

СССР — МПС

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА им. М. И. КАЛИНИНА

---

На правах рукописи

УШКАЛОВ Виктор Федорович  
кандидат технических наук

ИССЛЕДОВАНИЕ СЛУЧАЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ  
РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ  
ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ИХ  
КОНСТРУКЦИЯХ

(05.22.07 — подвижной состав и тяга поездов)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Днепропетровск  
1975

НТБ  
ДНУЖТ

СССР - МПС  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА им. М.И. КАЛИНИНА

---

На правах рукописи

УШКАЛОВ Виктор Федорович  
кандидат технических наук

ИССЛЕДОВАНИЕ СЛУЧАЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСОВЫХ  
ЭКИПАЖЕЙ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ  
НАПРЯЖЕНИЙ В ИХ КОНСТРУКЦИЯХ

(05.22.07 - подвижной состав и тяга поездов)

6630a-

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Днепропетровск  
1975

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА  
Дніпропетровського національного  
університету залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта и Днепропетровском отделении Института механики АН УССР.

Научный консультант - Заслуженный деятель науки УССР  
академик АН УССР доктор технических  
наук профессор В.А.ЛАЗАРЯН.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук профессор	В.Б.МЕДЕЛЬ,
доктор технических наук профессор	Л.Н.НИКОЛЬСКИЙ,
доктор физико-математических наук	
профессор	О.А.ГОРОШКО.

Ведущее предприятие (учреждение) - Всесоюзный научно-исследовательский институт вагоностроения.

Автореферат разослан "27" февраля 1975 г.

Защита диссертации состоится "3" апреля 1975 г. в 14 часов на заседании Ученого совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта (г.Днепропетровск, ул.Университетская, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы просим направлять в двух экземплярах по адресу: 320629, г.Днепропетровск, ул.Университетская, 2, Институт инженеров железнодорожного транспорта.

Ученый секретарь Совета  
кандидат химических наук доцент

В.Н.ПЛАХОТНИК

НТБ  
ДНУЖТ

Современный этап развития транспортного машиностроения характеризуется резким повышением требований к динамическим, прочностным и эксплуатационным качествам вновь создаваемых образцов подвижного состава.

Для выполнения государственных планов по увеличению пропускной и провозной способностей железных дорог, повышению эффективности использования металла, а также созданию транспортных средств, отвечающих современным требованиям, необходимо решить ряд важных научно-технических проблем, в том числе - повышение конструктивных скоростей экипажей, создание вагонов большей грузоподъемности и с улучшенными весовыми характеристиками, проектирование более равнопрочных и достаточно надежных конструкций, обеспечение большего комфорта для пассажиров и надлежащей виброзащиты специальных грузов.

Одним из условий успешного решения стоящих перед транспортным машиностроением проблем является повышение качества проектирования с учетом сложных явлений, происходящих при работе транспортного экипажа в нормальных условиях эксплуатации.

Известно, что на движущийся рельсовый экипаж действуют случайные возмущения. Изучение его поведения в условиях случайного нагружения относится к области статистической динамики рельсовых экипажей.

Основой статистической динамики рельсовых экипажей служат методы динамики подвижного состава, а также статического прочностного расчета вагонов, в разработку и развитие которых особенно большой вклад внесли Н.Е.Жуковский, В.Б.Медель, В.А.Лазарян, М.Ф.Вериго, Л.Н.Никольский, Е.Н.Никольский, С.В.Вершинский, И.П.Исаев, С.М.Кущенко, Н.А.Ковалев, И.И.Челноков, Л.А.Шадур, В.Н.Давылов, М.П.Пахомов, Ю.Кофман, Е.Шперлинг, Т.Мацудайра и др.

В статистической динамике рельсовых экипажей широко используются также отдельные методы, разработанные в теории автоматического управления и регулирования, теории случайных функций, статистической динамике твердого тела и конструкций и в других областях.

В соответствии с классификацией В.В.Болотина основной задачей статистической динамики является задача об определении вероятностных свойств реакций системы (выходов) при известных вероятностных свойствах возмущений (входов). Применительно к рельсовым экипажам эта задача рассматривалась в монографиях М.Ф.Вериго, С.С.Крепко-

горского, Л.О.Грачевой, А.Я.Когана, Т.А.Тибилова, в статьях В.Б.Медела, И.П.Исаева, Г.П.Бурчака, А.Н.Савоськина, И.И.Вучети-ча, О.П.Граписа, В.Г.Матвеева, Э.М.Сорочкина и др.

Вопросам синтеза отдельных параметров рельсовых экипажей в статистической постановке посвящены работы Т.А.Тибилова и С.М.Курченко, И.П.Карпова.

Наименее изученными задачами статистической динамики рельсовых экипажей являются обратные задачи о нахождении вероятностных свойств возмущений по измеренным реакциям известной системы и об определении параметров самой системы по экспериментальным данным о ее возмущениях и реакциях (задача идентификации).

В известных работах по статистической динамике рельсовых экипажей наддресорное строение экипажа представлено в виде абсолютно твердого тела. В таком случае с помощью теоретических методов не могут быть оценены динамические напряжения при изгибе или кручении рамы экипажа, что крайне необходимо для расчета элементов наддресорного строения на усталостную прочность (а следовательно, и для создания более равнопрочных и надежных конструкций наддресорного строения). В то же время экспериментальные исследования колебаний экипажей в нормальных условиях эксплуатации показывают, что динамические напряжения при изгибных колебаниях отдельных типов подвижного состава могут достигать существенных величин. Так, согласно данным Ю.Кoffмана, С.Вайсхаупта, Д.Сиднея именно изгибные колебания наддресорного строения явились причиной изменения конструкций некоторых экипажей.

Цель реферируемой работы состоит в разработке способов, приемов и алгоритмов решения отдельных задач статистической динамики рельсовых экипажей с учетом конечной жесткости элементов их наддресорного строения, разработке методики прогнозирования динамических напряжений в конструкциях проектируемых экипажей, приложении этих разработок к исследованиям случайных вертикальных колебаний конкретных железнодорожных вагонов и созданию более совершенных конструкций некоторых экипажей, экспериментальной проверке сформулированных рекомендаций.

Диссертация состоит из 8 глав, 2 приложений, выводов и списка литературы.

В первой главе описано состояние вопроса, перечислены задачи исследования, обоснован выбор основных методов решения поставленных задач, показана связь между главами диссертации. Отмечено,

что в работе широко используется зависимость между спектральными плотностями входов  $S_{\lambda\mu}^{(y)}(\omega)$  и выходов  $S_j^{(y)}(\omega)$  линейной (или линеаризованной) асимптотически устойчивой динамической системы при установившемся режиме ее движения

$$S_j^{(y)}(\omega) = \sum_{\lambda=1}^r \sum_{\mu=1}^r W_{j\lambda}(\omega) W_{\lambda\mu}^*(\omega) S_{\lambda\mu}^{(y)}(\omega) \quad (j=1, 2, \dots, n), \quad (I)$$

где  $W_{j\lambda}(\omega)$ ,  $W_{\lambda\mu}(\omega)$  - частотные характеристики (ЧХ) системы.

При известных  $S_{\lambda\mu}^{(y)}(\omega)$  ( $\lambda, \mu = 1, 2, \dots, r$ ) точность, сложность и трудоемкость вычисления спектральных плотностей реакций системы  $S_j^{(y)}(\omega)$  ( $j = 1, 2, \dots, n$ ) зависят от принятого способа определения комплексных ЧХ, число которых равно  $n \times r$ . Если модель рельсового экипажа сложная и необходимо провести детальное исследование ее случайных колебаний, то целесообразно иметь аналитические выражения ее ЧХ в замкнутой форме - в виде функции не только частоты, но и отдельных параметров модели (или важнейших показателей динамических свойств всей модели либо ее частей). Это позволяет, во-первых, существенно сократить объем вычислений (особенно при необходимости изменения лишь некоторых параметров модели), во-вторых, организовать более эффективный поиск нужных параметров при совершенствовании конструкции (например, при оптимизации отдельных параметров системы), в-третьих, использовать парциальные характеристики частей модели (в том числе и найденные в эксперименте). Очень важно при этом получить универсальные алгоритмы, пригодные для исследования не только определенной модели какого-то конкретного рельсового экипажа, но и целого класса подобных моделей с произвольным числом степеней свободы.

Перечисленным выше требованиям в наибольшей степени отвечает способ определения ЧХ с использованием предложенного А.Н.Крыловым приема разложения решения по собственным формам соответствующей однородной задачи. Этот способ в реферируемой работе принят в качестве основного.

Вторая глава диссертации посвящена некоторым вопросам теории случайных колебаний линейных многомассовых систем, моделирующих транспортные экипажи. Здесь рассмотрены три группы многомассовых систем: однородно демпфированные, неоднородно демпфированные и составные.

К первой группе относятся системы, демпфирование в которых

учитывается по одной из гипотез: либо комплексной жесткости (гипотеза Е.С.Сорскина), либо вязкого трения (гипотеза Фойгта); причем, в последнем случае матрица демпфирования должна представлять линейную комбинацию матриц инерционных и квазиупругих коэффициентов. Собственные формы демпфированных таким образом систем точно совпадают с собственными формами соответствующих консервативных систем. Основная задача статистической динамики применительно к таким моделям решается наиболее просто: выражения ЧХ легко представляются в замкнутой форме и при известных энергетических спектрах возмущений нетрудно найти спектральные плотности реакций системы.

Задача существенно усложняется, если демпфирование в системе неоднородное (вторая группа систем). Здесь собственные векторы являются комплексными и для разложения решения по собственным формам используются две матрицы собственных векторов удвоенной размерности: правая и левая. В этой задаче приходится переходить от вектора обобщенных координат к вектору состояний. Для этого случая задача также решена и получены алгоритмы в замкнутой форме. Однако следует отметить, что исследование случайных колебаний неоднородно демпфированных систем с использованием комплексных собственных векторов при большой размерности системы требует выполнения очень большого объема вычислительной работы.

Поэтому возникла необходимость построить алгоритм исследования случайных колебаний системы с неоднородным демпфированием при использовании только вещественных собственных векторов некоторых матриц. Оказалось, что это можно сделать без потери точности, если рельсовый экипаж представить в виде составной механической системы, состоящей из однородно демпфированных подсистем, соединенных упругонесовершенными связями (третья группа систем). Предложенный в работе способ основан на сочетании двух приемов: а) использование для каждой подсистемы своего набора базисных функций и б) побочное решение (с учетом связей между блоками) системы алгебраических уравнений, полученных после перехода из временной области в частотную. Первый прием предусматривает формальное разложение комплексных амплитуд колебаний подсистемы в составе полной системы по собственным формам этой же подсистемы, рассматриваемой отдельно (что дает локальную, внутриблочную, диагонализацию матриц, не устраняя, естественно, связей между отдельными блоками матриц), второй позволяет учесть важную особенность системы — число связей между подсистемами в моделях рельсовых экипажей, как правило, существенно меньше числа степеней свободы всей системы.

В отличие от методов, изложенных в работах Харти, Крайга и Бемптона, здесь требования непрерывности системы и совместности перемещений выполняются автоматически, так как в предложенном способе не используются принципы расчленения и сочленения конструкций. В реферируемой работе исходные уравнения записываются сразу для полной системы с учетом, естественно, непрерывности системы и взаимосвязанности перемещений отдельных подсистем. Затем все эти уравнения преобразуются таким образом, чтобы ЧХ полной системы оказались выраженными через ЧХ подсистем. При этом используются собственные формы этих подсистем, найденные при соблюдении следующих граничных условий: точки стыковки рассматриваемой подсистемы с соседними подсистемами (или связями, соединяющими подсистемы) всегда незакреплены, т.е. остаются свободными.

Данный способ может быть использован при любом линейном сопротивлении в каждой из подсистем. Однако он наиболее эффективен, если сложную механическую систему можно разделить на подсистемы именно таким образом, чтобы в каждой подсистеме демпфирование было однородное и распределено пропорционально массам или жесткостям. Тогда собственные формы этих подсистем можно определять без учета рассеяния энергии в подсистемах. К такому классу механических систем относятся почти все линейные многомассовые расчетные схемы, моделирующие рельсовые экипажи с учетом упругости наддрессорного строения и рам тележек.

В работе получены решения для многомассовых систем с произвольным конечным числом степеней свободы, моделирующих экипажи с одинарным и с двойным рессорным подвешиванием. Ниже в качестве примера приведены аналитические выражения ЧХ для плоской расчетной схемы экипажа с двойным рессорным подвешиванием, связывающих вертикальные перемещения третьей колесной пары с вертикальными перемещениями произвольной точки кузова или одной из тележек:

а) для точек кузова над пятниками тележек и произвольной  $j$ -й точки наддрессорного строения

$$W_{1n,3}^{(k)} = \frac{\varphi_{4,5}^{(2T)} \varphi_{1n,2n}^{(k)} [\varphi_{4,4}^{(2T)} + \varphi^{(4P)}]}{\varphi^{(6P)} \left\{ [\varphi_{2n,2n}^{(k)} + \varphi_{4,4}^{(2T)} + \varphi^{(4P)}]^2 - [\varphi_{1n,2n}^{(k)}]^2 \right\}}$$

НТБ  
ДНУЖТ

$$\left. \begin{aligned}
 W_{2n,3}^{(\kappa)} &= \frac{\varphi_{4,6}^{(2T)} \left\{ \varphi_{2n,2n}^{(\kappa)} \left[ \varphi_{2n,2n}^{(\kappa)} + \varphi_{4,4}^{(2T)} + \varphi^{(4P)} \right] - \left[ \varphi_{1n,2n}^{(\kappa)} \right]^2 \right\}}{\varphi^{(6P)} \left\{ \left[ \varphi_{2n,2n}^{(\kappa)} + \varphi_{4,4}^{(2T)} + \varphi^{(4P)} \right]^2 - \left[ \varphi_{1n,2n}^{(\kappa)} \right]^2 \right\}} \\
 W_{j,3}^{(\kappa)} &= \frac{1}{\varphi_{4,4}^{(2T)} + \varphi^{(4P)}} \left[ \frac{\varphi_{4,6}^{(2T)} \varphi_{j,2n}^{(\kappa)}}{\varphi^{(6P)}} - \varphi_{j,1n}^{(\kappa)} W_{1n}^{(\kappa)} - \varphi_{j,2n}^{(\kappa)} W_{2n}^{(\kappa)} \right] \quad (j=1,2,\dots,n-2);
 \end{aligned} \right\} (2)$$

б) для точек 1-й тележки

$$W_{j,3}^{(1T)} = \frac{\varphi_{j,4}^{(2T)}}{\varphi_{4,4}^{(2T)} + \varphi^{(4P)}} W_{1n,3}^{(\kappa)} \quad (j=1,2,\dots,n^{(1T)}); \quad (3)$$

в) для точек 2-й тележки

$$W_{j,3}^{(2T)} = \frac{\varphi_{j,4}^{(2T)}}{\varphi_{4,4}^{(2T)} + \varphi^{(4P)}} \left[ W_{2n,3}^{(\kappa)} \frac{\varphi_{4,6}^{(2T)}}{\varphi^{(6P)}} \right] + \frac{\varphi_{j,6}^{(2T)}}{\varphi^{(6P)}} \quad (j=1,2,\dots,n^{(2T)}). \quad (4)$$

Здесь через  $W$  обозначены ЧХ "перемещение-перемещение" полной системы, через  $\varphi$  - ЧХ "сила-перемещение" рассматриваемых отдельно подсистем и связывающих их элементов (кузов, тележки, центральная и буксовая ступени подвешивания). Верхние индексы обозначают:  $\kappa$  - кузов, 1Т и 2Т - соответственно 1 и 2-я тележки, ЦР и БР - соответственно центральная и буксовая ступени рессорного подвешивания; нижние индексы обозначают: П и 2П - точки кузова над пятниками соответственно 1 и 2-й тележек, Ц и Б - точки рамы тележки соответственно под пружиной центральной и над пружиной буксовой ступеней подвешивания. В формулах (2) - (4) учтена симметрия расчетной схемы, поэтому принято  $\varphi_{1n,1n}^{(\kappa)} = \varphi_{2n,2n}^{(\kappa)}$ ,  $\varphi_{4,4}^{(1T)} = \varphi_{4,4}^{(2T)}$  и т.д. Значения парциальных ЧХ  $\varphi$  при различных частотах возмущения  $\omega$  могут быть найдены экспериментальным путем либо определены по формулам, например, таким:

$$\varphi_{4,6}^{(2T)} = \sum_{h=1}^{n^{(2T)}} \frac{\delta_{4h}^{(2T)} \delta_{6h}^{(2T)} \left[ \psi_h^{(2T)^2} - \omega^2 - i \gamma_T \psi_h^{(2T)^2} \right]}{\left[ \omega^4 - 2 \psi_h^{(2T)^2} \omega^2 + (1 + \gamma_T^2) \psi_h^{(2T)^4} \right] \sum_{l=1}^{n^{(2T)}} \alpha_l^{(2T)} \delta_{lh}^{(2T)^2}},$$

НТБ  
ДНУЖТ

$$\Phi_{1n,2n}^{(\kappa)} = \sum_{h=1}^{n^{(\kappa)}} \frac{\beta_{1n,h}^{(\kappa)} \beta_{2n,h}^{(\kappa)} [\psi_h^{(\kappa)^2} - \omega^2 - i\gamma_{\kappa} \psi_h^{(\kappa)^2}]}{[\omega^4 - 2\psi_h^{(\kappa)^2} \omega^2 + (1 + \gamma_{\kappa}^2) \psi_h^{(\kappa)^4}] \sum_{c=1}^{n^{(\kappa)}} a_c^{(\kappa)} \beta_{c\kappa}^{(\kappa)^2}}, \quad (5)$$

$$\Phi^{(\mu)} = [K_{\mu} + i\beta_{\mu} \omega]^{-1} \quad \text{и т. д.}$$

где  $\psi$  и  $\beta$  - компонента вектора собственных частот и элемент матрицы собственных форм колебаний отдельно взятой подсистемы с  $n$  числом степеней свободы, моделирующей упругий кузов или рамы тележек;  $\gamma$  - коэффициент внутреннего неупругого сопротивления (здесь использована гипотеза комплексной жесткости);  $a$  - инерционные коэффициенты подсистемы;  $K_{\mu}$  и  $\beta_{\mu}$  - коэффициенты жесткости и демпфирования для центральной ступени рессорного подвешивания.

При известных ЧХ системы несложно определить по формуле (1) спектральные плотности случайных процессов на любом выходе рассматриваемой модели рельсового экипажа.

Для оценки усталостной прочности конструкции наддресорного строения (в том числе и на этапе проектирования) большое значение имеет возможность определения теоретическим способом статистических характеристик динамических напряжений в различных его точках. В данной работе для трех рассмотренных выше групп многомассовых моделей рельсовых экипажей построены соответствующие алгоритмы применительно к нормальным напряжениям, возникающим при изгибных вертикальных колебаниях наддресорного строения (в дальнейшем для краткости они называются просто динамическими напряжениями<sup>\*)</sup>. Выражение ЧХ, связывающих динамическое напряжение в  $\ell$ -й точке наддресорного строения с  $\mu$ -м перемещением (кинематическим возмущением), в работе представлено в виде

$$G_{\ell,\mu}^{(\kappa)} = \sum_{j=1}^{n^{(\kappa)}} (G_{ст})_{\ell j} \left\{ \sum_{q=1}^2 \delta_q^j (1 + i\xi) K_{\mu} [W_{\mu,\mu}^{(q\tau)} - W_{q\ell,\mu}^{(\kappa)}] + a_j^{(\kappa)} \omega^2 W_{j,\mu}^{(\kappa)} \right\} \quad (\ell = 1, 2, \dots, N^{(\kappa)}), \quad (6)$$

где  $(G_{ст})_{\ell j}$  - матрица влияния для напряжений, определяемая путем статического расчета наддресорного строения на действие единичных сил;  $\delta_q^j$  - символ Кронекера 2-го ранга;  $\xi$  - оператор демпфирования (при описании рассеяния энергии в центральной ступени рессор-

ного подвешивания по гипотезе комплексной жесткости  $\xi = \gamma$ , по гипотезе вязкого трения  $\xi = \beta_c \omega / K_c$ ;  $W_{i,\mu}^{(q,r)}$ ,  $W_{r,\mu}^{(q)}$ ,  $W_{j,\mu}^{(q)}$  - ЧХ для перемещений, определяемые по формулам типа (2) - (4).

После определения элементов  $G_{r,\mu}^{(q)}$  ( $l=1,2,\dots,N^{(q)}$ ;  $\mu=1,2,\dots,r$ ) матрицы ЧХ спектральные плотности динамических напряжений вычисляются по формуле, аналогичной (1).

Как известно, большинство железнодорожных экипажей имеет в рессорном подвешивании фрикционные демпферы. Это типично нелинейные элементы и особенности их работы следует учитывать при исследовании колебаний экипажей.

Поэтому третья глава диссертации посвящена разработке алгоритмов вычисления ЧХ и спектральных плотностей реакций многомассовых моделей рельсовых экипажей с нелинейными включениями типа "сухое трение". В связи со сложностью решения такой задачи в общей постановке для описания сухого трения в работе использован простейший кулоновский закон (введена нелинейность релейного типа).

Известно, что работающие демпферы кулонова трения в резонансном режиме не могут воспрепятствовать безграничному увеличению амплитуд колебаний. При запертых фрикционных демпферах система меняет структуру, и при отсутствии других видов неупругого сопротивления в системе она оказывается вообще недемпфированной. Экспериментальные исследования колебаний рельсовых экипажей показали, что существенная часть энергии колебаний рассеивается не через фрикционные демпферы, а упругой конструкцией. Чтобы получить модель более близкую к натурным объектам, в данной работе рассматривались системы с комбинированным трением, т.е. учитывалось, что в экипаже кроме сухого трения в рессорном подвешивании имеется еще и вязкое трение во всех упругих элементах конструкции. Теоретические исследования показали, что в некоторых случаях учет комбинированного трения приводит к качественному изменению картины колебаний.

Одним из эффективных приемов исследования колебаний сложных нелинейных систем является их корректная линеаризация. При определении ЧХ нелинейных систем часто используют метод гармонической линеаризации. Однако в случае многомассовой нелинейной системы применение метода гармонической линеаризации для определения ЧХ весьма затруднительно, так как при этом для каждой частоты приходится искать корни  $2n$  сильно связанных трансцендентных уравнений, где  $n$  - число степеней свободы системы.

В реферируемой работе для приближенного определения ЧХ многомассовых моделей рельсовых экипажей с произвольным числом нелиней-

ных включений релейного типа применена итерационная процедура линеаризации методом последовательных приближений. На каждом итерационном шаге нелинейная система трактуется как линейная, отдельные параметры которой последовательно корректируются. В работе показано, что при сходящемся итерационном процессе результаты решения предложенным способом как угодно близко совпадают с результатами решения методом гармонической линеаризации. Разработанный алгоритм приведен в форме, пригодной для вычисления ЧУ данного класса нелинейных систем с произвольным числом степеней свободы.

Различные качественные особенности решения задачи итерационным методом подробно исследованы на примере простейших систем, для которых контрольное решение можно легко получить другими методами. В частности, с помощью принципа сжатых отображений исследована сходимость метода последовательных приближений и построено пространство параметров, при которых процесс сходится; использовано нелинейное преобразование Эйткена для улучшения сходимости и предложен прием задания начальных значений, с помощью которого итерационный процесс в случае использования преобразования Эйткена сходится при любых параметрах системы пока существует режим колебаний без остановок.

С помощью построенной системы контроля установлено, что основные качественные особенности решения задачи для простейших систем можно распространить и на случай сложных многомассовых нелинейных систем рассматриваемого класса, моделирующих рельсовые экипажи с упругим надрессорным строением и несколькими демпферами сухого трения.

Для приближенного исследования случайных колебаний многомассовых систем с нелинейными включениями релейного типа использован метод статистической линеаризации. Эквивалентные статистические коэффициенты усиления по случайной составляющей определяются в работе с помощью метода последовательных приближений. Как и ранее, на примерах исследования колебаний простейших систем изучена сходимость метода. Показано, что предложенная в работе итерационная процедура всегда сходится, если обеспечены условия для незапирания демпферов сухого трения. Для случаев силового и кинематического случайных возмущений получены достаточные условия, при которых масса не может выйти из зоны анкилозиса.

В процессе исследования случайных колебаний различных многомассовых моделей рельсовых экипажей с сухим трением в рессорном подве-

живании установлено, что особенно эффективно и просто можно произвести статистическую линеаризацию нелинейностей, если метод последовательных приближений объединить с разработанными в гл.2 алгоритмами расчета составных систем. Большой выигрыш получается потому, что наиболее трудоемкое вычисление характеристик линейных подсистем (упругого наддресорного строения, рам тележек и т.п.) производится только один раз, хотя сама линеаризация осуществляется итерационным методом – путем многократного повторения расчета.

Важным моментом в исследованиях случайных колебаний рельсового экипажа является корректное задание возмущений. Этому вопросу посвящена четвертая глава диссертации.

В последнее время в качестве случайных возмущений в вертикальной плоскости чаще всего принимают геометрические и динамические неровности пути, перемещения (скорости или ускорения) буксовых узлов экипажа либо, пользуясь принципом суперпозиции, учитывают различные возмущающие факторы в отдельности (неровности на рельсах, люфты в верхнем строении пути, неровности на колесах экипажа, кочничность бандажей колес и т.д.). С точки зрения получения достаточно большого объема экспериментальных данных о случайных возмущениях, необходимого для корректного решения задач статистической динамики, и возможности решения не только линейных, но и нелинейных задач (где принцип суперпозиции неприменим) весьма перспективным представляется использование интегральной информации о всех вертикальных возмущениях, содержащейся в записях траекторий (или их производных) буксовых узлов экипажа. Эта концепция широко используется в реферируемой работе. При этом принято во внимание, что колебания буксовых узлов в действительности являются не возмущениями, а реакциями сложной системы "экипаж-путь". Оценено отклонение этих реакций от истинных возмущений (тестовых сигналов) и показано, что для однотипных экипажей оно несущественно. Здесь важно подчеркнуть, что при расчете конструкции того экипажа, в результате испытаний которого получена информация о колебаниях его буксовых узлов, всегда получается точное (в смысле неискаженное от разрыва замкнутой системы) решение, если даже перемещения буксовых узлов сильно отличаются от истинных возмущений. Большие погрешности могут появиться, если по данным испытаний одного экипажа исследовать колебания другого с существенно отличными динамическими свойствами. Такая ситуация иногда возникает при проектировании новых конструкций подвижного состава, когда приходится использовать, например, экспериментальные данные о колебаниях существующего вагона при динами-

ческом расчете проектируемого вагона. Для устранения появляющихся при этом ошибок в гл.4 предложен способ корректирующих множителей.

Согласно этому способу характеристики траекторий (или их производных) буксовых узлов существующего вагона - пусть это будет, к примеру, преобразование Фурье  $F_{б.у.}^c(\omega)$  - следует умножить на некоторые весовые функции, названные в работе корректирующими множителями:

$$F_{б.у.}^c(\omega) \cdot \alpha(\omega) = F_{б.у.}^n(\omega). \quad (7)$$

Исправленную таким способом характеристику  $F_{б.у.}^n(\omega)$  можно использовать для расчета проектируемого вагона.

В гл.4 приведены графики корректирующих множителей для различных систем "экипаж-путь", у которых существенно отличаются надрессорные строения, параметры рессорного подвешивания либо характеристики пути. Установлено, что для определения с достаточной степенью точности корректирующих множителей можно воспользоваться отношением ЧХ для буксовых узлов

$$\alpha(\omega) = W_{б.у.}^n(i\omega) / W_{б.у.}^c(i\omega) \quad (8)$$

весьма упрощенных моделей "экипаж-путь". В частности, оказалось, что на этапе определения корректирующих множителей кузов грузовых вагонов с базой 8,65 м можно представлять в виде абсолютно твердого тела, надрессорное строение длиннобазных вагонов - балкой с одной сосредоточенной массой посредине вагона и т.д. После определения  $\alpha(\omega)$  и корректировки с их помощью характеристик возмущений все последующие исследования должны строиться с использованием достаточно подробной расчетной схемы экипажа (теперь, естественно, уже без нижней части расчетной схемы, моделирующей путь). Степень детализации модели экипажа зависит от целей исследований его колебаний.

Таким образом, выбор в качестве возмущений экипажа перемещений, скоростей или ускорений буксовых узлов не является препятствием для корректного решения задачи о случайных колебаниях как существующих, так и проектируемых единиц подвижного состава. Учитывая это, при исследованиях случайных вертикальных колебаний вагонов в качестве возмущающих функций в работе приняты вертикальные ускорения буксовых узлов экипажа, информацию о которых можно получить в эксперименте наиболее просто.

После того, как выбор возмущений сделан, возникает задача о получении их статистических характеристик. Основной одномерной статистической характеристикой случайного процесса в частотной области является спектральная плотность. Вопросам спектрального анализа случайных процессов, записанных при испытаниях подвижного состава, и разработкам некоторых практических рекомендаций посвящена пятая глава реферируемой работы.

К настоящему времени опубликовано большое число работ по общим вопросам спектрального анализа случайных процессов. Однако некоторые содержащиеся в них рекомендации по определению спектральных плотностей реальных процессов иногда весьма противоречивы. Кроме того, использование отдельных распространенных рекомендаций по выбору параметров спектрального анализа приводит к появлению существенных погрешностей. Так, в гл.5, в частности, показано, что использование формулы прямоугольников для вычисления спектральной плотности по дискретной корреляционной функции с шагом дискретизации  $\Delta t = 1/2 f_{max}$  ( $f_{max}$  - наивысшая анализируемая частота процесса) дает существенно завышенные ординаты энергетического спектра. Дисперсия процесса, найденная по вычисленной таким способом спектральной плотности, может иметь относительную погрешность до 100%. Следует отметить, что именно такой способ вычисления спектральной плотности применен в отдельных дискретных электронных специализированных устройствах для гармонического и спектрального анализа, поставляемых в СССР некоторыми зарубежными фирмами.

В работе сделан вывод, что шаг дискретизации случайного процесса целесообразно определять по формуле

$$\Delta t = \min(\Delta t_1, \Delta t_2), \quad \text{где} \quad \Delta t_1 = \frac{1}{5f_{max}}, \quad \Delta t_2 = \frac{0,8}{F_{\phi}}, \quad (9)$$

где  $F_{\phi}$  - граничная частота фильтрации процесса, выше которой в процессе практически нет составляющих. При невыполнении второго условия (9), т.е. при  $\Delta t > \Delta t_2$ , на графике спектральной плотности могут появиться ложные (не присущие анализируемому процессу) всплески, отличить которые от истинных весьма трудно (явление маскировки частот).

Интеграл, входящий в выражение спектральной плотности, является, как известно, осциллирующим. Для повышения точности вычисления осциллирующих интегралов в реферируемой работе использован следующий прием: с помощью интерполяционных полиномов аппроксимируется не вся

подынтегральная функция  $R(\tau)\cos\omega\tau$ , а только независящий от  $\omega$  множитель  $R(\tau)$ . Далее интерполяционный полином подставляется в подынтегральное выражение, после чего первообразная функция находится по обычным формулам интегрирования. Например, при аппроксимации корреляционной функции на элементарных интервалах  $\Delta\tau$  полиномами первой степени получаем следующее выражение спектральной плотности

$$S(\omega) = \frac{2}{T} \left\{ 2 \frac{\sin^2 \frac{\omega \Delta\tau}{2}}{\omega^2 \Delta\tau} (R_0 + 2 \sum_{k=1}^{m-1} R_k \cos \omega k \Delta\tau) + R_m \left[ \frac{\sin \omega m \Delta\tau}{\omega} - 2 \frac{\sin \frac{\omega \Delta\tau}{2} \sin \omega (m - \frac{1}{2}) \Delta\tau}{\omega^2 \Delta\tau} \right] \right\} \quad (10)$$

где  $R_0, R_1, \dots, R_m$  - ординаты корреляционной функции.

Аналогичные выражения с учетом осциллируемости подынтегральной функции получены для взаимной спектральной плотности, а также спектральной плотности при аппроксимации корреляционной функции полиномами второй степени.

При решении некоторых задач статистической динамики (например, задач идентификации) возникает необходимость определения с максимально возможной точностью параметров отдельных гармонических составляющих процесса. Если эти составляющие разнесены по частотам, то задача решается сравнительно легко. Большие трудности возникают в случаях, когда гармонические составляющие имеют близкие частоты (например, частоты подпрыгивания и продольной качки загруженного 4-осного полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ составляют 2,2 и 2,6 гц). В связи с тем, что при спектральном анализе реализации конечной длительности энергия каждой гармонической составляющей распределяется и на близлежащие частоты, всплески на графиках спектральной плотности, соответствующие составляющим с близкими частотами, оказываются смещенными по оси частот, а ординаты искаженными. В гл.5 приведены формулы и номограммы, с помощью которых по искаженным значениям частот и ординат спектральной плотности можно определить уточненные значения параметров гармонических составляющих с близкими частотами.

Известно, что мощность реальных случайных процессов распределяется по частотам, как правило, неравномерно. Часто графики спектральной плотности  $S(\omega)$  имеют ряд участков, на которых ординаты  $S(\omega)$  незначительны. Например, в спектрах случайных процессов,

записанных при испытаниях некоторых железнодорожных экипажей, на долю этих участков приходится иногда до 85% анализируемого диапазона. Время спектрального анализа таких процессов, очевидно, можно существенно сократить, если вычислять  $S(\omega)$  только в тех интервалах частот, в которых мощность составляющих процесса превышает некоторую заданную долю от общей энергии процесса. В работе предлагается до вычисления  $S(\omega)$  с малым шагом  $\Delta\omega_j$ , определять с большим шагом  $\Delta\omega_j \gg \Delta\omega_s$  ряд значений нормированного интеграла спектральной плотности  $J(\omega)$ . Если при этом

$$J(\omega_{j+1}) - J(\omega_j) < \epsilon, \quad (II)$$

где  $\epsilon$  - достаточно малое число, то в интервале  $[\omega_j, \omega_{j+1}]$  ординаты  $S(\omega)$  малы и вычислять их нет необходимости. С помощью неравенства (II) можно сравнительно быстро определить те участки спектра, где следует провести подробный спектральный анализ.

Для вычисления  $J(\omega)$  предлагается формула

$$J(\omega) = \frac{1}{\sigma^2} \left\{ \sum_{k=0}^{m-1} (R_k - R_{k+1}) Si[\omega(k+1)\Delta\tau] + (R_{m-1} + R_m) Si(\omega m \Delta\tau) \right\}, \quad (I2)$$

полученная с учетом особенности при  $\Delta\tau=0$  и осциллируемости подынтегральной функции. Здесь  $\sigma^2$  - дисперсия процесса,  $Si$  - знак интегрального синуса.

Выше шла речь о получении достаточно точной оценки спектральной плотности одной реализации ограниченной длины (выборочной оценки). В силу статистической изменчивости выборочная оценка может отличаться от истинной спектральной плотности весьма существенно. К точному значению  $S(\omega)$  можно значительно приблизиться, если произвести спектральный анализ  $N$  независимых реализаций и затем результаты анализа осреднить. В реферируемой работе получены некоторые соотношения между параметрами спектрального анализа и точностью получаемых оценок. По этим соотношениям построена номограмма, по которой при заданных параметрах спектрального анализа можно определять минимально необходимое число выборочных спектральных плотностей для получения статистически надежной оценки энергетического спектра случайного процесса. Из номограммы видно, что для получения достаточно надежной оценки спектральной плотности одного процесса необходимо в отдельных случаях анализировать многие десят-

ки его реализаций. Так как при решении задач статистической динамики обычно требуется иметь надежные характеристики не одного, а многих случайных процессов, то возникает проблема больших затрат машинного времени при переработке исходной информации на ЭЦМ даже среднего класса.

В гл.5 работы описан один из вариантов использования предложенной Кули и Тьюки разновидности быстрого преобразования Фурье для целей спектрального анализа. Практика вычисления спектральных плотностей реальных случайных процессов с применением быстрого преобразования Фурье показала, что затраты машинного времени при этом уменьшаются в несколько десятков раз (по сравнению с классическими методами вычисления  $S(\omega)$  через корреляционную функцию).

Таким образом, к настоящему времени разработан ряд эффективных алгоритмов, приемов и программ, с помощью которых можно достаточно точно и быстро произвести спектральный анализ случайных процессов, необходимый для решения задач статистической динамики рельсовых экипажей.

6630 а

Как известно, теоретическое исследование колебаний любого объекта начинается с выбора расчетной схемы и установления ее параметров. Последние, как правило, определяются по чертежам или путем натурных измерений (в том числе с помощью статических испытаний). Однако отдельные параметры рельсовых экипажей, найденные таким способом, иногда не соответствуют значениям, имеющим место при эксплуатации экипажа. Это относится в первую очередь к параметрам демпфирования и к некоторым параметрам жесткости. Возникает задача об определении по экспериментальным данным динамических испытаний именно тех значений параметров экипажа, которые имеют место в наиболее важном режиме - режиме эксплуатации. Это так называемая задача идентификации параметров, одна из обратных задач статистической динамики. Вопросам идентификации параметров линейных моделей рельсовых экипажей посвящена шестая глава диссертации.

В начале гл.6 рассмотрена задача об идентификации динамических характеристик системы с вязким трением по данным активного эксперимента. Предложены целевые функции, при минимизации которых точность идентификации коэффициентов аналитических выражений частотных характеристик системы существенно повышается. Для идентификации параметров моделей использованы градиентный и алгебраический методы поиска минимума соответствующих целевых функций. На примере идентификации конкретных

Дніпропетровського національного  
університету залізничного транспорту  
імені академіка В.Лазаряна

идентификации многих параметров сложных моделей транспортных экипажей. Это связано, прежде всего, с известным явлением неустойчивости решений обратных задач, в том числе и задач идентификации. Небольшие погрешности в исходных данных могут привести в таких задачах к очень большим ошибкам в результатах решения. Особенно сильно (при прочих равных условиях) проявляется это свойство обратных задач при одновременной идентификации многих параметров системы.

В этой связи для идентификации параметров некоторых сложных моделей в работе сделан переход к модальным частотным характеристикам системы. Однокомпонентность модальных ЧХ позволяет одновременно идентифицировать для каждой моды всего лишь три параметра: обобщенные массу, жесткость и демпфирование. Далее, используя известные зависимости, можно перейти к действительным параметрам системы. Для определения элементов матрицы собственных форм, с помощью которой осуществляется переход к модальным ЧХ, в реферируемой работе предложено использовать отношения мнимых частей экспериментальных ЧХ в момент фазового резонанса. На примере идентификации параметров 6-массовой системы показано, что при использовании модального метода точность идентификации повысилась по сравнению с результатами решения алгебраическим методом на 1-2 порядка.

Следует отметить, что в практических задачах динамики рельсовых экипажей, как правило, имеется определенный объем априорной информации об испытуемом объекте (например, о распределении масс в конструкции, о жесткостях отдельных элементов и т.д.). В таких случаях целесообразно идентифицировать не все, а лишь часть параметров экипажа, наименее доступных для измерения (частичная идентификация). Оказывается, что при этом можно получить удовлетворительные оценки отдельных параметров экипажа даже по неполным и менее точным (чем при полной идентификации) экспериментальным данным о возмущениях и реакциях системы.

В гл.6 предложены способы решения ряда задач частичной идентификации многомассовых моделей рельсовых экипажей: определение жесткости  $EJ$  при изгибе наддресорного строения, одновременное определение  $EJ$  и жесткости  $k$  рессорного подвешивания (или одной из его ступеней), оценка коэффициента внутреннего неупругого сопротивления в конструкции наддресорного строения и коэффициента демпфирования рессорного подвешивания и т.д.

Одним из наиболее важных вопросов при разработке способов частичной идентификации является корректный выбор той части экспери-

ментальных данных о возмущениях и реакциях экипажа, которая для определения конкретных параметров наиболее информативна и достоверна. В реферируемой работе при идентификации, например, параметров жесткости признано целесообразным учесть влияние этих параметров в первую очередь на частоты собственных колебаний экипажа, которые по результатам динамических испытаний можно определить достаточно точно. С помощью методов теории чувствительности и динамики многомассовых моделей рельсовых экипажей в гл.6 получены, например, следующие рекуррентные формулы для последовательного уточнения параметров жесткости  $K$  и  $EJ$

$$K^{(\mu)} = K^{(\mu-1)} + \Delta K^{(\mu)}, \quad EJ^{(\mu)} = EJ^{(\mu-1)} + \Delta(EJ)^{(\mu)} \quad (\mu = 1, 2, \dots),$$

$$\Delta K^{(\mu)} = \frac{2\nu_1^{(\mu-1)} [\nu_1^2 - \nu_1^{(\mu-1)}] \sum_{j=1}^n a_j \beta_{j1}^{(\mu-1)}}{\beta_{1n,1}^{(\mu-1)} + \beta_{2n,1}^{(\mu-1)}}, \quad \Delta(EJ)^{(\mu)} = \frac{2\nu_2^{(\mu-1)} [\nu_2^2 - \nu_2^{(\mu-1)}] \sum_{j=1}^n a_j \beta_{j2}^{(\mu-1)}}{\sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^n c_{jlc} \beta_{j2}^{(\mu-1)} \beta_{l2}^{(\mu-1)}}, \quad (I3)$$

где единственными экспериментальными значениями являются частота подпрыгивания экипажа  $\nu_1^2$  и одна из частот изгибных колебаний наддрессорного строения  $\nu_2^2$ . Инерционные  $a_j$  и квазиупругие  $c_{jlc}$  (найденные при  $EJ=1$ ) коэффициенты считаются известными априори, частоты  $\nu_1^{(\mu-1)}$ ,  $\nu_2^{(\mu-1)}$  и компоненты собственных форм  $\beta^{(\mu-1)}$  подстраиваемой модели являются промежуточными результатами теоретического расчета.

В работе приведены выражения для начальных приближений  $K^{(0)}$  и  $EJ^{(0)}$ , а также формулы, аналогичные (I3), для рельсовых экипажей с двойным рессорным подвешиванием.

С помощью предложенных способов в гл.6 идентифицированы жесткость при изгибе наддрессорного строения, жесткость центральной ступени рессорного подвешивания, коэффициенты демпфирования наддрессорного строения и рессорного подвешивания скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой. Исходной информацией послужили спектральные плотности вертикальных ускорений отдельных точек экипажа, движущегося со скоростью 220 км/ч.

В седьмой главе диссертации описаны исследования колебаний конкретных железнодорожных экипажей: специализированной длиннобазной платформы для перевозки большегрузных контейнеров (в связи с особой актуальностью создания этих экипажей), 4-осного полувагона (как наиболее распространенного на сети железных дорог СССР грузо-

вого вагона) и скоростного вагона-лаборатории (СВЛ) с реактивной тягой (показавшего наибольшую в СССР скорость движения - 250 км/ч). В этой главе широко использованы результаты исследований всех остальных глав работы. Так, расчеты линейных и нелинейных систем велись по алгоритмам и формулам, полученным в гл.2 и 3, возмущения задавались в соответствии с рекомендациями гл.4, спектральный анализ входных и выходных переменных проводился по алгоритмам гл.5, отдельные параметры некоторых экипажей были предварительно идентифицированы с помощью методов гл.6, часть результатов теоретических исследований сопоставлялась с экспериментальными данными, описанными в гл.8.

Наиболее подробно описаны результаты исследования колебаний разработанной в 1971-1974 гг. длиннобазной контейнерной платформы. Проведенные в 1972 г. ВНИИВ, ДВЗ и ЦНИИ МПС ходовые испытания опытного образца № I контейнерной платформы показали, что в раме этого длиннобазного экипажа возникают при ее изгибе существенные динамические напряжения - до  $800 \text{ кг/см}^2$ . Была поставлена задача - найти причину огромных расхождений (значения отличаются в несколько раз) между динамическими напряжениями, найденными по Нормам расчета вагонов на прочность, и данными натурных измерений, а также разработать методику прогнозирования динамических изгибных напряжений в надрессорном строении железнодорожных экипажей, пригодную для использования на этапах проектирования и доводки экспериментальных образцов.

На основе предложенных в реферируемой работе алгоритмов и приемов исследования случайных колебаний рельсовых экипажей с учетом конечной жесткости надрессорного строения было выполнено теоретическое прогнозирование динамических напряжений в различных точках рамы проектируемого образца № 2 контейнерной платформы и сформулированы рекомендации по его улучшению. Для этого предложено использовать совместно два способа оценок динамических напряжений: способ относительных и способ абсолютных оценок. В обоих способах предполагается, что возмущения, действующие на экипаж, являются случайными. В способе относительных оценок (применяемом на стадии оптимизации отдельных параметров экипажа) принято допущение, что отгибающая обобщенного спектра случайных возмущений в районе опасного резонанса имеет одинаковые ординаты. В способе абсолютных оценок (применяемом на стадии интегральной оценки приемлемости общего конструктивного решения) учитываются реальные спектральные

плотности случайных возмущений.

С помощью этих способов в гл.7, в частности, показано, что только за счет изменения соотношения между базой платформы и длиной ее консольной части (при сохранении общей длины платформы 18,3 м) можно уровень максимальных динамических напряжений повысить примерно на 30%. Оптимальное (с точки зрения минимума максимальных динамических напряжений при изгибе рамы) соотношение между длиной консоли и базой данного конкретного экипажа оказалось 1:6,3. Исследовано влияние различных способов усиления конструкции на уровень динамических напряжений в продольных и поперечных элементах рамы. Сформулированы рекомендации по улучшению конструкции платформы. Многие из них использованы при разработке головного образца опытно-промышленной партии контейнерных платформ. Исследовано также влияние различных схем загрузки платформы большими грузными контейнерами весом 10; 20 и 30 т на уровень динамических напряжений в раме. Установлены самые неблагоприятные и наиболее целесообразные с точки зрения уменьшения максимальных динамических напряжений схемы загрузки. Сформулированы соответствующие рекомендации.

При оценке динамических напряжений возникает вопрос об использовании для этой цели динамического коэффициента, получаемого расчетным путем. В действующих Нормах расчета вагонов на прочность приведена очень простая и удобная с точки зрения инженерных расчетов формула для определения расчетного динамического коэффициента  $K_g$  для элементов кузовов 4-осных железнодорожных вагонов, движущихся со скоростями  $V$  свыше 100 км/ч:

$$K_g = 0,05 + \frac{0,022 (V-55)}{\Delta p}, \quad (14)$$

где  $\Delta p$  - статический прогиб рессорного подвешивания (в см) под нагрузкой брутто; для платформ в величину  $\Delta p$  включается прогиб рамы под сосредоточенным грузом.

С помощью этой формулы на протяжении многих лет приближенно учитываются динамические эффекты в проектируемых экипажах с достаточно жестким на изгиб наддресорным строением. Динамические напряжения при изгибных колебаниях таких экипажей, как правило, невелики, при выборе параметров несущей рамы они играют второстепенную роль.

Совершенно иная картина наблюдается в экипажах с существенно уменьшенной погонной жесткостью при изгибе наддресорного строения,

например в длиннобазных экипажах. При изгибных колебаниях наддресорного строения таких экипажей могут появляться значительные динамические напряжения, которые в конечном итоге и определяют размеры и конфигурацию наиболее тяжелых продольных балок рамы экипажа. Поэтому достаточно точная оценка динамических коэффициентов для проектируемого длиннобазного экипажа имеет первостепенное значение. Неточное определение динамических изгибных напряжений при расчете длиннобазного экипажа приводит или к увеличению его тары или к непригодности его к эксплуатации (как в случае образца № I контейнерной платформы). И то, и другое влечет за собой существенную затрату средств, а в некоторых случаях и значительное увеличение времени создания нового экипажа.

Возникает вопрос, можно ли при проектировании длиннобазного экипажа пользоваться формулой (I4) хотя бы для приближенного определения динамического коэффициента. Динамические (ходовые) испытания образцов № I и 2 длиннобазной контейнерной платформы, проведенные ВНИИВ, ДВЗ, КдВЗ, ЦНИИ МПС и ДОИМ АН УССР, показали, что найденный по формуле Норм динамический коэффициент в 3-4 раза меньше, чем вычисленные  $K_d$  по опытным данным. Теоретические исследования этого явления, приведенные в гл.7 реферируемой работы, позволили установить источник весьма больших погрешностей.

Таким образом, при ближайшей корректировке Норм приведенная в них формула для определения динамических коэффициентов должна быть изменена - по крайней мере для длиннобазных экипажей.

В настоящее время, по-видимому, вообще следует отказаться от попытки получения простейших эмпирических формул для определения  $K_d$ , одинакового для многих типов железнодорожных вагонов и практически не учитывающего их динамические качества как сложных упругих систем. Целесообразно на этапе проектирования новых экипажей применять методы теоретического прогнозирования динамических напряжений, учитывающие последние достижения динамики рельсовых экипажей и ее нового ответвления - статистической динамики, при широком использовании современных средств вычислительной техники, которыми в последние годы оснащаются крупные вагоностроительные заводы.

В гл.7 данной работы показано, что динамические коэффициенты для различных точек конструкции существенно отличаются друг от друга. С помощью функций чувствительности исследовано влияние изменения различных параметров платформы на значения динамических коэффициентов для отдельных сечений рамы. Вектор динамических коэф-

коэффициентов  $\bar{K}_g^n$  для проектируемого экипажа в работе предложено выразить через аналогичный вектор известных динамических коэффициентов  $\bar{K}_g^c$  для существующего экипажа, ближайшего по основным параметрам к проектируемому экипажу:

$$\bar{K}_g^n = \bar{K}_g^c + C \Delta \bar{p}, \quad (15)$$

где  $C$  - матрица чувствительности динамических коэффициентов к изменению параметров экипажа  $\Delta \bar{p}$ .

В тех случаях, когда ближайший по динамическим качествам существующий экипаж подобрать трудно или информация о  $\bar{K}_g^c$  мало достоверна, весьма ценными для конструкторов могут оказаться данные об относительных изменениях  $\delta$  компонент вектора  $\bar{K}_g^n$  при переходе от одного варианта конструкции к другому. В работе получены выражения  $\delta$ , в которые компоненты вектора  $\bar{K}_g^c$  не входят. Практический интерес может представить также определение  $\delta$  при варьировании каждого параметра в отдельности. Так, например, при поочередном уменьшении на 20% статического прогиба рессорного подвешивания  $\Delta p$ , статического прогиба упругого наддресорного строения  $\Delta_n$ , коэффициентов демпфирования в рессорном подвешивании  $\beta$  и в наддресорном строении  $\alpha$ , а также длины консольной части контейнерной платформы  $l_k$  относительные изменения динамических коэффициентов оказались следующими:

в шкворневом сечении рамы

$$\delta_{\Delta p} = 18\%, \quad \delta_{\Delta_n} = -1\%, \quad \delta_{\beta} = 18,5\%, \quad \delta_{\alpha} = 1\%, \quad \delta_{l_k} = -50\%$$

в среднем сечении рамы

$$\delta_{\Delta p} = 9\%, \quad \delta_{\Delta_n} = -7,5\%, \quad \delta_{\beta} = 14\%, \quad \delta_{\alpha} = 5,5\% \quad \text{и т.д.}$$

Располагая такими данными на этапе проектирования, можно выбрать наиболее эффективные пути совершенствования экипажа, создать более равнопрочную конструкцию, тем самым сэкономить металл и в результате уменьшить не только первоначальные затраты на строительство вагонов, но и эксплуатационные расходы за счет уменьшения коэффициента тара.

Динамические коэффициенты для контейнерной платформы, найденные по предлагаемому способу, в работе сопоставлены с соответствующими экспериментальными данными и отмечено их хорошее согласование.

При исследованиях случайных колебаний скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой сделан вывод о необходимости определе-

ния не одного показателя плавности хода, а вектора таких показателей - для различных точек по длине кузова. Это связано с наличием узлов и пучностей в формах изгибных колебаний упругого кузова пассажирского вагона, влияющих на показатели плавности хода.

Предложено объединить методику оценки плавности хода, использующую спектральные плотности ускорений, с полученными в реферированной работе в замкнутом виде формулами вычисления спектральных плотностей ускорений произвольных точек упругого надрессорного строения различных типов железнодорожных экипажей (с применением в случае необходимости способа корректирующих множителей). Такое объединение дает возможность получить теоретические оценки компонент вектора показателей плавности хода экипажей, находящихся в стадии проектирования.

В восьмой главе диссертации приведены результаты экспериментальных исследований случайных колебаний образца № 2 специализированной платформы для перевозки большегрузных контейнеров (при создании которого учтены рекомендации теоретического прогноза) и скоростного вагона-лаборатории (СВЛ) с реактивной тягой. Испытания этих экипажей были проведены в 1973 г. сотрудниками ВНИИВ, ДОИМ АН УССР и работниками заводов-разработчиков на Приднепровской железной дороге.

Для экспериментальной оценки влияния конструктивных изменений в новом варианте контейнерной платформы параллельно с образцом № 2 платформы испытывался и образец № 1. В работе приведены экспериментальные данные о динамических напряжениях в наиболее опасном среднем сечении рамы обоих образцов платформы. Сопоставление опытных данных о случайных напряжениях в опасном сечении контейнерной платформы с результатами и выводами теоретического прогноза показало их относительно хорошее совпадение.

В гл.8 описаны также экспериментальные исследования виброзащитных качеств длиннобазной контейнерной платформы и даны рекомендации по их улучшению.

При испытаниях СВЛ с реактивной тягой регистрировались, в частности, вертикальные ускорения 8 букс и 7 точек кузова. В гл.8 приведены экспериментальные данные о максимальных значениях и дисперсиях вертикальных ускорений всех 8 буксовых узлов при движении СВЛ со скоростями  $V$  до 250 км/ч. Для одного из буксовых узлов приведены зависимости от скорости движения СВЛ (в диапазоне 135-230 км/ч) долей дисперсии, приходящихся на ползун, дисбаланс и неровности поверхности катания колеса (вместе взятые), а также на неровности

от стыковых возмущений. Показана эволюция спектральных плотностей вертикальных ускорений суксовых узлов при изменении  $V$  от 137 до 231 км/ч. Проанализированы также вертикальные ускорения различных точек наддрессорного строения СВЛ.

В Приложении I приведен разработанный алгоритм определения квазиупругих коэффициентов систем, моделирующих транспортные экипажи с упругим наддрессорным строением, жесткость при изгибе которого по длине экипажа переменна (например, в платформах).

В Приложении II приведены таблицы значений спектральных плотностей ускорений различных точек кузова 4-осного полувагона, использованные для оценки влияния учета корреляционных связей между случайными возмущениями, а также между формами колебаний на конечные результаты исследования.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны алгоритмы для исследования случайных колебаний однородно и неоднородно демпфированных линейных многомассовых систем, моделирующих рельсовые экипажи с упругим кузовом.

Предложен способ расчета на случайные возмущения составных многомассовых моделей железнодорожных экипажей с одинарным и двойным рессорным подвешиванием.

Показан способ определения спектральных плотностей динамических напряжений в различных точках наддрессорного строения железнодорожных экипажей, на которые действуют случайные возмущения.

Предложены методика прогнозирования динамических напряжений в конструкциях подвижного состава на стадии проектирования (или доводки) и способ сравнительной оценки динамических коэффициентов  $K_d$  для проектируемых или улучшаемых конструкций подвижного состава; показан пример вычисления коэффициентов чувствительности значений  $K_d$  к изменению основных параметров экипажа.

2. Разработаны алгоритмы определения частотных характеристик и спектральных плотностей реакций многомассовых систем с нелинейными включениями релейного типа, моделирующих рельсовые экипажи с фрикционными демпферами в рессорном подвешивании. Для простейших систем с комбинированным трением (сухим и вязким) исследована сходимость используемого в расчетах метода последовательных приближений при силовом и кинематическом, гармоническом и случайном возмущениях; построено пространство параметров системы, в котором метод

сходится, предложен такой способ задания начальных приближений, при котором сходимость метода существенно улучшается.

Предложен инженерный способ вычисления эквивалентных коэффициентов вязкого трения при линеаризации многомассовых систем с нелинейностями релейного типа, моделирующих железнодорожные экипажи с сухим трением в рессорном подвешивании.

3. Исследовано явление прохождения вертикальных возмущений по конструкции железнодорожного экипажа. Предложен способ корректирующих множителей, с помощью которого можно внести поправки в информацию о колебаниях буксовых узлов существующих экипажей и откорректированную таким способом информацию использовать при динамическом расчете проектируемого экипажа.

4. Показан источник больших погрешностей при определении дисперсии случайного процесса по оценкам его выборочных спектральных плотностей, найденным с помощью простейшей формулы численного интегрирования. Разработаны алгоритмы вычисления оценок спектральной плотности с учетом осциллируемости ее подынтегральной функции.

Приведены способы определения по спектральной плотности процесса параметров его гармонических составляющих с близкими частотами, прием ускоренного спектрального анализа случайного процесса (вычисление ординат спектра только в диапазонах частот, на которые приходится существенная часть энергии процесса), описан один из вариантов использования быстрого преобразования Фурье в спектральном анализе случайного процесса.

Построена удобная для практического применения номограмма, по которой при известных параметрах спектрального анализа можно определять минимально необходимое число выборочных спектральных плотностей для получения статистически надежной оценки энергетического спектра случайного процесса.

5. Предложена модификация модального метода идентификации, позволяющая при заданной структуре многомассовой системы и достаточно полной информации о колебаниях системы в окрестностях резонансных частот определить параметры ее линейной модели.

Разработаны способы частичной идентификации моделей рельсовых экипажей, с помощью которых по приближенным данным о колебаниях экипажа в нормальных условиях эксплуатации можно оценить некоторые параметры его линейных моделей (в частности, значения жесткости при изгибе и коэффициента демпфирования надрессорного строения, параметров жесткости и демпфирования в рессорном подвешивании).

6. С помощью разработанных в диссертации способов, алгоритмов,

приемов решения различных задач статистической динамики рельсовых экипажей выполнены теоретические исследования случайных колебаний специализированной длиннобазной платформы для перевозки большегрузных контейнеров, 4-осного полувагона, скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой.

7. При исследованиях колебаний контейнерной платформы установлено оптимальное соотношение между длиной консоли и базой платформы (с точки зрения динамических изгибных напряжений), проанализировано влияние усиления основных несущих элементов рамы платформы на максимальные динамические напряжения в раме, предложены формулы оценки динамических коэффициентов для улучшаемых вариантов конструкции, выявлены наиболее и наименее благоприятные схемы загрузки платформы большегрузными контейнерами.

На основании результатов теоретических исследований колебаний контейнерной платформы сформулирован ряд рекомендаций по улучшению конструкции платформы и применению наиболее рациональных (с точки зрения динамических напряжений) схем загрузки платформы большегрузными контейнерами.

Часть рекомендаций по улучшению конструкции контейнерной платформы уже использована при создании головных образцов опытно-промышленной партии платформ.

Согласно расчету ВНИИ вагоностроения народно-хозяйственный эффект при применении специализированной платформы для перевозки большегрузных контейнеров равен 10996 руб. на один вагон, что при плане выпуска на 1976 г. 1000 шт. составит около 11 млн.руб.

8. На примере исследований случайных колебаний 4-осного полувагона показана целесообразность учета корреляционных связей как между случайными возмущениями, так и между формами колебаний экипажа, а также возможность получения некорректных результатов при использовании в расчетах железнодорожных экипажей гипотезы "жесткого пути с неизменяемыми неровностями", от которого на экипаж поступают возмущения с транспортным запаздыванием.

9. При исследованиях случайных колебаний скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой установлена целесообразность вычисления вектора показателей плавности хода экипажа по данным об ускорениях различных точек его надрессорного строения.

10. Выполнены экспериментальные исследования случайных колебаний длиннобазной контейнерной платформы и скоростного вагона-лаборатории (СВЛ) с реактивной тягой. В частности, в работе приведены

некоторые данные об ускорениях буксовых узлов СВЛ, движущегося со скоростями 100-245 км/ч.

Результаты испытаний головных образцов контейнерной платформы подтвердили данные теоретических прогнозов, представленные заинтересованным организациям на стадии ее проектирования.

II. Большая часть разработанных алгоритмов опубликована Украинским республиканским фондом алгоритмов и программ при Институте кибернетики АН УССР в двух тематических сборниках по математическому обеспечению ЭВМ для исследований случайных колебаний много-массовых систем и в настоящее время используется не только в транспортном машиностроении, но и в ряде других отраслей промышленности.

Материалы диссертации доложены:

на III Всесоюзной конференции по проблемам надежности в строительной механике, Вильнюс, 1971;

на III Всесоюзном совещании по статистическим методам в процессах управления, Вильнюс, 1973;

на Всесоюзном симпозиуме "Кибернетическая диагностика механических систем по виброакустическим процессам", Каунас, 1972;

на У Всесоюзном совещании пользователей ЭВМ типа "Урал", Тарту, 1966;

на конференции по проблеме колебаний механических систем, Киев, 1968;

на научно-техническом совещании "Статистические методы прочности в машиностроении", Минск, 1968;

на конференции по проблеме конструкционного демпфирования колебаний, Рига, 1972;

на конференции по применению ЭВМ в строительной механике, Ленинград, 1972;

на симпозиуме по новым методам расчета на прочность и жесткость, Николаев, 1972;

на научно-технической конференции "Применение ЭВМ для автоматизации и механизации инженерных и управленческих работ", Днепропетровск, 1968;

на III конференции "Применение ЭВМ при проектировании, испытании и эксплуатации моторвагонных электропоездов", Рига, 1969;

на сетевой научно-технической конференции "Динамика и меры повышения эксплуатационной надежности локомотивов в условиях железных дорог Урала и Сибири", Омск, 1972;

на научно-технических совещаниях по механике скоростного транспорта, Днепропетровск, 1972, 1974;

на симпозиуме по проблемам моделирования динамики подвижного состава, Брянск, 1973;

на научно-технических конференциях Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, Днепропетровск, 1967, 1970, 1974;

на Ученом совете Института механики АН УССР, Киев, 1973;

на Научно-техническом совете (или его секции грузовых вагонов) ВНИИ вагоностроения, Москва, март и декабрь 1973, 1974;

на техническом совещании при отделе Главного конструктора Рижского вагоностроительного завода, Рига, 1973;

на техническом совете Уральского вагоностроительного завода, Нижний Тагил, 1974;

на техническом совете Кадиевского вагоностроительного завода, Кадиевка, 1975;

на научно-технической секции конструирования и прочности машин Днепродзержинского вагоностроительного завода им.газеты "Правда";

на совещаниях представителей организаций, участвующих в разработке специализированной платформы для перевозки большегрузных контейнеров, Москва, Днепродзержинск, Днепропетровск, март, май, август 1973, апрель, май, октябрь 1974;

на семинаре "Теория автоматического управления" Института кибернетики АН УССР, Киев, 1971;

на семинарах Днепропетровского отделения Института механики АН УССР, Днепропетровск, 1969-1974;

на объединенном семинаре по механике Днепропетровского отделения ИМ АН УССР и Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, Днепропетровск, февраль и декабрь 1974.

#### Основное содержание диссертации

опубликовано в следующих работах автора:

1. Применение метода корректирующих множителей при расчете конструкции проектируемого железнодорожного экипажа на случайные воздействия. В кн.: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. Киев, "Наукова думка", 1974.
2. О построении частотных характеристик транспортных экипажей с сухим трением в рессорном подвешивании. Т а м ж е.
3. Случайные колебания механических систем, составленных из подсистем с различным внутренним сопротивлением. "Машиноведение", 1974, № 4.
4. Метод корректирующих множителей при расчете проектируемого подвижного состава на случайные воздействия. Труды БИИМ, вып.26, Брянск, 1974.
5. О случайных колебаниях рельсовых экипажей при высоких скоростях движения. В кн.: Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. Киев, "Наукова думка", 1973.

6. Случайные колебания колесных экипажей, движущихся по жесткому основанию со случайными неровностями. "Вестник ВНИИ ж.-д. транспорта", 1971, № 6.
7. Случайные колебания сложных механических систем с большим сопротивлением. "Прикладная механика", т.УІ, вып.12, 1971.
8. Использование модальных моделей при идентификации механических систем. Сб. "Техническая кибернетика". Институт кибернетики АН УССР, Киев, 1971.
9. О получении на ЭЦМ статистически надежных оценок спектральных плотностей случайных процессов. В кн.: Математическое обеспечение ЭЦМ "Урал-3", "Урал-4" для исследования случайных колебаний многомассовых систем. Укр. РФАП АН УССР, Киев, 1970.
10. О влиянии жесткости пути на собственные частоты изгибных колебаний кузовов грузовых вагонов. Труды ДИИТ, вып.68, М., 1967.
11. Изгибные колебания кузовов полувагонов в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Т а м ж е (соавтор В.А.Лазарян).
12. Колебания наддресорных частей грузовых вагонов. Труды ДИИТ, вып.55, М., 1965 (соавтор В.А.Лазарян).
13. Определение квазиупругих коэффициентов для исследования колебаний сложных упругих систем. В кн.: Математическое обеспечение ЭЦМ "Урал-3", "Урал-4" для исследования случайных колебаний многомассовых систем. Укр. РФАП АН УССР, Киев, 1970 (соавтор М.Л.Рабинович).
14. Определение квазиупругих коэффициентов систем неразрезных балок. "Известия ВУЗов. Строительство и архитектура", 1970, № 7 (соавтор М.Л.Рабинович).
15. Анализ различных расчетных схем при исследовании изгибных колебаний кузовов грузовых полувагонов. Труды ДИИТ, вып.103, М., 1971 (соавтор А.П.Шабета).
16. Анализ прохождения возмущения от железнодорожного пути к наддресорному строению экипажа. Труды БИТМ, вып.26, Брянск, 1974 (соавторы А.К.Шерстюк, В.В.Куляко).
17. Влияние параметров рессорного подвешивания и характеристик пути на колебания кузова вагона как упругого тела. Труды ДИИТ, вып. 114, Днепрпетровск, 1970 (соавтор Э.М.Тененбаум).
18. О случайных колебаниях многомассовых систем. Материалы III научной конференции, Саратов, 1970 (соавтор В.А.Лазарян).
19. Случайные колебания сложных дискретных механических систем. "Прикладная механика", т.УІ, вып.4, 1970 (соавтор В.А.Лазарян).
20. О колебаниях многомассовых систем при кинематических случайных возмущениях. "Прикладная механика", т.УІ, вып.11, 1970 (соавтор В.А.Лазарян).
21. Исследование колебаний железнодорожного экипажа, движущегося по деформируемому пути со случайными неровностями. "Вестник ВНИИ ж.-д. транспорта", 1973, № 3 (соавтор А.К.Шерстюк).
22. Алгоритм и программа для исследования колебаний многомассовых систем, находящихся под воздействием случайных возмущений с запаздыванием. В кн.: Математическое обеспечение ЭЦМ "Урал-3", "Урал-4" для исследования случайных колебаний многомассовых систем. Укр. РФАП АН УССР, Киев, 1970 (соавтор В.К.Стедьмах).
23. Алгоритм и программа для исследования колебаний многомассовых

- систем, находящихся под воздействием различных случайных возмущений. Там же (соавтор А.К.Шерстюк).
24. Определение спектральных плотностей напряжений в многомассовых системах с сопротивлением, пропорциональным жесткости. В кн.: Алгоритмы и программы для исследования на ЭЦВМ "Минск-22" случайных колебаний дискретных механических систем. Укр.РФАП АН УССР, Киев, 1972 (соавтор А.К.Шерстюк).
  25. Определение энергетического спектра напряжений в различных точках дискретных механических систем с произвольным вязким трением. Там же (соавтор А.К.Шерстюк).
  26. Определение спектральных плотностей напряжений и перемещений в составных механических системах. Там же (соавтор А.К.Шерстюк).
  27. Определение статистических характеристик напряжений, возникающих при кинематических случайных возмущениях некоторых сложных многомассовых систем. Труды ДИИТ, вып.128, Днепропетровск, 1972 (соавтор А.К.Шерстюк).
  28. Теоретическое прогнозирование напряжений в конструкциях проектируемых экипажей. В кн.: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. Киев, "Наукова думка", 1974 (соавторы В.А.Лазарян, В.В.Кулябко, А.К.Шерстюк).
  29. Определение среднего числа превышений заданного уровня случайными процессами на выходе линейной многомерной системы. В кн.: Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. Киев, "Наукова думка", 1973 (соавтор А.К.Шерстюк).
  30. К вопросу об определении с помощью ЭЦВМ частот и амплитуд гармонических составляющих колебательных процессов, записанных при испытаниях железнодорожных экипажей. Труды ДИИТ, вып.72, М., 1967 (соавторы В.А.Лазарян, Э.М.Тененбаум).
  31. Определение параметров гармонических компонент процесса с близкими частотами по оценке спектральной плотности. Труды ДИИТ, вып.76, М., 1968 (соавторы В.А.Лазарян, Э.М.Тененбаум).
  32. Выделение скрытых периодичностей из случайных процессов, записанных при испытаниях подвижного состава, с применением интеграла спектральной плотности. "Вестник ВНИИ ж.-д. транспорта", 1968, № 3 (соавторы В.А.Лазарян, Э.М.Тененбаум, В.К.Стельмах).
  33. Алгоритм и программа получения оценок корреляционной функции и спектральной плотности случайного процесса. В кн.: Математическое обеспечение ЭЦВМ "Урал-3", "Урал-4" для исследования случайных колебаний многомассовых систем. Укр.РФАП АН УССР, Киев, 1970 (соавтор Э.М.Тененбаум).
  34. Спектральный анализ стационарных случайных процессов на важнейших участках частотного спектра. Там же (соавторы Э.М.Тененбаум, В.К.Стельмах).
  35. Вычисление состоятельных оценок спектральных плотностей и корреляционных функций случайных процессов с использованием быстрого преобразования Фурье. В кн.: Алгоритмы и программы для исследования на ЭЦВМ "Минск-22" случайных колебаний дискретных механических систем. Укр.РФАП АН УССР, Киев, 1972 (соавтор С.Ф.Редько).
  36. Определение нормированных взаимной корреляционной функции и

- взаимной спектральной плотности двух случайных процессов с использованием приближенных формул для вычисления осциллирующего интеграла. Там же (соавтор В.П.Шабельский).
37. Вычисление нормированных корреляционной функции и спектральной плотности стационарного случайного процесса с использованием формулы Симпсона. Там же (соавтор А.К.Шерстюк).
  38. Идентификация некоторых механических систем. Сб. "Техническая кибернетика". Институт кибернетики АН УССР, Киев, 1971 (соавторы С.Ф.Редько, В.П.Шабельский).
  39. Об идентификации объекта по спектральным характеристикам входов и выходов. Материалы Всесоюзного симпозиума "Кибернетическая диагностика механических систем по виброакустическим процессам", Каунас, 1972 (соавтор С.Ф.Редько).
  40. К вопросу об идентификации некоторых линейных механических систем. Труды ДИИТ, вып.143, Днепропетровск, 1973 (соавторы В.А.Лазарян, С.Ф.Редько).
  41. Об оценке погрешностей идентификации линейных механических систем алгебраическим способом. "Прикладная механика", т.Х, вып. 9, 1974 (соавторы В.А.Лазарян, Ю.В.Крементуло, В.П.Яковлев, С.Ф.Редько).
  42. Идентификация характеристик жесткостей и демпфирования транспортных экипажей по неполным экспериментальным данным. Труды ВНИИВ, вып.23, М., 1974 (соавторы С.Ф.Редько, В.П.Шабельский).
  43. Об идентификации модели транспортного экипажа по результатам эксперимента. Труды БИИМ, вып.26, Брянск, 1974 (соавторы В.А.Лазарян, В.П.Шабельский, С.Ф.Редько).
  44. Определение частот колебаний вагонов по экспериментальным записям, полученным при динамических испытаниях. Труды ДИИТ, вып. 55, М., 1965 (соавтор Э.М.Тененбаум).
  45. Об экспериментальных методах снижения влияния присоединенного технологического оборудования на частоты и формы собственных колебаний объекта испытаний. Труды ДИИТ, вып.143, Днепропетровск, 1973 (соавторы В.А.Лазарян, В.В.Кулябко, Е.Д.Фальковский).
  46. Анализ вертикальных ускорений буксовых узлов транспортного экипажа при движении со скоростями до 245 км/ч. В кн.: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. Киев, "Наукова думка", 1974 (соавторы С.Ф.Редько, В.В.Кулябко, В.П.Шабельский).

БТ 20036. Подп. к печати 20.II.1975 г. Формат 60 x 84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Усл. печ. л. 2.

Тираж 200 экз. Заказ № 658.

Областная книжная типография Днепропетровского областного управления по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 320070, г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.