

С С С Р

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

На правах рукописи

В. Д. ДАНОВИЧ

МЕТОДИКА ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

(433. Подвижной состав и тяга поездов)

Автореферат  
диссертации, представленной на соискание  
ученой степени кандидата технических наук

Днепропетровск  
1968

НТБ  
ДНУЖТ

Днепропетровский институт инженеров ж. д. транспорта направляет Вам автореферат кандидатской диссертации инженера В. Д. Дановича.

Просим Вас и всех заинтересованных лиц Вашего учреждения принять участие в публичной защите диссертации или прислать свой отзыв (в 2-х экземплярах).

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров ж. д. транспорта.

**Руководители:**

член-корреспондент АН УССР, доктор технических наук, профессор  
**В. А. Лазарян,**  
кандидат технических наук, старший научный сотрудник **Л. А. Машкин.**

НТБ  
ДНУЖТ

С С С Р  
МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

На правах рукописи

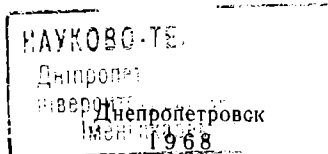
В. Д. ДАНОВИЧ

МЕТОДИКА ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

(433. Подвижной состав и тяга поездов)

Автореферат  
диссертации, представленной на соискание  
ученой степени кандидата технических наук

33209



НТБ  
ДНУЖТ

Программой КПСС и директивами по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966—1970 гг. предусматривается дальнейшее техническое перевооружение железнодорожного транспорта, рост размеров перевозок, повышение веса и скоростей движения поездов. Все это требует в области вагонного хозяйства дальнейшего совершенствования существующих и создания новых грузовых вагонов. В связи с этим возникает вопрос о выборе оптимальных параметров конструкции. Большую роль играет аналитический путь выбора оптимальных параметров, результаты которого позволяют значительно сузить диапазон варьируемых параметров при экспериментальной доводке конструкции.

Аналитические методы исследования динамических процессов в многомассовых системах требуют применения современной вычислительной техники. В настоящей работе проведено исследование устойчивости движения по А. М. Ляпунову четырехосного грузового вагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-0 и исследование вынужденных колебаний того же вагона при движении по случайным и детерминированным неровностям пути. На основании полученных решений по выбранным критериям проведена оптимизация параметров рессорного подвешивания грузового вагона.

Исследования проводились в научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности вагонов ДИИТа на электронных аналоговых машинах ЭМУ-10, Аналог-1, МНБ. Расчеты были выполнены на ЭЦВМ «Урал-3» и «Наири».

**В первой главе** описаны постановка задачи, обзор проведенных исследований по оптимизации параметров динамических систем и по исследованию устойчивости движения вагонов. Далее проводится исследование устойчивости движения четырехосного грузового вагона и определение оптимальной величины демпфирования колебаний с точки зрения устойчивости движения экипажа.

**Во второй главе** дан обзор проведенных исследований вертикальных колебаний четырехосного вагона при движении по неровностям, получены дифференциальные уравнения вынужденных колебаний вагона, описано их моделирование и дан анализ полученных результатов.

**В третьей главе** описана принятая методика выбора оптимальных параметров рессорного подвешивания при исследованиях на электронных моделях.

**В четвертой главе** проведены аналитические исследования линейной системы для контроля полученных с помощью АВМ результатов.

Настоящая работа посвящена выбору оптимальных параметров рессорного подвешивания движущегося экипажа. Железнодорожный экипаж является системой неустойчивой по А. М. Ляпунову. Для неустойчивой системы оптимальным коэффициентом трения можно считать такой, при котором степень неустойчивости является наименьшей в заданном диапазоне скоростей (под степенью неустойчивости  $\alpha$  понимается величина наибольшей положительной вещественной части корней характеристического уравнения). Если рассматривать только вертикальные колебания вагона, то система является устойчивой и можно провести оптимизацию параметров по выбранному критерию. В этом случае решение поставленной задачи существенным образом зависит от характера возмущений, действующих на систему: детерминированных или случайных. В работе при исследовании на электронной модели рассмотрены оба случая задания входных возмущений, а также их совместное воздействие на систему.

В обзоре литературы рассматриваются вопросы, связанные с задачей оптимизации. Далее обсуждаются известные результаты исследований собственных колебаний железнодорожных экипажей. Этому вопросу посвящено много работ как отечественных ученых: Н. Е. Жуковского, А. М. Годыцкого-Цвирко, М. В. Винокурова, Н. А. Ковалева, В. А. Лазаряна, В. Б. Медея, Т. А. Тибилова, И. И. Челнокова и др., — так и зарубежных: Г. Марье, Ф. Картера, И. Рокара и др. Огромные возможности в деле изучения собственных колебаний железнодорожных экипажей открылись благодаря применению современной вычислительной техники. В работах В. А. Лазаряна впервые были составлены и решены дифференциальные уравнения, а также дан полный анализ собственных колебаний железнодорожных экипажей с учетом взаимосвязи всех степеней свободы. Дальнейшее развитие исследований в этой области

связано, главным образом, с уточнениями расчетных схем, что приближает исследуемую математическую модель к реальной конструкции. Возникающие при этом трудности вычислительного характера преодолеваются при помощи аналоговых и цифровых вычислительных машин.

В качестве объекта исследования в настоящей работе выбран четырехосный полувагон, загруженный до полной грузоподъемности, установленный на тележках ЦНИИ-ХЗ-0. При изучении устойчивости движения вагона приняты обычные допущения, на основании которых расчетная схема вагона представляет собой механическую систему, состоящую из трех твердых тел (кузова и двух тележек) и имеющую 10 степеней свободы.

Дифференциальные уравнения движения вагона составлены как уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_k} = Q_k, \quad (k=1, 2, \dots, 10), \quad (1)$$

где  $T$ ,  $\Pi$  — соответственно кинетическая и потенциальная энергия,  $R$  — функция рассеивания энергии системы;  $q_k$ ,  $\dot{q}_k$  — обобщенные координаты и скорости;  $Q_k$  — соответствующие обобщенные силы.

Кинетическая и потенциальная энергии системы были вычислены обычным способом. Функция рассеивания энергии системы подсчитана в двух случаях: при наличии демпферов вязкого трения и демпферов кулонова трения. Во втором случае сила трения, возникающая в клиновых демпферах тележки ЦНИИ-ХЗ-0, записывается как  $F_i = r_0 f_i(\dot{\Delta}_i)$ , где  $r_0$  — амплитудное значение силы трения,  $\dot{\Delta}_i$  — скорость сжатия комплектов пружин,  $f_i(\dot{\Delta}_i)$  — зависит от вида характеристики: при симметричной характеристике  $r_{oc} = 1,65 T$ ,  $f_i(\dot{\Delta}_i) = \text{sign } \dot{\Delta}_i$ , при несимметричной характеристике  $r_{он} = 0,55 T$ ,  $f_i(\dot{\Delta}_i) = (3 \text{ sign } \dot{\Delta}_i - 1)$ .

Обобщенные силы  $Q_k$ , входящие в уравнения (1), представляют собой силы трения между колесами и рельсами, вычисляемые по гипотезе Ф. Картера.

Воспользовавшись уравнениями (1), можно получить систему дифференциальных уравнений движения вагона.

Одна из координат системы является циклической и ее можно исключить.

Задача решалась с помощью электронной модели МНБ-1 с

использованием базовых блоков электронной модели ЭМУ-8 для получения сжатий комплектов пружин. Силы кулонова трения вырабатывались при помощи нелинейных блоков БСН. Решение производилось при различных скоростях движения вагона от 15 до 40 м/сек (от 54 до 144 км/ч) для двух вариантов силы кулонова трения: симметричного и несимметричного. Для исследования влияния величины кулонова трения на колебания вагона значение  $r_{0н}$  варьировалось в пределах от 0 до 2,75Т, что соответствует значениям коэффициента относительного трения  $\varphi_0$  от 0 до 45%. При значении  $r_0=0$  уравнения превращаются в систему линейных дифференциальных уравнений. Невозмущенное движение вагона, описываемое этой системой, является неустойчивым при всех рассматриваемых скоростях. Введение в систему кулонова трения качественно не изменяет картину: движение остается неустойчивым. Определение степени неустойчивости  $\alpha$  производится так же, как это делается в линейной системе. Допустимость применения в системе с кулоновым трением преобразования координат, применяемого в линейной системе, показана в работе.

При увеличении скорости движения вагона степень неустойчивости возрастает. При всех скоростях движения введение небольших сил трения ( $\varphi_0 = 1 \div 2\%$ ) снижает степень неустойчивости системы по сравнению с системой без демпферов. Однако дальнейшее повышение  $\varphi_0$  приводит (при скорости 108 км/ч и выше) к повышению  $\alpha$ , а при высоких скоростях движения, начиная со 144 км/ч, неустойчивость при силах трения оказывается даже выше, чем в системе без демпферов. По полученным данным можно определить такую величину коэффициента трения, при которой степень неустойчивости оказывается наименьшей в эксплуатационном диапазоне скоростей. Эта величина оказывается равной при демпферах вязкого трения  $\beta = 18 \text{ Тсекм}^{-1}$ , а при демпферах кулонова трения  $\varphi_0 = 2\%$  для скоростей движения от 54 до 126 км/ч. Симметричное трение оказывает более благоприятное влияние на устойчивость боковых колебаний вагона, чем несимметричное.

При наличии демпферов вязкого трения характер зависимости степени неустойчивости от величины трения остается таким же. Это свидетельствует о том, что кулоново и вязкое трение качественно одинаково влияют на устойчивость движения исследуемой механической системы.

Аналогично можно провести определение наилучшего коэффициента демпферов вязкого трения в рессорном подвешивании пассажирского вагона.

Основы теории взаимодействия колеса и рельса заложены русскими учеными Н. П. Петровым и А. А. Холодецким. В дальнейшем большой вклад в исследование этого вопроса внесли С. П. Тимошенко, В. П. Крачковский, Н. Т. Митюшин, А. М. Годыцкий-Цвирко, М. Ф. Вериго, В. Н. Данилов, В. А. Лазарян, В. Б. Медель, М. А. Фришман, Г. М. Шахунянц, В. Ф. Яковлев и др.

В работах В. А. Лазаряна составлены дифференциальные уравнения вынужденных колебаний вагона с учетом взаимосвязи всех степеней свободы, а также проведено их решение для случая плоских колебаний с помощью электронных вычислительных машин. В настоящей работе также рассматриваются только плоские колебания вагона (предполагается, что неровности на обоих рельсовых нитях симметричны); путь предполагается безынерционным упруго-вязким. Жесткость пути принята равной  $2k_1 = 5650 \text{ Тм}^{-1}$  на одну колесную пару; коэффициент вязкого сопротивления пути, приходящийся на одну колесную пару, принят равным  $2\beta_1 = 81,3 \text{ Тсекм}^{-1}$ .

Введение отмеченных выше допущений приводит к расчетной схеме, имеющей семь степеней свободы. Движение системы описывается следующими координатами:  $x$  — поступательное перемещение вагона вдоль оси пути (перемещения кузова и тележек предполагаются одинаковыми ввиду отсутствия продольных зазоров),  $z, z_1, z_2$  — вертикальные перемещения центров тяжести кузова и тележек;  $\varphi, \varphi_1, \varphi_2$  — углы поворота кузова и тележек относительно главных центральных поперечных осей. Дифференциальные уравнения движения системы имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} m z + S_1 + S_2 &= \theta; \\ I_y \ddot{\varphi} - l S_1 + l S_2 &= 0; \\ m_1 z_1 - S_1 + S_{11} + S_{12} &= 0; \\ m_1 z_2 - S_2 + S_{21} + S_{22} &= 0; \\ I_{y1} \varphi_1 - l_1 S_{11} + l_1 S_{12} &= 0; \\ I_{y1} \varphi_2 - l_1 S_{21} + l_1 S_{22} &= 0; \\ \left( m + 2m_1 + 4 \frac{I_0}{r^2} \right) x &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $m$  — масса кузова с грузом,  $m_1$  — масса тележки,  $I_y, I_{y1}, I_0$  — моменты инерции соответственно кузова, те-

НТБ  
ДНУЖТ



лежки и колесной пары относительно главной центральной поперечной оси,  $2l$  — база вагона,  $2l_1$  — база тележки,  $r$  — радиус колеса,  $S_i, S_{ij}$  — динамические добавки сил, действующих соответственно на кузов и колесные пары тележек,  $i$  — номер тележки ( $i=1,2$ ),  $j$  — номер колесной пары ( $j=1,2$ )

Как видно из седьмого уравнения системы (2), координата  $x$  является циклической.

Динамические добавки сил, действующих на кузов, определяются по следующим формулам:

— при демпферах вязкого трения

$$S_i = 2k\Delta_i + 2\beta\dot{\Delta}_i \quad (i=1, 2)$$

— при демпферах кулонова трения

$$S_i = 2k\Delta_i + \frac{z_0 P}{200} \operatorname{sign} \dot{\Delta}_i \quad (i=1, 2),$$

где  $k$  — жесткость одного комплекта пружин тележки ЦНИИ-ХЗ-0;

$\beta$  — коэффициент вязкого трения демпферов;  $P$  — вес кузова с грузом;  $\Delta_i$  — сжатия комплектов пружин, которые определяются по формулам:

$$\Delta_1 = z - l\varphi - z_1; \quad \Delta_2 = z + l\varphi - z_2.$$

Силы кулонова трения определяются точно так же, как и ранее. Предполагается, что трение в демпферах симметричное.

Динамические добавки сил, действующих на колесные пары, равны

$$S_{ij} = 2k_1(z_i \mp l_1\varphi_i) + 2\beta_1(z_i \mp l_1\varphi_i) - f_{ij},$$

$$\text{где } f_{ij} = 2k_1\eta_{ij} + 2\beta_1\dot{\eta}_{ij}$$

зависит от текущей ординаты геометрической неровности пути  $\eta_{ij}$ .

В настоящем исследовании принято, что геометрическая неровность пути в зоне рельсового стыка имеет вид:

$$\text{при } 0 < x < \lambda \quad \eta_{ij} = \frac{d}{2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right), \quad (3)$$

где  $d$  — наибольшая глубина, а  $\lambda$  — длина неровности. Это возмущение содержит богатый спектр частот.

Ударное воздействие при движении по стыкам задается в виде импульсов, действующих на колесные пары,

$$f_{ij} = f_0 \sigma_1(t - \tau_{ij}),$$

где  $\sigma_1(t)$  — импульсивная функция первого порядка,  $f_0$  — амплитудное значение ударного импульса, которое принято равным  $f_0 = 50T$ ,  $\tau_{ij}$  — время запаздывания  $j$ -ой колесной пары  $i$ -ой тележки.

Предполагается также, что кроме регулярного входного сигнала (3), на систему действуют случайные возмущения. Источником случайного сигнала, задаваемого в модель, служил генератор шума, имеющего равномерную спектральную плотность  $N_0$ . Возможны несколько способов задания сигнала в модель. В исследовании предполагалось, что этим сигналом является возмущение  $f$ , тогда спектральная плотность неров-

ности  $\Phi_\eta(\omega) = \frac{N_0}{2k_1 + 2\beta_1\omega^2}$ . Действительная кривая, полученная

в результате спектрального анализа, близка к кривой спектральной плотности неровности  $\Phi_\eta(\omega)$ , приведенной в исследованиях Л. О. Грачевой.

Решение задачи было проведено на электронной модели ЭМУ-10 с использованием двух комплектов электронно-моделирующей установки «Аналог-1». Моделирование детерминированных и импульсивных возмущений осуществлялось с помощью специальной аппаратуры, сконструированной в лаборатории динамики и прочности подвижного состава ДИИТа. Регулирование амплитуды и частотного спектра случайного сигнала, задаваемого в модель, производилось по сопоставлению результатов электронного моделирования и натурных испытаний для типового полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-0.

Решение задачи на электронной модели контролировалось аналитическими расчетами, которые были проведены для линейной системы при движении по неровности типа (3) и при учете удара на стыке. В обоих случаях погрешность моделирования не превышает 3%.

Анализ осциллограмм, записанных на модели, показывает, что движение вагона по неровности сопровождается сначала разгрузкой, а затем перегрузкой основания. Максимальные силы взаимодействия возникают при движении по неровности. После прохождения неровности колебания вагона быстро затухают так, что при движении по рельсам длиной  $L = 25$  м вагон начинает движение по следующему стыку практически с нулевыми начальными условиями. Стационарные колебания вагона устанавливаются после прохождения двух-трех рельсовых звеньев.

Установление закономерностей влияния различных пара-

метров на силы, действующие на кузов, и на перемещения кузова проводилось при движении по неровности типа (3).

Сравнение осциллограмм, записанных при движении вагона по неровности типа (3) с учетом и без учета ударов на стыках, и результаты их обработки показывают, что кратковременные ударные воздействия, достигающие даже очень большой величины, оказывают влияние только на прочность колесных пар и рельсов и практически не сказываются на силах, действующих на кузов, и его перемещениях.

Изменение параметров пути ( $2k_1$  и  $2\beta_1$ ) и параметров тележки ( $m_1$  и  $2l_1$ ) при постоянной скорости движения в рассмотренном диапазоне практически не влияет на силы, действующие на кузов, и его перемещения. Силы взаимодействия  $S_{ij}$  незначительно возрастают при увеличении  $2k_1$  в диапазоне от 2250 до 6250 Тм<sup>-1</sup> и уменьшаются при увеличении  $2\beta_1$  в диапазоне от 0 до 30 Тсекм<sup>-1</sup>, а в диапазоне от 30 до 81,3 Тсекм<sup>-1</sup> не изменяются. При увеличении массы тележки  $m_1$  от 207 до 830 Тсек<sup>2</sup>м<sup>-1</sup> силы  $S_{ij}$  увеличиваются почти пропорционально  $m_1$ , а при увеличении базы тележки  $2l_1$  от 1,75 м до 2,0 м — не изменяются.

Изменение длины неровности  $\lambda$  (были рассмотрены два варианта при  $\lambda = 2$  м и 3 м) существенно сказывается на силах взаимодействия и в меньшей степени оказывает влияние на динамику кузова.

Изменение глубины неровности  $d$  от 2 мм и выше практически линейно влияет на силы  $S_i$  и  $S_{ij}$  и сжатия комплектов  $\Delta_i$ . При  $d \leq 2$  мм комплекты не работают при скорости 100 км/ч.

Величина возмущения  $d$ , как показано ниже, оказывает также существенное влияние на выбор оптимальных параметров; поэтому оптимизацию следует проводить при том уровне сил  $S_i$  и перемещений  $\Delta_i$ , которые имеют место в реальной системе. При натурных испытаниях полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-0 максимальные значения  $S_i$  и  $\Delta_i$  достигают  $S_i = 19\text{—}20\text{Т}$ ,  $\Delta_i = 20$  мм при движении со скоростью 100 км/ч. На модели при реальных значениях  $d$  силы  $S_i$  и перемещения  $\Delta_i$  оказываются значительно меньшими. Это происходит вследствие того, что в реальном экипаже имеет место боковая качка, которая может достигать значительной величины и оказаться преобладающей при вертикальных сжатиях комплектов пружин. В настоящей работе сделана попытка учесть влияние боковой качки заданием такой условной глубины неровности, чтобы значения  $S_i$  и  $\Delta_i$  совпали с реальными. Условная

глубина равна  $d=30$  мм. При условной глубине неровности была проведена оптимизация.

Силы  $S_i$  и  $S_{ij}$  зависят от скорости движения  $v$ . С ростом  $v$  силы  $S_{ij}$  возрастают;  $S_i$  также растут при увеличении скорости до 100 км/ч, а затем остаются практически постоянными.

На основании анализа полученных результатов можно сделать вывод, что оптимизацию параметров следует проводить при условной глубине неровности  $d=30$  мм и различных скоростях движения вагона. Остальные параметры практически не влияют на динамику кузова и поэтому их выбор не является принципиальным с точки зрения воздействия на кузов.

В качестве критерия оптимизации выбрана величина, характеризующая ускорения отдельных элементов кузова, в частности пятников. Из системы уравнений (2) следует, что

$$\text{ускорения пятников при подпрыгивании кузова } z = -\frac{1}{m} \times \times (S_1 + S_2), \text{ а при продольной качке } l\varphi = \frac{l^2}{l_y} (S_1 - S_2). \text{ Если}$$

силы  $S_1$  и  $S_2$  имеют одинаковые знаки, то преобладает ускорение  $z$ , а если разные, то  $l\varphi$ . Рассматривая самое неблагоприятное сочетание сил, будем оценивать ускорения пятников величиной  $H = |S_1| + |S_2|$ , в которую обе силы входят с одинаковыми весовыми функциями. Тогда при движении по детерминированным неровностям можно выбрать минимаксный критерий оптимизации:

$$\min Q_d = \min \max [ |S_1| + |S_2| ], \quad (4)$$

а при движении по случайным неровностям — критерий среднеквадратического отклонения

$$\min Q_c = \min \frac{1}{T} \int_0^T [ |S_1| + |S_2| ]^2 dt, \quad (5)$$

Каждый из принятых критериев имеет свои достоинства и недостатки. В работе показано, что критерии (4) и (5) для разомкнутой устойчивой динамической системы совпадают.

Оптимизация производилась методом градиента при помощи специализированной стойки оптимизатора типа СПС ЭМУ-10. Однако этот метод отнимает много времени и, кроме того, позволяет определить только локальный экстремум. Необходи-

димость проводить оптимизацию только по двум параметрам позволила использовать в данном случае метод перебора. При этом жесткость рессорного подвешивания изменялась в пределах от 200 до 1200 Тм<sup>-1</sup> (всего было взято 8 значений). При каждой жесткости было выбрано по 8—9 значений  $2\beta$ , или  $\varphi_0$ . Это значительно сократило время исследования. Кроме того, при этом способе определяется вся поверхность  $Q$ , а не только ее значения в экстремальных точках. Понятно, что в этом случае не определяются точные значения  $2\beta_{\text{опт}}$ , или  $\varphi_{\text{опт}}$ ,  $Q_{\text{min}}$ . Однако для рассматриваемой технической задачи это не нужно; достаточно определить небольшую зону, в которой находятся оптимальные параметры.

Оптимизация проводилась при скоростях 40, 60, 80, 100, 120, 140 км/ч при движении по детерминированной неровности с демпферами вязкого и кулонова трения (в последнем случае — при разных вариантах глубины неровности), а также при движении по случайным неровностям и по случайным и детерминированным неровностям вместе.

Рассмотрим применяемую методику, которая пригодна для любых подобных систем. Прежде всего определяются значения  $Q$  в узлах выбранной сетки параметров при всех указанных выше скоростях движения. По данным значениям можно построить поверхности  $Q = f(k, \beta)$  или  $Q = f(k, \varphi_0)$ , но они оказываются не наглядными. Поэтому для удобства анализа строятся линии равного уровня, получаемые в результате сечения указанных поверхностей плоскостями  $Q = \text{const}$ . Подобные графики очень удобны для анализа существующих конструкций тележек, сравнения различных конструкций и проектирования новых. При данной жесткости рессорного подвешивания можно определить величину  $2\beta$ , или  $\varphi_0$ , при которых  $Q$  имеет наименьшее значение. Проводя затем усреднение по скорости движения, можно определить оптимальные значения  $2\beta_{\text{опт}}$  или  $\varphi_{\text{опт}}$ . Если провести аналогичную обработку при всех значениях жесткости, то можно получить зависимость  $2\beta_{\text{опт}}$ , или  $\varphi_{\text{опт}}$ , от жесткости рессорного подвешивания. Полученные результаты сведены в таблицу. Во всех случаях значения оптимальных коэффициентов трения увеличиваются с возрастанием жесткости рессорного подвешивания.

Для сопоставления результатов оптимизации при демпферах вязкого и кулонова трения (столбцы 3 и 4) был построен график минимальных значений  $Q$  в зависимости от жесткости при одинаковой глубине неровности 10 мм, из которого следует, что в обоих случаях минимальные значения  $Q$  растут с

увеличением жесткости и, кроме того, они одинаковы при демпферах вязкого и кулонова трения.

Сравнение данных, приведенных в столбцах 4 и 5 таблицы, показывает, что с возрастанием величины возмущения значения  $\varphi_{\text{опт}}$  также увеличиваются. Для жесткости рессорного подвешивания тележки ЦНИИ-ХЗ-0  $2k=800 \text{ Тм}^{-1}$  была проведена оптимизация также при  $d=5 \text{ мм}$ ,  $15 \text{ мм}$  и  $20 \text{ мм}$ . Полученная зависимость  $\varphi_{\text{опт}}$  от  $d$  близка к линейной. Этот результат подтверждает необходимость проведения оптимизации при том уровне сил и перемещений кузова, которые имеют место в реальной системе, что достигается, как показано выше, заданием в модель условной глубины неровности, равной  $30 \text{ мм}$ . При этой глубине оптимальный коэффициент кулонова трения для тележки ЦНИИ-ХЗ-0 равен  $10\%$ , что близко к результатам, полученным экспериментально. Значения оптимальных коэффициентов трения при разных длинах неровности  $\lambda=2 \text{ м}$  и  $3 \text{ м}$  близки между собой (ср. столбцы 4 и 6 таблицы).

Таблица

№ п. п.	Жест- кость рессор- ного подве- шивания $2k, \text{Тм}^{-1}$	Значения оптимальных коэффициентов вязкого тре- ния $2\beta_{\text{опт}}$ , или кулонова трения $\varphi_{\text{опт}}$ при движении по неровностям					
		$\lambda = 3 \text{ м}$			$\lambda = 2 \text{ м}$	детермини- рованным $\lambda=3 \text{ м}$ , $d=25 \text{ мм}$ и случ.	случай- ным
		груженный			гружен.		
		$d=10 \text{ мм}$	$d=30 \text{ мм}$		$d=10 \text{ мм}$		
		$2\beta_{\text{опт}}$ , $\text{Тсекм}, \%$	$\varphi_{\text{опт}}, \%$	$\tilde{\varphi}_{\text{опт}},$ $\%$	$\tilde{\varphi}_{\text{опт}}, \%$	$\varphi_{\text{опт}}, \%$	$\varphi_{\text{опт}}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	200	5	1,5	3	1,5	3	3
2	400	7,5	2	5	1,5	6	5
3	600	12	3	8	3	10	6
4	740	14	4,5	9,5	4	11	8
5	800	16	5	10	4	11	9
6	925	18	6	11	5	11,5	10
7	1000	20	7	12	5	12	10
8	1200	21,5	8	15	6	13	11

Была проведена также оптимизация при движении по де-  
терминированным ( $\lambda=3 \text{ м}$ ,  $d=25 \text{ мм}$ ) и случайным неров-

ностям. Глубина  $d=25$  мм была подобрана таким же образом, как и ранее, чтобы уровни сил, действующих на кузов, и его перемещения соответствовали значениям, полученным при натурных испытаниях. Как видно, из сопоставления столбцов 5 и 7 таблицы, значения  $\varphi_{\text{опт}}$  не намного различаются между собой. При движении только по случайным неровностям (бесстыковый путь) значения  $\varphi_{\text{опт}}$  несколько понижаются (ср. столбцы 7 и 8 таблицы).

В работе, кроме того, анализируются графики зависимости  $Q$ ,  $S_i$ ,  $\Delta_i$  от скорости движения, жесткости рессорного подвешивания и коэффициента кулонова трения демпферов при неизменных прочих параметрах.

В работе произведено сопоставление результатов воздействия на вагон различных видов кинематического возмущения путем разложения этих функций в ряд Фурье и получения решения упрощенной системы уравнений (2) при воздействии входного полигармонического возмущения. Вычисления были проведены при помощи ЭЦВМ «Наири» для значений  $\lambda=2$  м и 3 м и  $L=25$  м и 12,5 м. Результаты подсчетов показывают, что возмущение типа (3) имеет наиболее богатый спектр частот, а кривая зависимости максимальных сил от скорости движения, полученная при этом возмущении, более близка к экспериментальным кривым.

Далее приведены результаты решения системы уравнений (2) при воздействии импульсивного возмущения. Это решение получено операционным методом при введении допущения о том, что функция рассеивания всей системы пропорциональна потенциальной энергии. В этом случае оказалось возможным перейти к главным координатам, благодаря чему удалось получить решение в общем виде. Вычисления были проведены при помощи ЭЦВМ «Наири». Полученная кривая достаточно хорошо совпадает с результатами электронного моделирования.

В работе приведены некоторые аналитические методы определения оптимального коэффициента вязкого трения. Один из них основан на использовании интегрального уравнения Винера-Хопфа, решение которого для разомкнутой динамической системы принимает вид  $K(t)=0$  или  $G(i\omega)=0$ , где  $K(t)$  — импульсная характеристика системы,  $G(p)$  — передаточная функция,  $G(i\omega)$  — частотная характеристика системы. Поскольку полученное выше равенство физически неосуществимо, то оптимальным коэффициентом вязкого трения считаем такой, при котором достигается  $\min|G(i\omega)|$  при фиксированной

частоте  $\omega$ . Указанный метод был применен в работах А. К. Силаева и Л. О. Грачевой для оптимизации параметров системы с одной степенью свободы. В настоящей работе этот метод применен для системы с шестью степенями свободы. Вычисления были произведены при помощи ЭЦВМ «Урал-3». Программа составлена так, что строится график зависимости минимизируемой функции от коэффициента вязкого трения при фиксированной частоте  $\omega$ . Так как эта функция является монотонно убывающей, то применение различных методов поиска экстремума функции невозможно. Для такой функции было принято считать оптимальным коэффициентом вязкого трения такой, при котором относительное уменьшение минимизируемой функции станет меньше заданной величины. Анализ полученных решений для различных частот  $\omega$  дал возможность построить график зависимости  $2\beta_{\text{опт}}$  от частоты  $\omega$ . Наибольшие значения  $2\beta_{\text{опт}}$  оказываются при резонансной частоте по подпрыгиванию кузова и уменьшаются при остальных частотах.

Другой аналитический метод оптимизации параметров основан на минимизации дисперсии выходного сигнала при задании белого шума. Дисперсия выходного сигнала на основании теоремы Парсеваля может быть преобразована следующим образом:

$$D = N_0 \int_{-\infty}^{\infty} |K(t)|^2 dt = \frac{N_0}{2\pi i} \int_{-i\infty}^{i\infty} G(p) G(-p) dp.$$

Последний интеграл можно вычислить по теореме вычетов, однако для этого необходимо знать разложение знаменателя  $G(p)$  на простейшие множители, что можно проделать лишь в частном случае, как это показано выше. В общем случае, если функция  $G(p)$  является дробно-рациональной, то указанный интеграл вычисляется по табличным формулам, приведенным в литературе по автоматическому управлению. Этот метод не вызывает никаких принципиальных затруднений, однако полученные выражения оказываются настолько громоздкими, что определение оптимального параметра методами дифференциального исчисления оказывается невозможным. Поэтому приходится воспользоваться ЭЦВМ «Урал-3» для построения графика  $D$  в зависимости от коэффициента вязкого трения. Эта функция имеет минимум, при котором значения  $2\beta$  является оптимальным. По результатам вычислений был построен график зависимости  $2\beta_{\text{опт}}$  от жесткости рессорного



подвешивания, который хорошо совпадает с аналогичным графиком, построенным при помощи электронной модели. При возрастании жесткости рессорного подвешивания оптимальный коэффициент вязкого трения тоже возрастает.

## **Выводы и рекомендации**

### **А По методике исследования.**

1. В неустойчивой системе оптимальные параметры должны выбираться так, чтобы степень неустойчивости системы имела наименьшее значение в заданном диапазоне скоростей;

2. среди различных типов возмущений неровность типа (3) содержит в себе наиболее богатый спектр частот;

3. кратковременные ударные воздействия, возникающие при прохождении стыков, достигающие даже очень большой величины, оказывают влияние только на прочность колесных пар и рельсов и практически не сказываются на силах, действующих на кузов, и его перемещениях, поэтому при исследованиях, связанных с динамикой кузова, их можно не принимать во внимание;

4. в качестве критерия оптимизации можно выбрать величину, характеризующую наибольшие значения ускорений пятников кузова;

5. выбор оптимальных параметров рессорного подвешивания должен производиться при различных скоростях движения с дальнейшим усреднением полученных результатов;

6. силы, действующие на кузов, и перемещения кузова экипажа, получаемые на электронной модели при реальных значениях глубины неровности, оказываются ниже соответствующих величин, замеренных при натурных испытаниях того же экипажа, что объясняется наличием боковой качки кузова, доля которой может оказаться преобладающей в вертикальных сжатиях комплектов пружин;

7. при наличии в рессорном подвешивании тележки демпферов кулонова трения оптимизация должна быть произведена при такой условной глубине неровности, при которой силы, действующие на кузов, и его перемещения достигают величин, замеренных при натурных испытаниях данного экипажа;

Б. По результатам проведенных исследований устойчивости движения вагона:

1. введение в неустойчивую систему демпферов трения качественно не изменяет картину: движение остается неустойчивым;

2. демпферы кулонова и вязкого трения качественно одинаково влияют на степень неустойчивости;

3. в диссипативной системе при небольшой величине сил трения степень неустойчивости ниже, чем в системе без рассеивания энергии; увеличение сил трения приводит при высоких скоростях движения к возрастанию степени неустойчивости;

4. наименьшая степень неустойчивости для тележки ЦНИИ-ХЗ-0 жесткостью  $800 \text{ Тм}^{-1}$  получается для демпферов вязкого трения при  $18 \text{ Тсекм}^{-1}$ , а для демпферов кулонова трения при 2% в исследованном диапазоне скоростей;

5. степень неустойчивости при симметричном трении ниже, чем степень неустойчивости при несимметричном трении.

В. По результатам проведенных исследований вынужденных колебаний вагона при помощи АВМ:

1. колебания вагона устанавливаются после прохождения двух-трех стыков;

2. при движении с малой скоростью (до 40 км/ч) и небольшом уровне возмущений пружинные комплекты тележек не работают из-за наличия демпферов кулонова трения с коэффициентом трения  $\varphi_0 > 1\%$ ;

3. силы взаимодействия несколько возрастают при увеличении жесткости пути и уменьшаются при увеличении коэффициента вязкого сопротивления пути до  $30 \text{ Тсекм}^{-1}$ , а затем практически остаются постоянными; силы, действующие на кузов, практически не зависят от этих параметров в рассмотренном диапазоне их изменения;

4. силы взаимодействия изменяются почти пропорционально изменению массы тележки и практически не зависят от базы тележки; силы, действующие на кузов, практически не зависят от массы и базы тележки;

5. предыдущий вывод позволяет предположить, что приве-

НАУКОВО-ТЕХНИЧЕСКИЙ

Днепропетровский  
университет

Имя

НТБ  
ДНУЖТ

денная масса пути не оказывает существенного влияния на динамику кузова в рассмотренном диапазоне скоростей;

6. длина неровности существенно влияет на силы взаимодействия и мало влияет на динамику кузова; глубина неровности оказывает существенное влияние как на силы взаимодействия, так и на динамику кузова;

7. силы взаимодействия возрастают с ростом скорости движения; силы, действующие на кузов, возрастают с ростом скорости движения до 100 км/ч, а затем остаются практически постоянными до скорости 140 км/ч;

8. при наличии в тележке ЦНИИ-ХЗ-0 жесткостью 800 Тм<sup>-1</sup> демпферов вязкого трения оптимальный коэффициент равен 16 Тсекм<sup>-1</sup>;

9. при наличии в тележке ЦНИИ-ХЗ-0 демпферов кулонова трения оптимальный коэффициент трения равен 10% при условной глубине неровности;

10. значения оптимальных коэффициентов трения при гашении боковых и вертикальных колебаний различны;

11. значения оптимального коэффициента вязкого и кулонова трения увеличиваются с возрастанием жесткости рессорного подвешивания;

12. значения оптимального коэффициента кулонова трения при движении по детерминированным, а также по детерминированным и случайным неровностям вместе мало отличаются между собой; для тележки ЦНИИ-ХЗ-0 этот коэффициент колеблется в пределах от 10% до 11%; при движении по случайным неровностям значения оптимального коэффициента кулонова трения несколько ниже;

13. минимальные значения критерия оптимизации при оптимальных величинах коэффициентов вязкого и кулонова трения равны между собой и возрастают с ростом жесткости рессорного подвешивания.

**Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:**

1. Лазарян В. А., Коротенко М. Л., Данович В. Д. Исследование влияния сил сопротивления, пропорциональных первой степени скорости, на устойчивость движения системы со многими степенями свободы. Труды ДИИТа, вып. 55, изд-во «Транспорт», 1965.
2. Лазарян В. А., Вашурин Л. А., Данович В. Д., Манашкин Л. А. Влияние сил сухого трения на устойчивость движения неконсервативной системы. Тезисы доклада на совещании по проблеме нелинейных колебаний механических систем. Рига, 1966.
3. Лазарян В. А., Грановский Р. Б., Данович В. Д., Манашкин Л. А. Исследование движения железнодорожного экипажа по детерминированным и случайным неровностям пути. Тезисы доклада на Всесоюзной конференции по применению статистических методов. Минск, 1968.
4. Лазарян В. А., Вашурин Л. А., Данович В. Д., Манашкин Л. А. Влияние сил сухого трения на устойчивость движения неконсервативной системы. Труды ДИИТа, вып. 76, изд-во «Транспорт», 1968.

**По различным разделам диссертационной работы автором были  
сделаны доклады:**

1. На совещании по некоторым проблемам динамики сооружений и машин. Днепропетровск, 1964.
2. На совещании по проблеме нелинейных колебаний механических систем. Рига, 1966.
3. На XVII научно-технической конференции Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, 1967.
4. На научно-технической конференции по развитию и модернизации конструкций тележек грузовых и пассажирских вагонов для высоких скоростей движения, методов их ремонта и эксплуатации. Ленинград, 1967.
5. На Всесоюзной конференции по применению статистических методов. Минск, 1968.
6. На научном семинаре по механике кафедр Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, 1968.

НТБ  
ДНУЖТ

---

БТ 16443. Областная книжная типография  
Днепропетровского областного управления по печати,  
г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.  
Заказ № 2555-м. Тираж 230. Объем 1,25 п. л. Подписано к печати 2.X-68 г.

Сканировала Камянская Н.А.