуатации.

Особенно чувствителен к росту нагруженности рефрижераторный подвижной состав. В настоящее время ежегодно на маневрах повреждается 12% рефрижераторных секций. Средний за год простой секции вследствие повреждения превышает 4 суток. Убытки, приходящиеся на одну секцию в год, от повреждения грузов составляют 10 тыс. руб., а общие расходы на отцепочный ремонт и убытки от непроизводительных простоев превышают 1100 руб. В этих условиях становится особенно актуальной задача повышения устойчивости целостности и надежности рефрижераторных вагонов и их оборудова-

Одним из наиболее прогрессивных методов определения выносливости и выявления слабых мест конструкций является стеновое испытание, использующие стандартные вибростенды и аналоговые или (и) цифровые вычислительные машины для имитации эксплуатационных нагрузок. Поэтому исследование по разработке метода стеновых испытаний оборудования рефрижераторных вагонов на вы-

носливость при ударных воздействиях является актуальными, так как позволяют решить ряд научно-практических задач, связанных с проблемой повышения долговечности подвижного состава и обеспечения сохранности транспортируемых грузов.

Цель работы. Целью работы является разработка метода стендовых испытаний элементов оборудования рефрижераторных вагонов на выносливость при ударных нагрузках, возникающих во время маневров и переходных режимов движения поездов. Методика испытаний должна предусматривать возможность формирования испытательных сигналов, эквивалентных возникающим в эксплуатации, и их воспроизведение с помощью электродинамических вибростендов.

Методы исследования. Для решения поставленных задач в работе используются теория колебаний и автоматического регулирования; применены методы математического и электронного моделирования механических систем, методы спектрального анализа временных рядов. Результаты теоретических исследований сопоставлялись с результатами натуральных испытаний. Проверка соответствия полученных аналитических зависимостей и оценка правомерности принятых при анализе допущений проводились экспериментальным путём на опытном образце разработанной аппаратуры.

Научная новизна. На основе анализа динамических свойств вагона и нагруженности его оборудования, а также свойств стандартных вибростендов разработан метод стендовых испытаний, позволяющий воспроизводить нагрузки, эквивалентные эксплуатационным. Приведены структурные схемы установок для формирования ударно-вибрационных воздействий на оборудование вагона, реализуемых в реальном масштабе времени на аналоговых или цифровых машинах.

Используемая в работе математическая модель процесса соударения вагонов, оборудованных фрикционными поглощающими аппаратами, позволяет более полно имитировать силовые воздействия

на вагон со стороны поглощающего аппарата.

Исследовано влияние динамических свойств объектов испытаний на форму воспроизводимого вибростендом импульса. Проведена оценка коэффициента искажений, вносимых вибростендом в воспроизводимый сигнал.

Разработана система управления, позволяющая с помощью стандартных вибростендов воспроизводить ударно-вибрационные нагрузки, наиболее полно имитирующие эксплуатационные.

На базе разработанных средств формирования и воспроизведения ударно-вибрационных нагрузок предлагается методика проведения испытаний оборудования рефрижераторного подвижного состава.

Приводятся результаты стендовых испытаний реле давления RT-IA, применяемых на автономных рефрижераторных вагонах.

Практическая ценность работы. Разработанная методика и аппаратура позволяют проводить стендовые испытания на выносливость различного оборудования рефрижераторных вагонов при нагрузках, эквивалентных эксплуатационным. Это позволяет значительно сократить объем дорогостоящих натурных испытаний и достичь высокой достоверности получаемых оценок долговечности.

Результаты исследований дают возможность проводить выбор параметров вибростендов, необходимых для проведения усталостных испытаний.

Проведенные испытания реле давления RT-IA позволили сформулировать соответствующие выводы о его выносливости в условиях эксплуатации.

Математическая модель процесса соударения вагонов, оборудованных фрикционными поглощающими аппаратами, и методика моделирования передаточной функции вагона, связывающей силовое воздействие на вагон с ускорением оборудования, позволяют проводить оценку нагруженности различного оборудования в статистической

постановке при небольшом количестве экспериментальных данных.

Реализация полученных результатов. Основные теоретические разработки и результаты, приведенные в диссертации, получены в процессе выполнения работ по заказу конструкторского бюро, ИТМ АН УССР, рефрижераторного отдела ЦВ МПС, ДВЗ им. газеты "Правда". Опытный образец системы управления вибростендом "Импульс" внедряется в промышленность. Результаты испытаний реле давления RT-1А переданы рефрижераторному отделу ЦВ МПС для ведения соответствующих переговоров с поставщиками.

Апробация работы. Основные положения работы доложены и обсуждены на Всесоюзной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта", Днепропетровск, 1980; на Всесоюзной конференции по вибрационной технике, Кутаиси, 1981; на семинаре научного совета АН УССР по проблеме "Теоретическая электротехника и электроника", Днепропетровск, 1979.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 работы.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы (115 наименований). Основной материал изложен на 127 страницах машинописного текста, в работе 62 рисунка на 24 страницах, 19 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность решаемой задачи. Показано, что одним из наиболее прогрессивных методов выявления слабых мест конструкции и определения усталостной выносливости оборудования является метод стендовых испытаний, в котором для моделирования нагруженности отдельных элементов оборудования используются аналоговые или цифровые вычислительные машины и универсальные вибростенды, позволяющие воспроизводить нагрузки, эквивалентные возникающим в эксплуатации.

В первой главе проведен анализ нагруженности рефрижераторного подвижного состава в эксплуатации. Исследованию динамических усилий в межвагонных соединениях и изучению динамики вагонов при переходных режимах движения поездов и соударениях посвящены работы В.А. Лазаряна, Е.П. Блохина, С.В. Вершинского, И.С. Исаева, Л.А. Манашкина, Л.Н. Никольского, Н.А. Панькина и других авторов. Эти исследования показали, что наибольшее повреждающее воздействие на вагон и его оборудование оказывают ударные нагрузки, возникающие во время маневровых работ и переходных режимов движения поезда. Эти нагрузки зависят от условий эксплуатации и носят случайный характер.

Вопросам изучения статистических характеристик продольных нагрузок, действующих на вагон в эксплуатации, посвящены работы Л.Н. Никольского, Н.А. Костенко, Б.Г. Кеглина, Л.А. Манашкина, Н.А. Костиной, Р.П. Иванецкого, Е.Л. Стамблера, О.В. Фетисова, Л.А. Шахшояк, А.В. Дрченко и др. В этих работах показано, что значительное влияние на уровни сил при соударениях оказывают скорости и массы соударяющихся вагонов, а также силовые характеристики поглощающих аппаратов, которыми они оборудованы.

Взаимодействие трущихся пар в фрикционных аппаратах удара описывавшие их математические модели рассматривались в трудах Е.П. Блохина, Л.Н. Никольского, Л.А. Манашкина, Б.Г. Кеглина и др. В ходе этих исследований установлено, что вследствие больших давлений на трущиеся поверхности наблюдается скачкообразное изменение сил трения, проявляющееся в виде заклинивания трущихся пар в последующих срезах и обусловленное возникновением процесса механических резонансных автоколебаний.

Эти явления приводят к значительному увеличению нагруженности вагона и его оборудования и должны учитываться при испытаниях на выносливость.

Нагруженность оборудования рефрижераторного вагона в эксплуатации характеризуется: внешними силами, приложенными к этому оборудованию; внутренними силами, которые имитируют воздействие отброшенных смежных частей оборудования; силами инерции, пропорциональными ускорению этого элемента. Структура внешних и внутренних сил, действующих на элементы оборудования, определяет схему нагружения рассматриваемой части конструкции.

Наиболее просто может быть описана и реализована при испытаниях нагруженность тех элементов оборудования вагона, которые подвергаются лишь действию сил инерции. В этом случае нагруженность элемента характеризуется ускорением.

$$\ddot{U}_e(t) = AS(t), \quad (I)$$

где A - некоторый оператор, описывающий динамические свойства рефрижераторного вагона; $S(t)$ - сила, действующая на вагон со стороны поглощающего аппарата. Из выражения (I) следует, что временной процесс $\ddot{U}_e(t)$, характеризующий нагруженность e -го элемента оборудования, зависит не только от силового воздействия на вагон $S(t)$, но и от свойств рефрижераторного вагона, на котором он установлен. Рефрижераторный вагон представляет собой сложную механическую систему, обладающую ярко выраженными резонансными свойствами, что так же необходимо учитывать при определении нагруженности элемента и её моделировании при испытаниях.

Исследованию выносливости и долговечности оборудования рефрижераторных вагонов посвящены работы И.П.Екимовского, Р.П.Иванниченко, К.В.Иванова, Л.А.Манашкина, В.И.Новикова, С.Ф.Постернака, В.В.Скрипкина и др., в которых показано, что наибольшее повреждающее воздействие на оборудование оказывают ударные механические нагрузки, возникающие при маневровых работах и переходных режимах движения поездов.

При таких нестационарных нагрузках точность расчёта на усталостную прочность зависит не только от правильного выбора гипотезы накопления повреждений, но и от правильной оценки расчётного режима нагружения и обоснованного использовании предположения о свойствах нагрузок (эргодичность, стационарность или нестационарность и т.д.). Характер нагрузок, действующих на оборудование рефрижераторных вагонов при соударениях, затрудняет применение расчётных методов определения долговечности оборудования из-за больших объёмов вычислений при схематизации процесса, необходимости располагать данными о кривых усталости, получение которых представляет собой трудную задачу в виду сложности испытываемого оборудования.

Использование натуральных испытаний вагонов на соударения неприемлемо для получения представительных оценок долговечности оборудования из-за значительных материальных затрат.

Существующие методы стендовых испытаний (такие, как испытания на гармоническую вибрацию, испытания на узкополосную или широкополосную случайную вибрацию и т.д.) мало пригодны для имитации воздействий, имеющих место при продольных ударах во время манёвров и переходных режимов движения поезда.

Имитировать условия формирования нестационарных нагрузок проще, чем измерять сами нагрузки во всей их многообразия. Кроме того необходимо исключить влияние динамических свойств вибростендов и объектов испытаний на форму воспроизводимых нагрузок. Поэтому требуется применение соответствующих систем формирования нагрузок и управлению вибростендом, позволяющих снижать уровень фактических искажений.

В соответствии с выше изложенным сделан вывод о целесообразности разработки метода стендовых испытаний оборудования рефрижераторного подвижного состава на выносливость при ударных на-

рузках, возникающих при маневрах и переходных режимах движения поездов.

На основании проведенного анализа для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать способ и математические модели для формирования нагрузок, имеющих место при продольном ударе во время маневровых работ, с учетом вероятности их появления в эксплуатации;
- разработать методику имитации нагруженности оборудования вагона при переходных режимах движения поезда;
- исследовать принцип построения и разработать систему управления электродинамическим вибростендом, позволяющую воспроизводить эксплуатационные нагрузки;
- разработать методику проведения испытаний и осуществлений контроля и измерения основных параметров испытываемого оборудования.

Во второй главе рассмотрено построение структурных схем установок для стендовых испытаний оборудования рефрижераторного подвижного состава. Установка, структурная схема которой приведена на рис.1, используется в том случае, если различные образцы испытываемого оборудования обладают одинаковыми динамическими свойствами или не оказывают существенного влияния на ускорение той части конструкции вагона, на которой они установлены.

В случае, если испытываемое оборудование обладает различными динамическими свойствами (например, на этапе отработки конструкции оборудования в нее могут вноситься различные конструктивные изменения, влияющие на собственные частоты и коэффициенты затухания) и оказывает значительное влияние на ускорение оборудования в месте его крепления к вагону, то в этом случае используется установка, структурная схема которой приведена на рис.2.

Если моделирование продольной силы $S(t)$ в статистической

постановке затруднено (например, при движении вагонов в составе поезда продольная сила $S(t)$ зависит от большого количества случайных параметров, статистические характеристики которых получить довольно сложно), или ударно-вибрационные нагрузки оборудования слабо коррелированы с продольной силой, то в этом случае предлагается использовать для проведения испытаний установку, схема которой приведена на рис.3.

На указанных структурных схемах приняты следующие обозначения: БСП - блок случайных параметров; БФС - блок формирования силы в межвагонном соединении; W_{re} , W_n , W_c - блоки, моделирующие передаточные функции рефрижераторного вагона; СВВ - система управления вибростендом, В - вибростенд, Э - элемент оборудования; ГШ - генератор шума; МАГ - магнитофон, БМ - блок масштабирования.

Блок БСП представляет собой электронную модель процесса соударения двух вагонов, оборудованных упруго-фрикционными поглощающими аппаратами, расчётная схема которой приведена на рис.4. Система нелинейных дифференциальных уравнений со случайными параметрами, описывающая принятую расчётную схему, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{x}_p &= -Q_p, & Q_p &= (K_p + \beta_p \frac{d}{dt})(x_p - x_{k2p}), \\
 m_{k2p} \ddot{x}_{k2p} &= Q_p - Q_{ap} - Q_{kp}, & Q_{ap} &= (K_{ap} + \beta_{ap} \frac{d}{dt})(x_{k2p} - x_{ap}), \\
 m_{k1p} \ddot{x}_{k1p} &= Q_{kp} - F_{1p-p}, & Q_{kp} &= (K_{kp} + \beta_{kp} \frac{d}{dt})(x_{k2p} - x_{k1p}), \\
 m_{ap} \ddot{x}_{ap} &= Q_{ap} - Q_{cp} + F_{1p-p}, & Q_{cp} &= (K_{cp} + \beta_{cp} \frac{d}{dt})(x_{ap} - x_c), \\
 m_c \ddot{x}_c &= Q_{cp} - Q_{cr}, & Q_{cr} &= \begin{cases} (K_{cr} + \beta_{cr} \frac{d}{dt})(x_c - x_{ar}) & \text{при } x_c - x_{ar} > 0, \\ 0 & \text{при } x_c - x_{ar} < 0, \end{cases} \\
 m_{ar} \ddot{x}_{ar} &= Q_{cr} - Q_{ar} - F_{1p-p}, & Q_{ar} &= (K_{ar} + \beta_{ar} \frac{d}{dt})(x_{ar} - x_{kar}), \\
 m_{k1r} \ddot{x}_{k1r} &= F_{1p-p} - Q_{kr}, & Q_{kr} &= (K_{kr} + \beta_{kr} \frac{d}{dt})(x_{k1r} - x_{kar}), \\
 m_{k2r} \ddot{x}_{k2r} &= Q_{ar} + Q_{kr} - Q_r, & Q_r &= (K_r + \beta_r \frac{d}{dt})(x_{kar} - x_r), \\
 m_r \ddot{x}_r &= Q_r, & \dot{q}_p &= (\dot{x}_{k1p} - \dot{x}_{ap}), \quad \dot{q}_r = (\dot{x}_{ar} - \dot{x}_{k1r}),
 \end{aligned}$$

где x - перемещения, Q - усилия в упруго-вязких связях; m_p, m_r - массы рефрижераторного и грузового вагонов; $K_p, K_r, \beta_p, \beta_r$ - упругие элементы и демпферы, учитывающие податливость и рассеивание энергии конструкцией вагонов. Элементы $m_{k1}, m_{k2}, m_a, K_a, K_k, \beta_a, \beta_k$ моделируют упруго-фрикционный поглощающий аппарат; индекс "р" относится к рефрижераторному, а "г" - к грузовому вагонам.

В диссертации при моделировании упруго-фрикционного поглощающего аппарата принято, что коэффициент трения на главных поверхностях трения зависит от скорости скольжения трущихся поверхностей и от длительности их относительной неподвижности. В этом случае сила трения в поглощающем аппарате описывается выражением

$$F_{\text{тр}} = \mu_1 N_3 \operatorname{sgn} \dot{q},$$

где

$$\mu_1 = \mu_0 [1 + \alpha^* (1 - e^{-t_{\text{ср}} T_1^{-1}})] e^{-b|\dot{q}|};$$

$$\operatorname{sgn} \dot{q} = \begin{cases} \operatorname{sgn} \dot{q} & \text{при } \dot{q} \geq \frac{\mu_1}{K}; \\ K \dot{q} \frac{1}{\mu_1} & \text{при } \dot{q} < \frac{\mu_1}{K}; \end{cases}$$

$$N_3 = a_1 Q_c + a_2 Q_a;$$

$$a_1 = t_2 (\alpha + p_2 \operatorname{sgn} \dot{q}); \quad a_2 = t_2 (\beta + p_3 \operatorname{sgn} \dot{q});$$

α, β - геометрические параметры аппарата; p_2, p_3 - углы трения на вспомогательных поверхностях трения; μ_0 - коэффициент трения; K - контактная жесткость на поверхностях трения; $t_{\text{ср}}$ - длительность относительной неподвижности трущихся поверхностей; \dot{q} - относительная скорость скольжения; T_1, b, α^* - коэффициенты. Система уравнений (2) решается при следующих начальных условиях:

$$x_{i_r}(0) = 0; \quad x_{i_p}(0) = 0; \quad \dot{x}_{i_r}(0) = \dot{\delta}_0; \quad \dot{x}_{i_p}(0) = 0.$$

Блок формирования случайных параметров ВСП производит выбор случайных параметров m_r, m_p, μ_0 и $\dot{\delta}_0$ в соответствии с законами распределения их в эксплуатации.

Определение математических моделей блоков W_{rp}, W_r и W_p

осуществляется по записям реальных процессов $\ddot{u}_l(t)$ и $S_a(t)$, полученных в эксплуатации или при сокращенных натуральных испытаниях рефрижераторного вагона, с помощью спектрального метода идентификации по выражению

$$\hat{H}(\omega) = \hat{\mathcal{P}}_{xy}(\omega) / \hat{\mathcal{P}}_{xx}(\omega),$$

где $\hat{H}(\omega)$ - оценка частотной характеристики вагона, полученная по n реализациям переходных процессов; $\hat{\mathcal{P}}_{xx}$ - энергетический спектр силы $S_a(t)$; $\hat{\mathcal{P}}_{xy}$ - взаимный энергетический спектр ускорения $\ddot{u}_l(t)$ и силы $S_a(t)$.

Для устранения влияния нелинейности силовой характеристики поглощающего аппарата, идентификация производится по осциллограммам, полученным при соударении вагонов с заклиненными поглощающими аппаратами. В диссертации приведены соотношения для определения необходимого числа усреднений n и получаемой при этом точности определения $H(\omega)$

Приводится пример идентификации передаточной функции рефрижераторного вагона $W_{r\ell}$, связывающей ускорения стойки прессостатов автономного рефрижераторного вагона с силой, действующей на вагон со стороны заклиненного поглощающего аппарата.

Для формирования нагрузок, действующих на оборудование во время переходных режимов движения вагона в составе поезда используется часть модели блока БЭС, относящаяся к рефрижераторному вагону, и блок $W_{r\ell}$. Для определения ускорения оборудования к массе m_c блока БЭС прикладывается сила

$$S_c(t) = 0,55 S_m \left[1 - e^{-0,5M'vt} \cos vt \right], \quad M' < 0,1; \quad v = 41 \text{ с}^{-1}$$

моделирующая усилие в межвагонных соединениях поезда. Амплитуда воздействия S_m является случайной величиной с известным законом распределения. Для определения закона распределения ускорения оборудования $\ddot{u}_l(t)$ в эксплуатации применяется метод экстре-

мального планирования эксперимента.

По приведенной методике получены законы распределения ускорения стойки прессостатов для переходных режимов движения поезда.

При наличии достаточного экспериментального материала о нагруженности оборудования в эксплуатации (магнитограммы ускорений оборудования при переходных режимах движения поездов) полученные законы распределения ускорений могут использоваться при организации испытаний по схеме, приведенной на рис.3.

В третьей главе рассматривается пример реализации полученных математических моделей на аналоговой вычислительной технике, работающей в реальном масштабе времени. Приводится методика составления машинных уравнений и их масштабирования.

Моделирование проводилось на АВМ типа ЭМУ-10. Получены зависимости силы в автосцепке от скорости соударения при постоянных массах вагонов. Коэффициент трения при этом рассматривался как случайная величина с нормальным законом распределения.

Сопоставление результатов моделирования с экспериментальными данными свидетельствует об эквивалентности формируемых испытательных сигналов и нагрузок оборудования, наблюдаемых в эксплуатации.

В четвертой главе на основе разработанной математической модели вибростенда проведено исследование его динамических свойств. Расчетная схема механической части вибростенда рассматривалась как линейная стационарная механическая система с упруго-вязкими связями, имеющая четыре степени свободы. В расчетной схеме электрической части вибростенда учитывались: амплитудно-частотная характеристика предварительного усилителя, выходное сопротивление усилителя мощности, индуктивности рассеивания и холостого хода выходного трансформатора, индуктивность и сопротивление подмагничной катушки вибростенда. Численные значения элементов расчет-

ных схем определялись опытным путем и уточнялись на RLC -модели использующей метод электромеханических аналогий. Критерием правдивости выбранной расчетной схемы служило совпадение частотных и фазовых характеристик реального вибростенда и полученных при моделировании.

С помощью модели проведена оценка влияния динамических свойств (добротность, собственная частота, масса) объекта испытаний на форму частотных характеристик вибростенда. Расчетная схема объекта испытаний при этом представлялась в виде механической системы с одной степенью свободы.

Получены численные значения коэффициента искажений формы воспроизводимого стандартным вибростендом сигнала при различных значениях добротности, массы и собственной частоты объекта испытаний. Оценка этого коэффициента производилась с помощью выражения

$$\Phi = \sqrt{\frac{\int_0^{\infty} \mathcal{L}_x(\omega) d\omega \int_0^{\infty} \mathcal{L}_x(\omega) |W_f(\omega)|^2 d\omega}{\left\{ \int_0^{\infty} \mathcal{L}_x(\omega) |W_f(\omega)| \cos[\psi(\omega) + \omega T_0] d\omega \right\}^2}} - 1,$$

где $|W_f(\omega)|$ - частотная, а $\psi(\omega)$ - фазовая характеристики вибростенда; $\mathcal{L}_x(\omega)$ - энергетический спектр сигнала.

В качестве входного сигнала использовались продольные ускорения оборудования вагона, полученные в натурном эксперименте при соударениях. Исследования показали, что искажения формы воспроизводимого сигнала составляют 100-150%.

При воспроизведении реальным вибростендом ВЭДС-10 тестового сигнала в виде последовательности прямоугольных импульсов, наблюдалась "спад" вершины импульса и "затяжка" переднего и заднего фронтов импульса. Величина этих искажений определяется длительностью входного импульса и полосой пропускания вибростенда.

При воспроизведении нестационарного сигнала в виде одиноч-

ного полусинусоидального импульса реакция вибростенда имеет колебательный характер, что обусловлено наличием резонансов в низкочастотной области. Коэффициент искажений, определяемый как отношение амплитуды импульса к максимальной амплитуде колебательного процесса, составляет 70% - 20% в зависимости от длительности входного импульса, которая варьировалась в пределах $t_{\text{д}} = 2 + 5 \text{ мс}$.

Наличие указанных искажений формы воспроизводимого сигнала обуславливает необходимость разработки и применения системы автоматического управления вибростендом.

С этой целью для уменьшения влияния электрических параметров усилителя мощности вибростенда вводится строгая обратная связь по току в катушке вибростенда. В работе показано, что объект испытаний в области низких и высоких частот не влияет на характер частотной и фазовой характеристик по току в подвижной катушке вибростенда. Это позволяет обеспечить устойчивость замкнутой системы управления при различных параметрах объекта испытаний путём выбора частот среза системы в указанных частотных диапазонах (для вибростенда ВЭДС-10 они составляют $0,2 \text{ Гц} < f_{\text{ср}} < 0,8 \text{ Гц}$, $0,3 \text{ кГц} < f_{\text{ср}} < 20 \text{ кГц}$), что достигается применением соответствующих корректирующих звеньев. Требуемый коэффициент усиления разомкнутой системы управления определяется максимально возможной добротностью объекта испытаний.

Для уменьшения влияния динамических свойств объекта испытаний на ускорение стола вибростенда используется система управления по ускорению. Применение электронных моделей вибростенда в прямой и обратных связях системы управления позволяет сделать передаточную функцию вибростенда инвариантной к его нагрузке в рабочем диапазоне частот.

Использование указанных выше систем управления позволило снизить уровень искажений воспроизводимого сигнала в 10 раз. При

этом время регулирования составляет для вибростенда ВЭС-10 $t_p = 0,15$ мс, а перерегулирование $\sigma_{\text{max}} = 24\%$. При воспроизведении реальных ударно-вибрационных процессов, имеющих энергетические спектры, ограниченные частотным диапазоном $5 < f < 200$ Гц, коэффициент линейных искажений воспроизводимого сигнала в зависимости от его динамических свойств составляет $5 \pm 15\%$.

По разработанной в диссертации методике для управления электродинамическими вибростендами был изготовлен опытный образец прибора "Импульс", переданный для эксплуатации в промышленность. Его основные технические характеристики приведены в табл. I.

Таблица I
Основные технические характеристики прибора "Импульс"

4849a

№ / п	Наименование характеристики	Значение
1	Диапазон реализуемых длительностей одиночных импульсов силы	0,5-5 мс
2	Диапазон реализуемых длительностей одиночных импульсов ускорения	0,5-2 мс
3	Максимальная погрешность при воспроизведении импульса силы	20%
4	Максимальная погрешность при воспроизведении импульса ускорения	20%

В пятой главе рассмотрена методика проведения испытаний оборудования рефрижераторного вагона на выносливость с использованием метода испытаний на реальные ударно-вибрационные нагрузки. Долговечность оборудования в этом случае определяется как

$$T_0 = T_c N_u N_c^{-1},$$

где T_0 - срок службы вагона; N_c - количество ударных нагру-

жений вагона за весь срок эксплуатации; N_n - количество нагружений (до отказа) при испытаниях. При этом испытательные нагружения по своему повреждающему воздействию должны быть эквивалентны наблюдаемым в эксплуатации. За критерии эквивалентности эксплуатационных нагружений и формируемых схемой во время испытаний приняты: равенство законов распределения максимальных значений ускорения оборудования; равенство энергетических спектров и среднего количества циклов нагружений при ударно-вибрационных воздействиях; соблюдение принципа автомодельности при испытаниях. Для сокращения времени испытаний могут использоваться режимы форсированных испытаний.

В работе рассмотрена методика измерения и контроля основных характеристик испытываемого оборудования, позволяющая не только регистрировать отказ оборудования, но и оценивать тенденции в изменении этих характеристик в процессе наработки на отказ. Это имеет большое значение при сравнительных испытаниях на выносливость однотипных приборов, имеющих различную конструкцию.

Разработаны схемы и оборудование для измерения в автоматическом режиме основных характеристик реле давления RT-IA. В качестве основных характеристик, определяющих функциональное назначение прибора, приняты: переходное сопротивление контактов реле, уровень верхнего и нижнего порогов срабатывания и их чувствительность к уровню вибрационных воздействий.

По разработанной методике проведены усталостные испытания партии реле RT-IA в количестве пяти штук. Для формирования ударно-вибрационных воздействий на испытываемые приборы использовалась (учитывая наличие большого объема экспериментального материала о нагруженности реле в эксплуатации) установка, схема которой показана на рис.3. Для уменьшения искажений воспроизводимых вибростендом ускорений использовалась система автомати -

ческого управления вибростендом, что позволило снизить динамические искажения до 8%.

Результаты проведенных испытаний показали, что:

- изменение основных параметров реле давления RT-IA не выходит за допускаемые техническими условиями пределы;
- характер изменения основных характеристик прибора указывает на наличие стадии приработки его элементов.

В целом реле давления RT-IA соответствует предъявляемым требованиям к приборам автоматики и имеет срок службы (по механическим нагрузкам) 28 лет. При испытаниях не было отказов, не наблюдаемых в эксплуатации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны структурные схемы установок, для проведения стендовых испытаний оборудования рефрижераторных вагонов на выносливость, позволяющие:

- проводить испытания на нагрузки, эквивалентные возникающим при маневровых работах;
- проводить испытания на нагрузки, эквивалентные возникающим при переходных режимах движения поездов;
- проводить отработку конструкции оборудования или его сравнительные испытания при нагрузках, эквивалентных эксплуатационным.

2. Разработана математическая и электрическая модели процесса соударения вагонов, оборудованных фрикционными амортизаторами удара, позволяющие:

- в реальном масштабе времени формировать электрический сигнал, пропорциональный усилию в межвагонном соединении при ударах;
- определять статистические параметры нагрузок, действующих на рефрижераторный вагон в эксплуатации.

3. Разработана электрическая модель передаточной функции вагона, связывающей усилие в межвагонном соединении с ускорением оборудования в месте его закрепления. Данная модель предназначена для формирования электрического аналога ударно-вибрационных нагрузок, действующих на оборудование со стороны вагона, и используется в системе виброиспытаний. В сочетании с моделью, имитирующей процесс соударения вагонов, она позволяет определять нагруженность оборудования в эксплуатации.

4. На основании синтеза систем формирования ударно-вибрационных нагрузок получены соотношения, необходимые для выбора параметров элементов этих систем.

5. Проведен анализ динамических свойств стандартных вибростендов и показано, что их характеристики не удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям. Коэффициент искажений формы воспроизводимого сигнала может достигать $100 \pm 15\%$.

6. Теоретические и экспериментальные исследования послужили основанием для создания опытного образца системы управления вибростендом, снижающей искажения сигнала до $5 \pm 15\%$.

7. Разработаны оригинальные схемы, позволяющие автоматизировать процесс контроля и измерения основных параметров испытываемого оборудования.

8. На основании разработанной методики проведены испытания реле давления РТ-1А, которые показали, что данный прибор соответствует требованиям, предъявляемым к оборудованию рефрижераторного состава.

9. Определены законы распределения ускорений стойки пресостатов для переходных режимов движения и маневровых работ.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Блохин Е.П., Маналкин Л.А., Паламаренко А.И., Орченко А.В.

Построение математических и электронных моделей, замещающих одномерные конструкции в системе виброударных испытаний приборов: Тезисы Всес. конф. по вибрационной технике (ноябрь 1981, - г.Кутаиси). Изд. Инст. мех. машин АН ГССР. - Тбилиси, 1981, с. 32.

2. Блохин Е. П., Манашкин Л. А., Паламаренко А. И. Формирование с помощью электродинамических вибростендов ударных воздействий, эквивалентных эксплуатационным: Тезисы Всес. конф. по вибрационной технике (ноябрь 1981 - Кутаиси). Изд. Инст. мех. маш. АН ГССР. - Тбилиси, 1981, с. 68.

3. Паламаренко А. И. Коррекция передаточной функции электродинамического вибростенда. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. - Тр. ДИИТ, вып. 220/28. - Днепропетровск, 1981, с. 110-116.

4. Паламаренко А. И. О формировании с помощью стандартных вибростендов вибрационных и ударных нагрузок, действующих на элементы подвижного состава. - В кн. Проблемы механики железнодорожного транспорта. Тезисы докладов Всесоюз. конф. Киев: Наукова думка, 1980, с. 170-171.

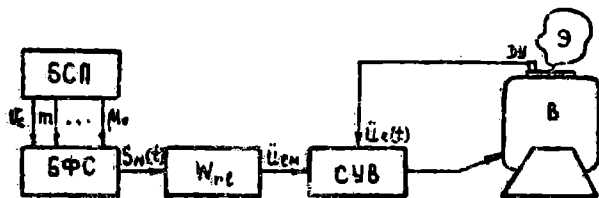


Рис. 1

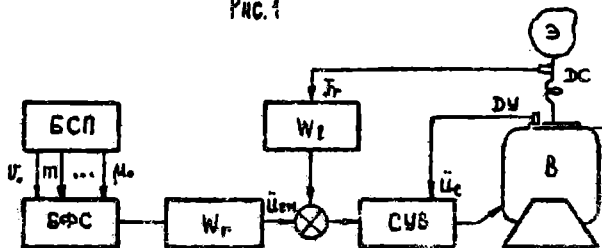


Рис. 2

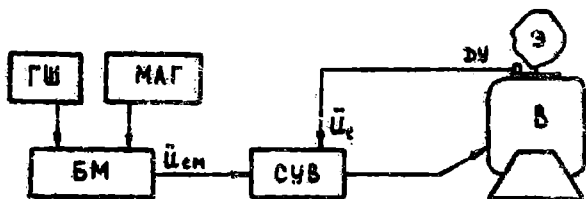


Рис. 3

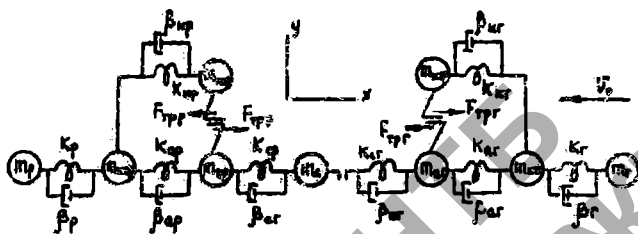


Рис. 4

ПАЛАМАРЕНКО Александр Иванович

РАЗРАБОТКА МЕТОДА СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ
ОБОРУДОВАНИЯ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ ВАГОНОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ
ПРИ УДАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ
Специальность 05.22.07 – Подвижной состав и тяга поездов

Подписано к печати 23.03.84.

БТ 20406.

Формат 60x84/16. Бумага для множительных аппаратов.

Ротапринт. Усл.печ.л. I,28. Уч.-изд.л. I. Тираж 100экз.

Заказ № 406. Бесплатно.

Участок оперативной полиграфии ДИИТа.

320629, ГСП, Днепропетровск, 10,

ул. Акад. В.А.Лазаряна, 2.

НТБ
ДНУЖТ