

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

УДК 625.01.033 : 625.24

На правах рукописи

ШАБЕЛЬСКИЙ
Владислав Павлович

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ДЛИН-
НОБАЗНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖАХ, ДВИЖУЩИХСЯ
ПО СТЫКОВЫМ НЕРОВНОСТЯМ ПУТИ

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 – 1981

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в отделе статистической динамики транспортных средств Института технической механики АН УССР.

Научный руководитель – доктор технических наук профессор Ушкалов В.Ф.

Официальные оппоненты – доктор технических наук профессор Соколов М.М.; доктор технических наук Манашкин Л.А.

Ведущее предприятие – Всесоюзный научно-исследовательский институт вагоностроения.

Защита состоится "24" сентября 1981 г. в 14 ч.
на заседании специализированного Совета К II4.07.01 в Днепропетровском ордена Трудового Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта им. М.И. Калинина (г. Днепропетровск, 320629, ГСП, ул. Акад. Лазаряна, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "20" ноября 1981 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
кандидат технических наук,
доцент

Петрович Л.В.

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

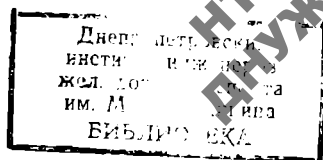
Актуальность работы. "Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", принятые на XXVI съезде КПСС, предусматривают увеличение грузооборота железнодорожного транспорта на 14-15%. Рост объема перевозок предъявляет повышенные требования к пути и подвижному составу.

Одним из направлений технического перевооружения железнодорожного транспорта является проектирование и создание новых перспективных специализированных и универсальных вагонов. Корректный учет статических и динамических напряжений еще на стадии проектирования позволяет создавать конструкции, отвечающие требованиям прочности и надежности.

С точки зрения оценки прочности конструкций длиннобазных экипажей особый интерес представляет явление раскачки наддрессорного строения от действия периодической последовательности кратковременных возмущений. При таких колебаниях в продольных несущих элементах наддрессорного строения могут возникать значительные динамические напряжения. Поэтому разработка алгоритмов исследования динамических напряжений в конструкции при таких возмущениях и оценка прочности элементов конструкции является актуальной задачей.

Цель работы. Диссертация посвящена разработке эффективных алгоритмов оценки динамических напряжений в длиннобазных железнодорожных экипажах, движущихся по отыковым неровностям пути, и применению этих алгоритмов к исследованию нагруженности несущих элементов конструкций конкретных вагонов.

Методы исследования. При теоретических исследованиях ис-



пользовались методы теории колебаний, теории импульсных систем, строительной механики, линейной алгебры; при расчетах применялись современные ЭЕМ.

Результаты теоретических исследований сопоставлялись с экспериментальными данными.

Научная новизна заключается в следующем:

- получены аналитические выражения для оценки динамических напряжений в линейных моделях железнодорожных экипажей при некоторых типах кратковременных периодических силовых и кинематических возмущений;
- предложен способ линеаризации нелинейностей в рессорном подвешивании при кратковременных возмущениях;
- разработанная по предложенному алгоритму программа для вычисления квазиупругих коэффициентов, коэффициентов влияния, форм и частот колебаний железнодорожных экипажей обладает рядом удобств для пользователей, уменьшена вероятность ошибок вследствие отсутствия промежуточных результатов;
- предложен ряд способов идентификации некоторых параметров механических систем, в том числе и нелинейных.

Практическая ценность работы. Предложенные в диссертационной работе алгоритмы и программы были использованы для исследования реальных железнодорожных экипажей с целью доработки их конструкции: специализированной платформы для перевозки большегрузных контейнеров, универсальной длиннобазной платформы, вагонов для перевозки сыпучих грузов. Применение построенных алгоритмов в совокупности с другими методами исследования статических и динамических напряжений позволило выдать рекомендации для улучшения конструкций этих экипажей. Рекомендации использованы Днепропетровским вагоностроительным заводом им. газеты "Правда"

и Абаканским вагоностроительным заводом.

Разработанные алгоритмы могут быть использованы при создании системы автоматизированного проектирования железнодорожных экипажей в качестве одной из подсистем.

Апробация. Материалы работы доложены на теоретическом семинаре по технической кибернетике в ИК АН УССР (Киев, 1971), на симпозиуме по проблемам моделирования динамики подвижного состава (Брянск, 1973), на совещании по основным проблемам скоростного движения поездов на железных дорогах СССР (Ленинград, 1977), на общегородских семинарах по механике (Днепропетровск, 1975, 1981), на Всесоюзной конференции по теории инвариантности и теории чувствительности (Киев, 1976), на Всесоюзных конференциях по механике железнодорожного транспорта (Днепропетровск, 1974, 1977, 1980); на научных семинарах отделов Института технической механики (1974-1981).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 8-ми печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из пяти глав, заключения и выводов, списка литературы и приложения. Работа содержит 108 страниц основного текста, 42 страницы иллюстрации, 18 страниц приложения и список литературы на 11 страницах (110 источников).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе показана актуальность темы диссертации, приводится обзор литературы по исследуемому вопросу.

Фундаментальными работами в области изучения колебаний железнодорожных экипажей являлись труды отечественных и зарубежных ученых: Е.П. Блохина, М.Ф. Вериго, С.В. Вершинокого, М.В. Вино-

курова, А.М. Годыцкого-Цвирко, В.Н. Данилова, Н.Е. Жукковского, В.Н. Иванова, И.П. Исаева, Л.А. Кальницкого, А.А. Камаева, Д.Е. Карминского, Н.А. Ковалева, К.П. Королева, С.И. Конашенко, М.И. Коротенко, Н.Н. Кудрявцева, С.М. Куценко, В.А. Лазаряна, А.А. Львова, Л.А. Манашкина, В.Б. Медела, Е.Н. Никольского, И.Н. Никольского, М.П. Пахомова, Н.П. Петрова, А.А. Попова, А.Н. Савоськина, М.М. Соколова, Т.А. Тибидова, С.П. Тимошенко, И.И. Челнокова, А.А. Чадуря, Г.М. Шахуняца, П.В. Шевченко, В.Ф. Яковлева, Голлау, Картера, Коффмана, Марье, Моллера, Шперлингга и ряда других.

Для исследования динамических напряжений в железнодорожных экипажах наддрессорное строение необходимо моделировать упругой конструкцией.

Теоретические исследования динамических напряжений в частотной области приведены в работах В.Ф. Ушкалова. В настоящей работе с целью оценки максимальных напряжений исследования проводятся во временной области.

Во второй главе рассмотрены линейные и нелинейные механические системы, моделирующие железнодорожные экипажи. Вначале исследуются колебания механических систем с неупругим сопротивлением, пропорциональным жесткости, при силовых возмущениях. В этом случае дифференциальные уравнения колебаний имеют следующий вид:

$$M\ddot{x} + \alpha\dot{x} + cx = F(t). \quad (I)$$

Здесь M, c - ($n \times n$) матрицы инерционных и квазиупругих коэффициентов, x - вектор обобщенных координат, $F(t)$ - вектор возмущений (содержит l первых ненулевых компонент), α - коэффициент пропорциональности, t - время, n - число степеней свободы.

Вектор динамических напряжений σ в конструкции определя-

ется в виде произведения матрицы напряжений от единичных сил (матрицы влияния) $\mathcal{G}_{cm}$ на разность векторов возмущающих и инерционных сил:

$$\mathcal{G}_j = \mathcal{G}_{cm} [F(t) - M\ddot{x}]. \quad (2)$$

С использованием разложения решения уравнения (1) по главным формам колебаний $x = Bz$, где z - главные координаты, B - матрица собственных векторов, получена система независимых уравнений следующего вида:

$$\ddot{z}_j + \alpha \omega_j^2 \dot{z}_j + \omega_j^2 z_j = \sum_{k=1}^l \mathcal{G}_{kj} f_k(t) \quad (j = 1, 2, \dots, n), \quad (3)$$

в которых ω_j - круговая частота собственных колебаний соответствующей консервативной системы.

Для решения задачи о действии на линейные осцилляторы (3) периодической последовательности импульсов заданной формы в работе применяются методы теории импульсных систем. Решение находится в аналитическом виде для установившегося режима колебаний. При этом используется теорема о конечном значении релаксационной функции.

В работе рассмотрено три типа силовых возмущений - импульсов различной формы: мгновенных, прямоугольных и импульсов, описываемых формулой $f(t) = 0.5S \cos(1 - \frac{2\pi Vt}{l_n})$, где S - максимальное значение силы, V - скорость движения экипажа, l_n - длина некоторой неровности, при проходе которой возникает данные силовые возмущения.

Так, при возмущении периодической последовательности прямоугольных импульсов

$$\begin{aligned} f(r, t) &= S & (0 < t < \delta), \\ f(r, t) &= 0 & (\delta < t < 1) \end{aligned} \quad (r = 0, 1, 2, \dots)$$

получено следующее решение для установившихся значений вторых производных главных координат:

$$\ddot{x}^{(r)}(\varepsilon) = \frac{S\omega_r}{B\omega} \left\{ e^{-\beta\varepsilon} \sin(\omega\varepsilon + \psi + \psi_r) - e^{-\beta(t+\varepsilon-\delta)} \sin[\omega(t+\varepsilon-\delta) + \psi + \psi_r] \right\} \quad (0 \leq \varepsilon \leq \delta),$$

$$\ddot{x}^{(r)}(\varepsilon) = \frac{S\omega_r}{B\omega} \left\{ e^{-\beta\varepsilon} \sin(\omega\varepsilon + \psi + \psi_r) - e^{-\beta(\varepsilon-\delta)} \sin[\omega(\varepsilon-\delta) + \psi + \psi_r] \right\} \quad (\delta \leq \varepsilon \leq t).$$

В этих формулах S – значение силы, r – номер импульса, ε – смещение решетчатой функции (позволяет распределить решетчатую функцию в интервале между двумя последовательными импульсами, $\varepsilon = (t - rT)/T$, $0 \leq \varepsilon \leq 1$), $T = L/V$ – период поступления импульсов, L – длина рельсового звена, $\omega_r = \omega_r T$, $\beta = \alpha\omega_r^2 T/2$, $\omega = \sqrt{\omega_r^2 - \beta^2}$, $B = \sqrt{1 - 2e^{-\beta} \cos \omega + e^{-2\beta}}$, $\psi = \text{Arctg} \frac{e^{-\beta} \sin \omega}{1 - e^{-\beta} \cos \omega}$, $\psi_r = \text{Arctg} \frac{\omega}{-\beta}$. Функция Arctg принимает значения из интервала $[0, 2\pi]$.

С помощью линейного преобразования найдены решения для установившихся значений вторых производных исходных обобщенных координат: $\ddot{x} = B\ddot{\varepsilon}$.

В том случае, когда демпфирование в системе не пропорционально жесткости, дифференциальные уравнения колебаний имеют вид:

$$H\ddot{x} + H\dot{x} + Cx = F(t), \quad (4)$$

где H – матрица диссипации.

Для нахождения решения колебания раскладываются по главным формам, которые в общем случае являются комплексными. Уравнение (4) в нормальной форме Коши имеет следующий вид:

$$\ddot{y} - Ay - p, \quad \text{где } y = [x, \dot{x}]', \quad p = [0, -H^{-1}F]', \quad A = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -H^{-1}C & -H^{-1}H \end{bmatrix}$$

Здесь $'$ означает операцию транспонирования. Матрицы собст-

венных значений Λ и векторов B получены из решения матричного уравнения: $AB = BA$.

После нахождения с помощью методов теории импульсных систем установившихся значений первых производных фазовых координат определены значения вторых производных обобщенных координат:

$$\ddot{x} = B_2 \dot{x}, \quad \ddot{z} = B^T y,$$

где B_2 — нижняя половина матрицы собственных векторов.

Таким способом в работе получены решения при действии на систему различных периодических кратковременных воздействий, в том числе моделирующих стыковые неровности. В частности, получено решение в замкнутой форме при кинематических возмущениях, описываемых выражением

$$q_k(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{d^n}{dt^n} \left[\sigma_0(Vt - rT - a_k) - \sigma_0(Vt - rT - a_k - l_n) \right] \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi Vt}{l_n} \right) \quad (k = 1, 2, \dots, l)$$

и протупавших на k -ю колесную пару. Здесь a_k — расстояние от k -й колесной пары до ближайшей по ходу неровности в момент входа в неровность 1-й колесной пары, σ_0 — единичная функция Хевисайда; l_n, d — длина и наибольшая глубина неровности.

При учете сухого трения в рессорном подвешивании экипажа задача определения динамических напряжений существенно усложняется.

Для оценки динамических напряжений исходная нелинейная система линеаризуется, при этом критерием эквивалентности линеаризованной и исходной моделей служит равенство рассеяния энергии в рессорных комплектах за период прохода экипажем одного рельсового звена. При определении рассеиваемой энергии производится численное интегрирование упрощенной модели железнодорожного экипажа, число степеней которой мало, далее находится эквивалент-

ное вязкое сопротивление в рессорном подвешивании и определяют- ся оценки динамических напряжений с использованием модели с не- обходимым числом степеней свободы.

В работе изложен также алгоритм линеаризации системы в слу- чае, когда на экипаж действуют как периодические детерминирован- ные возмущения от стыковых неровностей, так и случайные возмуще- ния, вызванные волнообразным износом рельсов.

Одной из трудностей, возникающих при исследовании механи- ческих систем со многими степенями свободы, является сложность отыскания матриц квазиупругих коэффициентов (матрица C в урав- нении (1)) и коэффициентов влияния (матрица $\delta_{\text{ст}}$ в соотношении (2)). Существующие программы расчета статически неопределимых систем, каковыми являются и железнодорожные экипажи, для определения этих матриц неудобны из-за большого объема необходимой информа- ции.

В связи с этим в третьей главе приведен объединенный алго- ритм расчета стержневых систем с целью нахождения матрицы ква- зиупругих коэффициентов, матрицы влияния, форм и частот собст- венных колебаний консервативной системы.

Для расчета используется метод перемещений, т.к. в этом случае легко выбирается основная система, матрица системы канонических уравнений имеет ленточную структуру.

Решаются две системы: 1-я - для отыскания матрицы влияния, 2-я - для отыскания матрицы квазиупругих коэффициентов. Особен- ностью предлагаемого алгоритма является способ одновременного формирования канонических систем уравнений.

В качестве элементарных подсистем выбраны балка с двумя заделанными концами и балка с заделанным и шарнирно-опертым концами. При получении усилий в основной системе от единичных

перемещений учитывается жесткость стержней на сдвиг.

После нахождения матриц инерционных и квазиупругих коэффициентов решается задача о собственных значениях λ и векторах B матричного уравнения $CB = MB\lambda$.

В главе приведен обзор методов решения этого уравнения.

Для получения корректных оценок динамических напряжений необходимо, чтобы математическая модель с достаточной степенью точности описывала поведение железнодорожного экипажа. Даже в тех случаях, когда структура математической модели известна, определение некоторых параметров иногда связано с большими трудностями. Поэтому в четвертой главе рассмотрены методы частичной идентификации отдельных параметров железнодорожных экипажей: изгибной жесткости кузова вагона, жесткости и трения в реосормном подвешивании.

Для нахождения оценок изгибной жесткости кузова решается задача о собственных значениях матричного уравнения

$$[C - \mu(\lambda M - K)]y = 0,$$

где μ — собственное значение, $\mu = 1/\gamma$. γ — оценка изгибной жесткости, K — диагональная матрица жесткостей пружинных комплектов, $\lambda = \omega^2$ — квадрат собственной круговой частоты, M — матрица $(n \times n)$ инерционных коэффициентов, C — матрица $(n \times n)$ квазиупругих коэффициентов при $\gamma = 1$. Матрицу C легко определить, воспользовавшись алгоритмом, приведенным в гл. 3.

Предполагается, что известны матрицы M, B , а частоты собственных колебаний определены экспериментальным путем. В работе показано, что для оценки изгибной жесткости необходима информация как минимум о двух собственных частотах или о собственной частоте и соответствующей ей форме колебаний.

НТБ
ДНУЖТ

Разработанный алгоритм применяется в работе с целью построения упрощенной модели экипажа.

Для идентификации жесткости, вязкого и сухого трения в рессорном подвешивании экипажа исследовалась многомассовая механическая система, представленная в виде совокупности подсистем, соединенных с соседними подсистемами упруго-вязко-фрикционными или упруго-вязкими элементами. Анализировались колебания только тех подсистем, которые соединяются с помощью идентифицируемых элементов.

Колебания подсистемы, моделирующей надрессорное строение, раскладывались по формам колебаний этой же подсистемы, у которой отброшены связи с другими подсистемами. После перехода к главным координатам найдены установившиеся решения при гармоническом возмущении. При этом с помощью гармонической линеаризации сила сухого трения заменяется эквивалентным вязким трением. После обратного перехода к исходным обобщенным координатам записываются решения для тех обобщенных координат, с которыми соединены рессорные комплекты.

После введения в рассмотрение частотных характеристик получена система линейных алгебраических уравнений относительно искомых параметров жесткости, вязкого и сухого трения рессорного подвешивания. Минимальной информацией, которая необходима для идентификации, являются параметры подсистемы, моделирующей надрессорное строение, и частотные характеристики перемещений масс системы, соединенных рассматриваемыми элементами.

В работе рассмотрен и несколько иной подход к идентификации параметров рессорного подвешивания, при котором его структура заранее не задается. Для идентификации используются частотные характеристики перемещений тех масс системы, которые соединяются

НТБ
ДНУЖТ

рессорным подвешиванием:

$$W_j^{(m)} - \sum_{\gamma=1}^n \frac{\Phi_{j\gamma}^{(m)}}{\Phi_{j\gamma}^{(m)}} (W_0^{(m)} - W_\gamma^{(m)}) \quad (j = 1, 2, \dots, m). \quad (5)$$

Здесь $W_j^{(m)}$ — частотная характеристика для j -й координаты подсистемы с номером „ γ “, $\Phi_{j\gamma}^{(m)}$ представляет собой частотную характеристику для j -й координаты, выделенной из составной механической системы подсистемы с номером „ 0 “ при подаче силового возмущения на ее γ -ю массу; $\Phi_{j\gamma}^{(m)}$ — частотная характеристика рессорного подвешивания, один конец которого закреплен, а на второй действует силовое возмущение.

По известным параметрам подсистемы „ 0 “, находятся частотные характеристики $\Phi_{j\gamma}^{(m)}$. Таким образом, получается система линейных уравнений (5) относительно величин, обратных неизвестным частотным характеристикам рессорного подвешивания. После определения значений частотных характеристик идентифицируемых элементов для ряда частот, проводится качественная идентификация путем сопоставления с характеристиками эталонных элементов различных типов рессорного подвешивания, а затем определяются и значения параметров выбранной модели.

В пятой главе разработанные алгоритмы применены для исследования динамических напряжений в конкретных железнодорожных экипажах: специализированной платформе для перевозки большегрузных контейнеров, длиннобазной универсальной платформе и вагонах для перевозки сыпучих грузов.

Ходовые испытания первого образца платформы для перевозки большегрузных контейнеров показали, что в продольных несущих элементах рамы возникают значительные динамические напряжения. В результате исследований, проведенных Днепропетровским отделением Института механики АН УССР (с мая 1980 г. — Институт техни-

ческой механики АН УССР) и ВНИИ вагоностроения, были выбраны такие параметры платформы (база платформы, длина консоли, жесткость основных несущих элементов на изгиб), при которых уровень динамических напряжений существенно снизился.

Результаты динамических испытаний опытного образца длиннобазной контейнерной платформы (в работе - образец № 2), построенной ДВЗ им. газеты "Правда" с учетом выданных рекомендаций, подтвердили теоретические расчеты.

В эксперименте, как и в теоретических исследованиях, первая форма колебаний сопровождается интенсивным изгибом наддрессорного строения, особенно в образце № I платформы. При этом максимальные динамические напряжения возникают при резонансе именно на этой частоте, когда период собственных колебаний равен периоду поступления стыковых неровностей.

Расчетом установлено и экспериментом подтверждено, что максимальные динамические напряжения в образце № I платформы на 30-80% выше, чем в образце № 2.

В работе исследовано также влияние формы импульса на динамические напряжения. Оказалось, что форма импульса оказывает более значительное влияние на напряжения при малых скоростях движения и менее заметно - при больших скоростях.

Показано, что для оценки динамических напряжений в продольных элементах можно применять расчетную схему, в которой боковые и хребтовая балки объединены в одну продольную балку.

Установлено, что максимальные динамические напряжения в продольных элементах рамы при движении платформы по пути с рельсовыми звеньями длиной 12,5 м на 60-70% выше, чем при движении по пути с рельсами длиной 25 м. Напряжения, возникающие в конструкции экипажа, движущегося с околорезонансной скоростью, при

НТБ
ДНУЖТ

больших длинах неровностей выше, чем при малых (при одинаковой глубине неровностей). В районе малых скоростей наблюдается обратная картина.

Для линеаризации сил сухого трения в рессорном подвешивании построена упрощенная модель платформы со значительно меньшим числом степеней свободы. Получены оценки динамических напряжений в линеаризованной и исходной нелинейной моделях. Они оказались ниже, чем оценки напряжений для линейной модели.

Исследовано влияние волнообразного износа рельсов на динамические напряжения в раме платформы. Волнообразный износ рельсов задавался как добавка к периодически действующим возмущениям от стыковых неровностей.

При расчете оказалось, что динамические напряжения при учете случайных неровностей от волнообразного износа повышаются на 20-70%.

В работе сопоставлены по уровню динамических напряжений два окончательных варианта универсальной длиннобазной платформы. Эти конструкции платформы созданы впоследствии на ДВЗ им. газеты "Правда" по рекомендациям ВНИИВ и ИТМ АН УССР, выданным в результате совместных исследований.

Уровень динамических напряжений в обоих вариантах платформы при рассмотренных возмущениях примерно одинаков и ниже, чем в контейнерной платформе при одинаковой массе нагрузки.

Для одного из вариантов платформы рассмотрено влияние на динамические напряжения различных способов загрузки платформы: равномерной- распределенной массой 62 Мг и массой 2 x 30 Мг, расположенной посередине боковых балок. Установлено, что при втором способе загрузки динамические напряжения в среднем по сечению хребтовой и боковых балок существенно выше, чем при первом спо-

НИИ
ДНУЖТ

ообе, эсобенно при движении с резонансной скоростью.

В работе исследованы также динамические напряжения в рамах вагонов для перевозки сыпучих грузов. В конструкции первого варианта такого вагона при ходовых испытаниях возникали значительные (до 90 МПа) динамические напряжения. В дальнейшем по рекомендациям ВНИИБ и ДОИМ АН УССР конструкция вагона была изменена.

В результате расчетов установлено, что при периодических возмущениях от стыковых неровностей пути динамические напряжения в доработанном варианте вагона снизились на 30-40%. При этом сопоставлялись напряжения, полученные с использованием как линейных, так и нелинейных расчетных схем и при учете добавок от волнообразного износа рельсов.

Результаты этих теоретических расчетов также подтверждены экспериментальными данными.

Приложение содержит программу для оценки динамических напряжений в линейной модели железнодорожного экипажа при периодических кинематических возмущениях и акты внедрения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Получены решения в замкнутой форме для оценки динамических напряжений в длиннобазных железнодорожных экипажах, движущихся по детерминированным стыковым неровностям пути и моделируемых линейными системами.

2. Проведена линеаризация нелинейностей в рессорном подвешивании экипажа при его движении по пути, содержащем стыковые неровности и волнообразный износ рельсов.

3. Разработаны алгоритмы для отыскания матрицы квазиупругих коэффициентов, матрицы влияния, форм и частот свободных колеба-

НТБ
ДНУЖТ

ний системы, моделирующей железнодорожный вагон. Исходными данными при расчете являются инерционные, габаритные и жесткостные характеристики экипажа.

4. Предложены способы идентификации параметров железнодорожных экипажей: изгибной жесткости кузова, жесткости, вязкого и сухого трения в рессорном подвешивании.

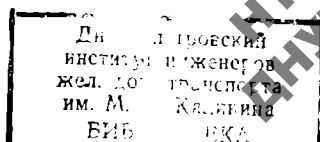
5. Разработанные алгоритмы применены для исследования колебаний длиннобазных железнодорожных экипажей: специализированной платформы для перевозки большегрузных контейнеров, универсальной длиннобазной платформы, вагонов для перевозки сыпучих грузов (муки и полимеров). В результате исследований, выполненных с использованием данных алгоритмов и других методов определения нагруженности вагонов, были разработаны рекомендации, направленные на снижение уровня статических и динамических напряжений в надрессорном строении экипажей.

6. Теоретическими расчетами было установлено, а при динамических испытаниях опытных образцов исследуемых экипажей подтверждено, что динамические напряжения в надрессорном строении в результате предложенных доработок уменьшились на 20-40%.

7. Результаты исследований внедрены на Днепродзержинском вагоностроительном заводе им. газеты "Правда" и Абаканском вагоностроительном заводе.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Шабельский В.П. Об определении динамических напряжений в транспортном экипаже при импульсном возмущении. - Тр. ДИТа, 1975, вып. 169/21, с. 72-77.



2. Ушкалов В.Ф., Шабельский В.П. Определение динамических напряжений в рельсовом экипаже, движущемся по стыковым неровностям. - Тр. ДИИТа, 1976, вып. 162/22, с. 38-44.
3. Шабельский В.П. К оценке динамических напряжений в рельсовом экипаже, движущемся по детерминированным стыковым неровностям. - В кн.: Механика наземного транспорта. Киев: Наук. думка, 1977, с. 49-53.
4. Ушкалов В.Ф., Редько С.Ф., Шабельский В.П. Идентификация характеристик жесткости и демпфирования транспортных экипажей по неполным экспериментальным данным. - Тр. ВНИИ вагоностр., 1974, вып. 23, с. 57-67.
5. Ушкалов В.Ф., Шабельский В.П. Идентификация жесткости и сухого трения в элементах многомассовых механических систем. - В кн.: Колебания, прочность и устойчивость сложных механических систем. Киев: Наук. думка, 1979, с. 40-45.
6. Ушкалов В.Ф., Редько С.Ф., Кулябко В.В., Шабельский В.П. Анализ вертикальных ускорений буксовых узлов транспортного экипажа при движении со скоростями до 245 км/ч. - В кн.: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. Киев: Наук. думка, 1974, с. III-II6.
7. Резников Л.М., Шабельский В.П. Вычисление вещественных собственных значений и векторов обобщенного уравнения с диагональной и симметричной матрицами. - В кн.: Алгоритмы и программы для исследования на ЭЦВМ "Минск-22" случайных колебаний дискретных механических систем. Киев: Изд. Института кибернетики АН УССР, 1972, с. 67-79.
8. Резников Л.М., Шабельский В.П. Определение вещественных собственных значений и векторов обобщенного уравнения с

двумя симметричными матрицами. – Там же, с. 80–94.

М.М.М.

Шабельский Владислав Павлович

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В
ДЛИННОБАЗНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖАХ,
ДВИЖУЩИХСЯ ПО СТЫКОВЫМ НЕРОВНОСТЯМ ПУТИ

05.22.07 – подвижной состав и тяга поездов.

Подписано к печати 6.II.81 г. БТ 60380

Формат бумаги 60х84/16. Бумага для множительных аппаратов. Ротапринт.
Усл.печ.л. I,16. Уч.-изд.л. I. Тираж 100. Заказ № 1231.
Бесплатно.

Участок оперативной полиграфии ДИИТа.

320629, ГСП, Днепропетровск, 10, ул. Акад. В.А.Лазаряна, 2.

Сканировала Камянская Н.А.

НТБ
ДНУЖТ