

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА имени М. И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

КУЛЯБКО Владимир Васильевич

ИССЛЕДОВАНИЕ
ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ
И НАГРУЖЕННОСТИ ДЛИННОБАЗНЫХ
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

05.22.07 — Подвижной состав и тяга поездов

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1978

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском отделении Института механики Академии наук УССР.

Научный руководитель:

доктор технических наук **В. Ф. Ушкалов.**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **С. М. Куценко;**

доктор технических наук, и. о. профессора **А. Н. Савоськин.**

Ведущее предприятие: Всесоюзный научно-исследовательский институт вагопострoения.

Защита состоится *«29» июня* 1978 г. в *«14»* час. на заседании специализированного совета К 114. 07. 01 в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта имени М. И. Калинина г. Днепропетровск, 320629, ГСП, ул. Университетская, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Института.

Автореферат разослан *«16» мая* 1978 г.

Ученый секретарь специализированного совета
кандидат технических наук, доцент **Л. В. Петрович.**

НИИ
ДНУЖ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Актуальность темы. Материалами XXV съезда КПСС и Постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 13 февраля 1977 г. "О мерах по развитию железнодорожного транспорта в 1976-1980 годах" предусматривается увеличение грузооборота на 22%. В X пятилетке транспорт получит около 400 тыс. новых грузовых вагонов, причем возрастет доля выпуска специализированных экипажей. В частности, начато серийное производство специализированной платформы для перевозки большегрузных контейнеров, база которой равна 14,72 м. В настоящее время создаются специализированные длиннобазные вагоны для бестарной перевозки муки (база - 13,35 м) и аналогичные по конструкции вагоны для перевозки полимеров, разрабатывается длиннобазная универсальная платформа (база - 14,40 м) и др.

6855a

Однако наметившаяся тенденция увеличения базы грузовых вагонов не могла быть учтена "Нормами расчета на прочность и проектирования...", созданными в 1971 г. применительно к грузовым вагонам с традиционной базой 7-10 м. Испытания первых образцов длиннобазных вагонов выявили существенные расхождения расчетных и экспериментальных данных. Например, динамические напряжения, измеренные в орднем сечении продольных балок рам кузова, в несколько раз превышали значения, найденные по Нормам. Поэтому возникла необходимость проведения специальных исследований, в которых учитываются характерные особенности длиннобазных грузовых экипажей.

Целью работы является разработка методики исследования вертикальных колебаний и нагруженности длиннобазных грузовых вагонов с фрикционными демпферами в рессорном подвешивании; определение и анализ динамических напряжений в элементах конструкции упругого кузова; выявление характерных составляющих возмущений; выбор по результатам теоретических и экспериментальных исследова-

Дневник
Жел. дор. транспорта
теоретических и экспериментальных исследований

БИБЛИОТЕКА
Основной отдел

НТБ
ДНУЖТ

ний конструктивных решений и рациональных параметров кузовов и тележек для конкретных длиннобазных вагонов.

Общая методика исследования. В работе проводятся теоретические исследования нелинейных колебаний вагонов с использованием различных расчетных схем: с 1-3 массами (при качественном анализе нелинейных колебаний), с 5-9 массами (при определении динамической нагруженности продольных элементов рам конкретных длиннобазных вагонов) и с большим количеством масс - до 20-30 (при оценке нагруженности не только продольных, но и поперечных элементов).

Применяются различные методы: метод гармонической линеаризации (в тех случаях, когда возмущение предполагается гармоническим), методы статистической динамики (при анализе случайных колебаний), общей теории чувствительности, численного интегрирования и т.д. Учитывается эффект вибрационного сглаживания (линеаризации) нелинейных характеристик системы.

Задачи решаются с помощью АВМ Мн-17м, ЭЦМ "БЭСМ-4м", "Минск-22".

Результаты теоретических исследований сопоставляются с данными ходовых испытаний.

Научная новизна. Разработана методика исследования вертикальных колебаний и нагруженности надрессорного строения длиннобазного грузового вагона с фрикционными демпферами в рессорном подвешивании.

С целью определения динамических напряжений в элементах упругого кузова предложен аппаратный способ ввода в аналоговую модель нелинейной системы записей случайных возмущений, полученных при ходовых испытаниях.

Проведены аналитические исследования колебаний вагонов с

НТБ
ДНУЖТ

различными вариантами демпферов сухого трения. Показана необходимость учета в ряде случаев эффекта вибрационного сглаживания нелинейной характеристики демпфирования в рессорном подвешивании при оценке колебаний и нагруженности грузовых вагонов. Для некоторых вариантов фрикционных демпферов, в частности для клинового гасителя, получены функции смещения.

С помощью функций чувствительности даны оценки динамических напряжений и динамических коэффициентов для грузовых вагонов с демпферами сухого трения, движущихся по периодически повторяющимся стыковым неровностям пути с волнообразным износом рельсов. Определено влияние изменения различных параметров системы и возмущений на динамические напряжения в элементах кузова, а также на рациональные параметры рессорного подвешивания.

Выявлены некоторые характерные составляющие энергетических спектров случайных возмущений, определяющие динамическую нагруженность длиннобазного вагона.

Практическая ценность. Разработанные методики прогнозирования нагруженности рам грузовых вагонов и результаты комплексных исследований, проведенных совместно ВНИИ вагоностроения, ДО ИМ АН УССР и ЦНИИ МПС, позволили рекомендовать Днепродзержинскому вагоностроительному заводу имени газеты "Правда" (ДВЗ) рациональные схемы и сечения элементов длиннобазных контейнерной и универсальной платформ, а также вагонов для перевозки сыпучих грузов. Фактический экономический эффект от внедрения рекомендаций ДО ИМ АН УССР по контейнерной платформе составил на 1977 г. 1,71 млн.руб., потенциальный (по двум другим длиннобазным экипажам) - 1,9 млн.руб. в год наибольшего выпуска.

Результаты исследований по выбору рациональных параметров и улучшению виброзащитных свойств тележек, проектируемых для скорост-

НТ
ДНУЖТ

ных грузовых поездов, использованы ВНИГТИ вагоностроения и Урал-вагонзаводом (УВЗ).

Апробация. Материалы работы доложены на: научно-техническом совещании по механике скоростного наземного транспорта (Днепропетровск, 1974); симпозиуме по новым методам расчета на прочность и жесткость (Николаев, 1972); симпозиуме по проблемам моделирования динамики подвижного состава (Брянск, 1973); научно-технических конференциях ДИИТа (Днепропетровск, 1972, 1974); общегородском семинаре "Общая механика" (Днепропетровск, 1976, 1977); Всесоюзной конференции "Проблемы механики наземного транспорта" (Днепропетровск, 1977); Научно-техническом совете (или его секции грузовых вагонов) ВНИИВа (Москва, 1973, 1974, 1975); научно-технических межведомственных совещаниях представителей организаций, участвующих в разработке длиннобазных контейнерной и универсальной платформ, вагонов для перевозки сыпучих грузов (Москва, Днепродзержинск, Днепропетровск, Кадиевка, 1973-1977), а также перспективных тележек грузовых вагонов (Кременчуг, Нижний Тагил, Днепропетровск, 1976, 1977).

Публикации. По материалам исследований опубликовано 20 работ (в том числе 4 изобретения).

Структура работы обусловлена целесообразностью последовательного выбора расчетных схем, математических моделей, способов решения задачи, а также необходимостью проведения исследований нелинейных колебаний длиннобазных экипажей, оценки статической и динамической нагруженности рам наддрессорного строения.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, выводов, списка использованной литературы и приложений. Текстовая часть работы (без библиографии и приложений) изложена на

НТБ
ДНУЖТ

138 страницах машинописного текста и содержит 107 рисунков и I таблицу.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность проблемы, приводится обзор литературы, определяются цели и пути проведения исследований.

В решении сложных фундаментальных проблем динамики и прочности подвижного состава, в развитии методов исследований и получении оригинальных результатов большую роль сыграли работы Н.Е.Жуковского, М.В.Винскурова, В.А.Лазаряна, М.Ф.Вериги, Л.Н.Никольского, Е.Н.Никольского, С.В.Вершинского, Л.А.Шадуря, С.М.Куценко, И.И.Челнокова, А.А.Львова, Т.А.Тибялова, А.Н.Савоськина, Г.П.Бурчака, А.Я.Когана, Л.О.Грачевой, М.Л.Коротенко, Е.П.Блохина, В.Ф.Ушкелова, Н.Н.Кудрявцева, М.П.Пахомова, Ю.Койфмана, Е.Шперлинга и других отечественных и зарубежных ученых.

В подавляющем большинстве работ кузов вагона рассматривается как абсолютно твердое тело. Конечная величина изгибной жесткости кузова вагона принималась во внимание в ряде исследований В.А.Лазаряна, В.Ф.Ушкелова, Г.П.Бурчака, С.И.Коняшенко, Л.Л.Осиновского, Е.Н.Ваняшиной и других авторов. При этом рассматривались дискретные либо континуальные расчетные схемы рельсовых экипажей.

Настоящая работа посвящена созданию методики теоретических исследований вертикальных колебаний и прогнозирования нагруженности длиннобазных грузовых вагонов с демпферами сухого трения, а также разработке на основе результатов этих исследований рекомендаций по проектированию и испытаниям конкретных экипажей такого типа. В первой главе описаны способы теоретических исследований.

В работе используются несколько типов расчетных схем. При приближенном исследовании нелинейных колебаний вагонов с целью

НГБ
ДНУЖТ

качественного анализа результатов применялись весьма упрощенные системы с I-3 степенями свободы. Основная часть более подробных исследований выполнена с использованием плоских многомассовых моделей (имеющих 5-9 степеней свободы). Контроль результатов и определение напряжений не только в продольных, но и в поперечных элементах рамы кузова производились по уточненным пространственным расчетным схемам.

Дифференциальные уравнения вынужденных вертикальных нелинейных колебаний вагона, составленные с использованием метода прямых применительно, например, к плоской 7-массовой модели контейнерной платформы, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned}
 m_1 \left[\ddot{V}_1 = \frac{1}{m_1} (Q_{1f}) + g; \quad \dot{u}_1 = V_1; \quad Q_{1f} = \frac{M_0}{\Delta X_{1f}} \quad V_{1f} = \frac{u_0 - u_1}{\Delta X_{1f}} \right. \\
 m_2 \left[\ddot{V}_2 = \frac{1}{m_2} (Q_{2f} - Q_{1f} - R_1) + g; \quad \dot{u}_2 = V_2 \quad Q_{2f} = \frac{M_3 - M_2}{\Delta X_{2f}} \right. \\
 \left. \left[M_2 = -\frac{2EJ_1}{\Delta X_{2f} + \Delta X_{2f}} \left[(V_{2f} - V_{1f}) + \alpha (\dot{V}_{2f} - \dot{V}_{1f}) \right]; \quad V_{2f} = \frac{u_1 - u_2}{\Delta X_{2f}} \right. \right. \\
 m_3 \left[\ddot{V}_3 = \frac{1}{m_3} (Q_{3f} - Q_{2f}) + g; \quad \dot{u}_3 = V_3; \quad Q_{3f} = \frac{M_4 - M_3}{\Delta X_{3f}} ; \right. \\
 \left. \left[M_3 = -\frac{2EJ_2}{\Delta X_{3f} + \Delta X_{3f}} \left[(V_{3f} - V_{2f}) + \alpha (\dot{V}_{3f} - \dot{V}_{2f}) \right]; \quad V_{3f} = \frac{u_2 - u_3}{\Delta X_{3f}} \right. \right. \\
 m_4 \left[\ddot{V}_4 = \frac{1}{m_4} (Q_{4f} - Q_{3f} - R_2) + g; \quad \dot{u}_4 = V_4 \quad Q_{4f} = -\frac{M_5}{\Delta X_{4f}} ; \right. \\
 \left. \left[M_4 = -\frac{2EJ_3}{\Delta X_{4f} + \Delta X_{4f}} \left[(V_{4f} - V_{3f}) + \alpha (\dot{V}_{4f} - \dot{V}_{3f}) \right]; \quad V_{4f} = \frac{u_3 - u_4}{\Delta X_{4f}} \right. \right. \\
 m_5 \left[\ddot{V}_5 = -\frac{1}{m_5} Q_{5f} + g; \quad \dot{u}_5 = V_5 \right. \\
 \left. R_{A(2)} = K \left[u_{2(0)} - u_{01(02)} \right] + H \frac{u_{2(0)} - u_{01(02)}}{f_{cm}} \operatorname{sign} \left[V_{2(0)} - V_{01(02)} \right], \right.
 \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

НТБ
ДНУЖТ

где u_i, V_i, \dot{V}_i - абсолютные перемещение, скорость и ускорение i -й массы m_i , M_i , EJ_i - полный изгибающий момент, по которому определялись нормальные напряжения G , и изгибная жесткость рамы в i -м сечении кузова; $Q_{i+1}, V_{i+1}, \Delta x_{i+1}$ - поперечная сила, угол поворота и длина прямолинейного элемента (слева или справа от i -й массы) кузова, представленного в виде шарнирно-стержневой системы с упруго-вязким соединением жестких ячеек; α - коэффициент, учитывающий вязкое сопротивление в конструкции кузова; g - ускорение силы тяжести; f_m - статический прогиб.

Полное усилие $R_{(2)}$ в рессорном подвешивании первой (второй) тележки состоит из упругой силы, определяемой жесткостью k и сжатием комплектов Δ , а также из диссипативной силы, записанной в выражении (I) для случая клиновых амортизаторов. При исследовании колебаний многомассовой системы для сопоставления рассматривались также два других варианта демпфирования: постоянное по модулю сухое (кулоново) трение (при этом второе слагаемое в формуле для $R_{(2)}$ в (I) имело вид $H \operatorname{sign} [V_{(2)} - V_{(1)}]$ H - сила сухого трения) и вязкое сопротивление ($\beta [V_{(2)} - V_{(1)}]$ β - коэффициент вязкого сопротивления).

При использовании усеченной расчетной схемы для исследования колебаний обрессоренных масс в качестве кинематических возмущений принимались перемещения $u_{01(02)}$ (или скорости $V_{01(02)}$, или ускорения $\dot{V}_{01(02)}$) среднего сечения боковых рам тележки - опор комплектов.

На входы системы подавались как детерминированные, так и случайные возмущения трех типов. При анализе амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) и учете высокочастотных составляющих типа волнообразного износа рельсов задавались монс- или бигармонические воздействия. Оценка динамических напряжений и динамических коэффициентов

НТБ
ДНУЖТ

тов применительно к конкретным длиннобазным вагонам производилась с использованием характерного для железнодорожного пути воздействия от периодически повторяющихся стыковых неровностей. Случайные колебания экипажей исследовались при вводе в аналоговую модель магнитограмм реальных возмущений.

Так как большая часть исследований в работе выполнена с помощью АВМ Мн-17м, то в первой главе приведены машинные уравнения, соответствующие уравнениям (I), и структурные блок-схемы, позволяющие моделировать три рассматриваемых типа воздействий. Разработан и применен способ задания случайных возмущений без каких-либо допущений о форме и частотном составе реальных воздействий. Ввод в АВМ магнитограмм ускорений буксовых узлов, полученных при ходовых испытаниях, осуществлялся (с соответствующим учетом масштаба времени модели) путем двукратного интегрирования процессов с помощью прибора, разработанного И.Н.Кормициковым.

Известно, что рессорное подвешивание экипажа оказывает существенное влияние на колебания и динамическую нагруженность элементов кузова. В разрабатываемых в настоящее время перспективных тележках для скоростных грузовых поездов (включая поезда из длиннобазных вагонов) рассматривается возможность установки демпферов различных типов и конструкций.

Поэтому во второй главе диссертации проводится теоретическое исследование эффективности различных фрикционных демпферов. Для качественной оценки их работы вначале рассматриваются колебания осциллятора с массой m и жесткостью k при кинематическом гармоническом возмущении. В предположении гармонического характера перемещений Δ для четырех вариантов (I-IV) нелинейных диссипативных сил $F(\Delta, \dot{\Delta})$ вида

$$H_1 \text{sign } \dot{\Delta} \quad H_2 \Delta \text{sign } \dot{\Delta} ; H_3 |\Delta| \text{sign } \dot{\Delta} ; H_4 (1 + \Delta/f_m) \text{sign } \dot{\Delta} \quad (2)$$

НТБ
ДНУЖТ

приведены графики зависимости диссипативных сил от $\Delta, \dot{\Delta}$ и ωt
 Дифференциальные уравнения

$$m\ddot{\Delta} + \kappa\dot{\Delta} + F(\Delta, \dot{\Delta}) = m\omega_0^2 y_0 \cos \omega_0 t \quad (3)$$

решались с использованием метода гармонической линеаризации.

Коэффициенты эквивалентного вязкого сопротивления β , для вариантов I-IV оказались соответственно равными:

$$4H_1/\delta a \omega_0; 0; 2H_2/\delta a \omega_0; 4H_3/\delta a \omega_0 \quad (4)$$

Анализ выражений для амплитуд колебаний a , приведенный в работе, показал, что в случаях I, II и IV вариантов нелинейного демпфирования колебания системы на резонансной частоте неограниченно возрастают. При II варианте гашение колебаний отсутствует при любых соотношениях ω_0/ν где $\nu = \sqrt{\kappa/m}$. Резонансные амплитуды колебаний системы при III варианте диссипативной силы ограничены величиной $\delta \kappa y_0 / 2H$.

Из результатов исследований следует, что реакции многомассовых систем с демпфированием по I (кулоново трение) и IV (клиновые демпферы) вариантам при импульсном характере возмущений могут быть различными. В качестве основного демпфирующего элемента в расчетной схеме принимался, как правило, наиболее распространенный тип - клиновой гаситель.

Показано, что общим недостатком рассмотренных фрикционных гасителей колебаний являются скачки диссипативных сил и ускорений обрессоренных масс, а также наличие зон анкилозиса, затрудняющих амортизацию ударов и вибраций при некоторых уровнях возмущений. При учете увеличения коэффициента трения покоя по сравнению с трением скольжения возрастает величина зоны анкилозиса. Например, при отношении этих коэффициентов, равном 2, в случае IV варианта демпфирования (клиновые амортизаторы, листовые рессоры) диссипативная сила принимает вид: $H(1 + |\Delta|/a + \Delta/f_{cm}) \text{sign } \dot{\Delta}$, в амплитуды перемеще-

НИИ
ДНУЖИ

ний при гармоническом возмущении изменяются так же, как амплитуды колебаний линейной системы при увеличении коэффициента вязкого сопротивления β_2 на 50%.

Применительно к колебаниям вагонов рассматривается известное в механике явление вибрационного сглаживания нелинейных характеристик фрикционных демпферов высокочастотными составляющими возмущений. При бигармоническом кинематическом воздействии [в правой части уравнения (3) добавляется слагаемое $m\omega_2^2 y_2 \cos \omega_2 t$] и в виде решения $\Delta = a_0 + \Delta^\circ = A_1 \cos(\omega_1 t + \theta_1) + A_2 \cos(\omega_2 t + \theta_2)$ получены функции смещения Φ и приближенные границы зон сглаживания для кулонова трения

$$\Phi = \frac{2H}{\beta} \arcsin\left(\frac{\dot{a}_0}{y_2 \omega_2}\right) \text{ при } \dot{a}_0 < y_2 \omega_2, \quad \Phi = H \text{sign } \dot{a}_0 \text{ при } \dot{a}_0 > y_2 \omega_2 \quad (5)$$

и для клиновых демпферов

$$\Phi_{кл.} = \frac{2H}{\beta} \left(1 + \frac{a_0}{\Delta_{см}}\right) \arcsin \frac{\dot{a}_0}{y_2 \omega_2} \text{ при } \dot{a}_0 < y_2 \omega_2$$

Коэффициент эквивалентного вязкого сопротивления в обоих случаях может определяться по одинаковой формуле

$$\beta_2 \approx 2H/\beta y_2 \omega_2 \text{ при } |\dot{a}_0| \leq y_2 \omega_2 / 2 \quad (6)$$

Выражение для амплитуд низкочастотных колебаний при этих вариантах демпфирования (I и IV) приобретает вид:

$$A_1 = y_2 \frac{\left(\frac{\omega_1}{\nu}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega_1^2}{\nu^2}\right)^2 + \left(\frac{2H\omega_1}{\beta y_2 \omega_2 \kappa}\right)^2}}$$

Резонансная амплитуда оказывается равной $\beta y_2 y_2 \omega_2 \kappa m / 2H$ т.е., как и при вязком трении, является конечной величиной.

На примере определения коэффициента β_2 для полувагона, движущегося со скоростью около 100 км/ч, показано, что погрешность результатов расчета без учета высокочастотных составляющих воздействий (например, допускаемого волнообразного износа рельсов) относительно невелика при условии $\dot{a}_0 > (1,5+1,5) y_2 \omega_2$ и достигает

НТБ
ДНУЖТ

величин 300% и 30% при значениях $\Delta_{грук}$, равных соответственно 6 и 15 мм.

Исследования колебаний многомассовой системы при различных комбинациях воздействий с учетом волнообразного износа рельсов показали, что динамические напряжения в раме кузова существенно увеличиваются с ростом амплитуды y_0 или частоты ω . Влияние вибрационного сглаживания заметнее при изношенных элементах сухого трения и на пути лучшего (по содержанию стыков) качества. Резиновые прокладки в буксах снижают этот эффект. Показана возможность использования явления вибрационного сглаживания при разработке новых конструкций ходовых частей.

Третья глава посвящена теоретическим исследованиям вертикальных колебаний и оценке динамических напряжений в элементах наддрессорного строения различных экипажей. Анализ АЧХ системы выявил существенное влияние величины изгибной жесткости кузова, сил сухого трения и уровня входного воздействия на частоты резонансных колебаний, напряжения, перемещения и ускорения кузова, а также на рациональные значения параметров рессорного подвешивания.

Для наиболее распространенного типа воздействий на железнодорожный экипаж - периодически повторяющихся стыковых неровностей пути - проведен анализ соотношений дискретных и непрерывных составляющих спектральных плотностей ускорений и перемещений. Показано, что при исследовании наибольших динамических напряжений в раме длиннобазного грузового вагона, движущегося по пути со стыковыми неровностями $u_0(t) = d [1 + \cos(2\pi t/\tau_0)]/2$ ($-\tau_0/2 \leq t \leq \tau_0/2$) определяющей, как правило, является дискретная часть спектральной плотности воздействия, имеющая для второй производной по времени вид:

$$S_{\ddot{u}_0}(\omega) = \frac{2\pi^2 d^2 \omega^2}{T^2} \left| \frac{\sin(\omega\tau_0/2)}{\pi^2 - (\omega\tau_0/2)^2} \right|^2 \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - \frac{2\pi n}{T}), \quad (7)$$

где $\xi = \lambda/v$; $T = \zeta/v$; d_0, λ - средняя глубина и длина неровности; ζ - длина рельсового звена, δ - дельта-функция; z - целые числа.

Приводятся результаты исследований влияния параметров кузова и подвески на динамические коэффициенты κ_y и напряжения σ в среднем и шкворневом сечениях продольных балок некоторых длиннобазных платформ, движущихся со скоростями до 140-160 км/ч по стыковому пути. Полученные зависимости $\kappa_y(v)$ и $\sigma(v)$ существенно отличаются от билинейной зависимости, рекомендуемой в Нормках.

Если к упругим элементам рессорного подвешивания добавить демпферы сухого трения, то при увеличении до определенных значений соотношения H/d динамические напряжения снижаются. Такие значения H , являющиеся рациональными для конкретного уровня воздействий d , расположены в довольно широком диапазоне, соответствующем пониженным напряжениям. Дальнейшее увеличение H приводит к росту динамических напряжений, которые при полном блокировании комплектов существенно превышают уровень напряжений при упругой подвеске без демпферов.

Динамические коэффициенты, определяемые как отношения динамических напряжений в раме платформ к статическим, выражены с помощью методов общей теории чувствительности через величины κ_y существующего вагона-эталона и функции чувствительности коэффициента κ_y к изменению различных параметров кузова, подвески и возмущений. Исследования зависимостей κ_y от этих параметров позволили, в частности, установить рациональные значения λ для универсальной длиннобазной платформы (20-30 Тм⁻¹с) и контейнерной платформы (25-40 Тм⁻¹с). При этом жесткость рессорного подвешивания была принята равной 770 Тм⁻¹. Рациональными значениями коэффициента относительного трения φ при параметрах стыковых неровностей $d = 20$ мм и $\lambda = 3$ м являются 8-11% - для универсаль-

ной платформы и 10-15% - для контейнерной. Для этих экипажей целесообразным оказывается также снижение жесткости подвешивания до величины $600 \text{ Тм}^{-1}\text{с}$. При такой жесткости, как и в случае уменьшения глубины неровности, указанные выше рациональные значения φ снижаются: нижние границы примерно на 1%, верхние - на 3%. Необходимо отметить, что дальнейшее уменьшение φ до 5-6%, которое иногда наблюдается при износе клиновых демпферов, приводит к увеличению динамических напряжений в несколько раз. Аналогично растут величины δ и при блокировании комплектов.

В четвертой главе рассматриваются вопросы, касающиеся экспериментальных исследований: изложены результаты статистической обработки материалов ходовых испытаний различных экипажей; сопоставляются данные, полученные экспериментальным и теоретическим путем; обсуждаются способы проведения стендовых испытаний.

Приведены осциллограммы и спектральные плотности динамических напряжений в элементах кузова, а также ускорений различных точек надрессорного строения и тележек образцов длиннобазной контейнерной платформы постройки 1973, 1974 гг., скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой (достигшего при ходовых испытаниях рекордной для железных дорог СССР скорости 250 км/ч) и других вагонов. Эти испытания были проведены при непосредственном участии автора.

В качестве типового сигнала ускорений буксы при воздействии стыковой неровности (или ползуна, дисбаланса) принят осциллирующий процесс (период T_0 частота ω_0), соответствующий возникновению колебаний буксы при входе колеса в неровность, нарастанию этих колебаний на протяжении времени $T_0/2 = (nT_0) \pm (T_0/4)$ где n - целое числа, до величины i_0^{max} (или u_0^{max}) и последующему затуханию по закону, близкому к экспоненциальному. Этот сигнал приближенно аппроксимируется экспоненциально-косинусной функцией

НТ
ДНУЖТ

$\ddot{u}_0(t) = \ddot{u}_0^{max} e^{-\alpha|t|} \cos \omega_b t$, где параметр α характеризует затухание процесса, ω_b - частоту, близкую к парциальным частотам колебаний подсистемы "необредресоренные массы - упругий путь".

С учетом этого предложен вариант аналитического описания спектральной плотности ускорений буксовых узлов, которая может быть использована в качестве характеристики возмущений системы при предварительной оценке наибольших динамических напряжений в рамках длиннобазных грузовых вагонов. Эта спектральная плотность представлена в виде суммы составляющих воздействий от стыковых неровностей пути, ползуна (или неровностей круга катания колеса), возмущений, включающих высокочастотные вибрации или волнообразный износ рельсов, и случайных возмущений типа белого шума с уровнем N

$$\begin{aligned} \sum S_{\ddot{u}_0}(\omega) = & 2\alpha^2 (\ddot{u}_0^{max})^2 v^2 \left[\frac{1}{\alpha^2 + (\omega - \omega_b)^2} + \frac{1}{\alpha^2 + (\omega + \omega_b)^2} \right] \left[\frac{f}{l_p} \sum_{q=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - \right. \\ & \left. - \frac{2\pi q v}{l_p}) + \frac{1}{\pi \lambda_{кол} D_{кол}} \sum_{q=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - \frac{2\pi q v}{D_{кол}}) \right] + \frac{f^2 d_{bz} v^2}{\lambda_{bz}^2} \delta(\omega - \omega_{bz}) + N, \end{aligned} \quad (8)$$

где $D_{кол}$ - диаметр колеса; d_{bz} - глубина неровности, имеющей длину λ_{bz} и моделирующей, например, волнообразный износ рельсов в виде гармонического процесса с частотой $\omega_{bz} = 2\pi v / \lambda_{bz}$. Величины $\ddot{u}_0^{max} = \ddot{u}_{стакан}^{max}$, α и N зависят от скорости движения вагона и определяются конкретными условиями взаимодействия экипажа и пути. В целях упрощения формулы (8) принято, что величины ускорений букс $\ddot{u}_{стакан}^{max}$ от воздействия стыков примерно в 3 раза больше, чем от воздействия ползуна.

В этой же главе приведено сопоставление результатов теоретических исследований (частот свободных колебаний системы, динамических напряжений) с данными, полученным экспериментальным путем при ходовых испытаниях длиннобазных вагонов. Показано удовлетворительное совпадение теоретических и экспериментальных оценок характера зависимости $G(v)$, и значений частот свободных колебаний.

В заключительной части главы (и приложениях) описаны разработанные при участии автора испытательные стенды и устройства (два из которых признаны изобретениями), а также теоретически обоснованные способы определения АЧХ вагонов или других механических систем, позволяющие устранять влияние присоединяемой оснастки и оборудования на частоты и формы собственных колебаний объекта.

В пятой главе на основании анализа напряжений в рамах длиннобазных вагонов при расчетных режимах нагрузок по Нормам и приведенных в главе IV экспериментальных данных о нагруженности элементов наддресорного строения грузовых вагонов исследуется возможность использования различных допущений при выборе статически неопределимых расчетных схем, выявляются нагрузки и их сочетания, определяющие основные размеры сечений. Применительно к расчету длиннобазных грузовых вагонов, имеющих несущую раму в виде системы перекрестных балок, даются замечания к некоторым пунктам Норм. В частности, рекомендуется нормировать отношения наибольших статических прогибов к базе таких экипажей и не допускать их более $1/500 - 1/700$, а отношения высоты продольных балок к базе устанавливать в пределах $1/14 - 1/18$. Даются рекомендации по выбору конструкций наддресорного строения трех конкретных длиннобазных вагонов.

Сравнение вариантов рамы длиннобазной универсальной платформы по результатам теоретического прогнозирования напряжений в соответствии с разработанными методиками позволило выбрать конструкцию двух опытных образцов. Успешные испытания одного из них подтвердили корректность используемой методики расчета. Как показали теоретические и экспериментальные исследования, наибольшие динамические напряжения в раме длиннобазной универсальной платформы незначительно превышают значения напряжений в элементах серийной

НТБ
ДНУЖТ

универсальной платформы и ниже соответствующих напряжений в раме контейнерной платформы.

Выполненные по результатам исследований изменения конструкции несущей рамы вагона для перевозки сыпучих грузов (муки, полимеров) постройки 1975г. позволили снизить уровни статических и динамических напряжений в средних сечениях боковых балок на 25-35%, сделать раму более равнопрочной.

Особое место в работе отводится использованию результатов данных теоретических исследований при разработке специализированной длиннобазной платформы для перевозки большегрузных контейнеров. На основании комплексных исследований, выполненных ВНИИВ и ДО ИМ АН УССР, был сделан ряд конструктивных предложений по улучшению прочностных качеств первых образцов платформы, реализованных впоследствии Днепродзержинским, Каменским и Азовским вагоностроительными заводами при разработке и выпуске этого серийного вагона (за участие в этих работах автор награжден в 1976 г. бронзовой медалью ВДНХ СССР).

В этой же главе описаны некоторые перспективные направления совершенствования контейнерной платформы, связанные с применением продольных балок увеличенной высоты, амортизацией контейнеров в местах их опирания на раму (отдельные варианты таких устройств рассмотрены детально) и с созданием специальных ходовых частей. Предложены некоторые новые схемы и конструкции узла рессорного подвешивания, два из которых признаны изобретениями.

НТБ
ДНУЖТ

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана методика исследования вертикальных колебаний и нагруженности длиннобазных грузовых вагонов с нелинейным демпфированием в рессорном подвешивании. Предложен аппаратный способ ввода в аналоговую модель нелинейной системы полученных при ходовых испытаниях магнитных записей случайных возмущений, позволяющий при определении динамических напряжений в раме кузова учитывать процессы, имеющие место при эксплуатации вагона.

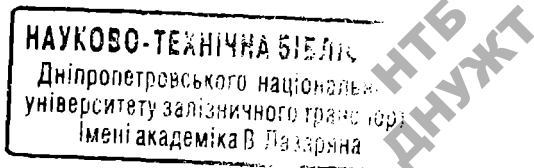
2. Показана необходимость учета в ряде случаев эффекта вибрационного сглаживания нелинейных характеристик фрикционных демпферов высокочастотными составляющими возмущений, вызванными, например, волнообразным износом рельсов.

68559
Проанализировано изменение уровней динамических напряжений в раме длиннобазной контейнерной платформы и коэффициентов эквивалентного вязкого сопротивления A , при различных возмущениях и режимах вибрационного сглаживания.

На основании анализа нелинейных колебаний вагонов и сопоставления эффективности демпферов сухого трения различного типа предложены некоторые схемы и конструкции узлов рессорного подвешивания, два из которых признаны изобретениями.

3. Исследовано влияние изгибной жесткости кузова вагона с гидравлическими и с фрикционными гасителями колебаний на величины напряжений, перемещений и ускорений обрессоренных масс, на частоты резонансных колебаний и рациональные значения параметров демпфирования при различных уровнях гармонического воздействия (по значениям АЧХ).

Разработаны испытательные стенды и устройства (два из кото -



рых защищены авторскими свидетельствами на изобретения), а также теоретически обоснованные способы и приемы исключения влияния технологического оборудования на истинные АЧХ, частоты и формы собственных колебаний объекта испытаний.

4. Показано на примерах, что при движении длиннобазного грузового вагона с фрикционными демпферами по стыковому пути динамические коэффициенты для таких экипажей зависят от параметров кузова и ходовых частей, вида и уровня возмущений и существенно различны для разных точек надпрессорного строения. Характер зависимости динамических коэффициентов от скорости движения вагона отличается от указанного в Нормах билинейного закона.

Определены функции чувствительности динамических коэффициентов к изменению различных параметров упругого кузова, рессорного подвешивания с нелинейным демпфированием и возмущений (стыковых неровностей пути и волнообразного износа рельсов).

Для длиннобазной универсальной и контейнерной платформы при жесткости комплектов 770 Тм^{-1} (на одну тележку) найдены рациональные значения коэффициента вязкого сопротивления β (20-30 и 25-40 $\text{Тм}^{-1}\text{с}$ соответственно) и относительного сухого трения φ (8-II и 10-15%); при этом длина неровности принималась равной 3 м, глубина - 20 мм. Рациональным значением жесткости подвески является величина около 600 Тм^{-1} (рациональные значения φ в этом случае на 1-3% ниже указанных).

5. Проведен статистический анализ случайных возмущений усеченной системы (ускорений буксовых узлов), а также напряжений и ускорений различных точек кузовов ряда грузовых и пассажирских вагонов. Установлено определяющее влияние дискретной части спектра воздействия периодически повторяющихся стыковых неровностей пути

НТБ
ДНУЖТ

на резонансные изгибные колебания длиннобазного грузового вагона.

Предложен вариант аналитического описания спектра характерных возмущений, который целесообразно использовать на стадии предварительной оценки динамических напряжений в элементах кузова.

6. Получено удовлетворительное совпадение результатов теоретических исследований динамических напряжений в рамках длиннобазных платформ с данными ходовых испытаний.

7. Даны некоторые рекомендации по исследованиям и проектированию (при расчете по Нормам) конструкций перспективных длиннобазных грузовых вагонов. В частности, предложено нормировать отношения статического прогиба рамы и рациональной высоты сечения продольных балок к базе вагона.

Результаты теоретических исследований колебаний и нагруженности перспективных длиннобазных экипажей, проведенных в ДО ИМ АН УССР с участием автора и с применением описанных методик (работы производились совместно с ВНИИВ, ЦНИИ МПС, ВНИИТТИВ, ДВЗ, УВЗ), использованы:

- при разработке конструкции серийной контейнерной платформы; выпуск в 1976, 1977 г.г. Абаканским вагоностроительным заводом около 1,5 тыс.шт. контейнерных платформ дал фактический экономический эффект от внедрения рекомендаций ДО ИМ АН УССР, равный 1,71 млн.руб. (в работе представлены соответствующие акты о внедрении);

- при разработке опытных образцов длиннобазной универсальной платформы и вагонов для перевозки сыпучих грузов, построенных на ДВЗ; при годовом выпуске 10 тыс.шт. универсальных платформ и 400 вагонов для перевозки сыпучих грузов потенциальный экономический эффект от внедрения рекомендаций ДО ИМ АН УССР составляет

НТБ
ДНУЖТ

соответственно 1,2 и 0,7 млн.руб. ;

- при разработке технических условий на проектирование, при создании и испытаниях макетных образцов перспективных тележек специализированных скоростных грузовых поездов в организациях: ВНИИТИВ, ЦНИИ МПС и УВЗ.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Об определении оптимальных значений сил сухого трения в рессорном подвешивании железнодорожного экипажа. Труды ДИИТ, вып.169/21, Днепропетровск, 1975, с.64-72.
2. Сравнение вариантов рамы перспективной универсальной платформы по результатам прогнозирования динамических напряжений. Труды ДИИТ, вып.182/22, Днепропетровск, 1976, с.45-49.
3. Моделирование колебаний длиннобазной платформы при детерминированных и случайных возмущениях. В кн.: Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем. Киев, "Наукова думка", 1977, с.120-127.
4. Выбор параметров подвешивания тележки по минимуму ускорений и напряжений в раме длиннобазной платформы. Т а м ж е , с.82-87 (соавтор М.А.Крививин).
5. Вычисление частот собственных колебаний при многократном варьировании параметров систем. В кн.: Алгоритмы и программы для исследования на ЭЦВМ "Минск-22" случайных колебаний дискретных механических систем. Киев, Укр.РФАП ИК АН УССР, 1972, с.95-104 (соавтор А.К.Шерстюк).
6. Об экспериментальных методах снижения влияния присоединенного технологического оборудования на частоты и формы собственных колебаний объекта испытаний. Труды ДИИТ, вып.143, Днепропетровск, 1973, с.111-120 (соавторы В.А.Лазарян, В.Ф.Ушкалов, Б.Д.Фальковский).
7. Анализ прохождения возмущения от железнодорожного пути к надрессорному строению экипажа. Труды БИИМ, вып.26, Брянск, 1974, с.69-70 (соавторы В.Ф.Ушкалов, А.К.Шерстюк).
8. Исследование распределения динамических напряжений в раме проектируемой длиннобазной платформы для перевозки контейнеров. Т а м ж е , с.222-224 (соавторы В.А.Лазарян, В.Ф.Ушкалов, В.И.Кириллов, А.К.Шерстюк, Л.И.Бослякова, В.П.Шабельский, Т.Ф.Мокрый).

НТБ
ДНУЖТ

9. Об использовании экспериментальных данных о колебаниях буксовых узлов при расчете проектируемых вагонов. Труды ДИИТ, вып.158, Днепропетровск, 1974, с.94-103 (соавторы В.Ф.Ушкалов, А.К.Шерстюк).

10. Теоретическое прогнозирование напряжений в конструкциях проектируемых экипажей. В кн.: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. Киев, "Наукова думка", 1974, с.101-110 (соавторы В.А.Лазарян, В.Ф.Ушкалов).

11. Анализ вертикальных ускорений буксовых узлов транспортного экипажа при движениях со скоростями до 245 км/ч. Там же с.111-116 (соавторы В.Ф.Ушкалов, С.Ф.Редько, В.П.Шабельский).

12. О работе фрикционных демпферов вагонов при наличии в возмущениях высокочастотных составляющих. В кн.: Проблемы механики наземного транспорта. Киев, "Наукова думка", 1977, с.58-65 (соавтор В.Ф.Ушкалов).

13. О выборе наддресорного строения длиннобазного грузового вагона на стадии проектирования. Там же, с.62-65 (соавторы Г.Д.Беляев, В.Ф.Грачев, Г.Д.Жовтобрых, А.В.Попкович, Е.Ф.Стусь).

14. Влияние высокочастотных вибраций ходовых частей на колебания вагонов с демпферами сухого трения. Тезисы докладов к Всесоюзной научно-технической конференции "Борьба с шумом и вибрацией на железнодорожном транспорте", Ленинград, 1977, с.72 (соавторы В.Ф.Ушкалов, Г.Д.Беляев).

15. Построение функций чувствительности динамических напряжений рамы длиннобазного вагона с помощью АВМ. Там же, с.94-95 (соавтор М.А.Крапивин).

16. Об особенностях расчета рам длиннобазных платформ на статические и продольные инерционные нагрузки. Труды ДИИТ, вып.190/23, Днепропетровск, 1977, с.66-71 (соавтор Л.И.Босикова).

17. Устройство для определения частот и форм собственных колебаний объекта. Авт.свид.№ 508704 с приоритетом от 21.03.72г. Бюллетень "Открытия, изобретения..." № 12, 1976, с.104-105 (соавторы В.А.Лазарян, В.Ф.Ушкалов).

18. Фрикционный амортизатор тележки грузового вагона. Авт.свид.№ 542671 с приоритетом от 3.01.74 г. Бюллетень "Открытия, изобретения..." № 2, 1977, с.41 (соавторы В.А.Лазарян, Ю.В.Демин, Г.Ф.Грачев, В.С.Иккол, В.Ф.Ушкалов, Д.Д.Мехов).

19. Испытательный стенд. Авт.свид.№ 599183 с приоритетом от 25.05.76 г. Бюллетень "Открытия, изобретения..." № 11, 1978 (соавторы В.А.Лазарян, В.Ф.Ушкалов, Д.Д.Мехов, А.П.Погребной).

20. Центральное рессорное подвешивание тележки грузового вагона. Авт.свид.№ 592648 с приоритетом от 27.6.75 г. Бюллетень "Открытия, изобретения..." № 6, 1978, с.64 (соавторы В.А.Лазарян, В.Ф.Ушкалов, В.Ф.Грачев, В.С.Иккол, Д.Д.Мехов, Г.Т.Паршиков, О.М.Савчук).

НТБ
ДНУЖТ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ И НАГРУЖЕННОСТИ ДЛИННОБАЗНЫХ
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ**

Бт № 62330. Подписано к печати 26.04.78 г. Формат 60x84 1/16.

Усл.печ.л. 1,39. Тираж 130. Заказ № 9062. Бесплатно.

**Городская типография № 3 Днепропетровского областного управления
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 320002,
г.Днепропетровск, ул. Фрунзе, 6.**

Сканировала Камянская Н.А.