

СССР-МПС

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНО-
ДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Канд. техн. наук, доцент А.А. ЛЬВОВ

КОЛЕБАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С РАЗЛИЧНЫМИ
ТИПАМИ И ПАРАМЕТРАМИ ТЕЛЕЖЕК

(диссертация написана на русском языке)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук

(05.433 – подвижной состав и тяга поездов)

Днепропетровск
1971 г.

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта и во Всесоюзном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта.

Официальные оппоненты:

1. Заслуженный деятель науки УССР, член-корреспондент АН УССР, доктор технических наук, профессор ЛАЗАРЯН В.А.
2. Доктор технических наук, профессор ЧЕЛНОКОВ И.И.
3. Доктор технических наук, профессор ШАДУР Л.А.

Ведущее предприятие (учреждение) - ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ВАГОНОСТРОЕНИЯ.

Автореферат разослан 28 октября

Защита диссертации состоится 2 декабря 1971 г. на заседании Ученого Совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта (г.Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы просим направлять в двух экземплярах по адресу:
г.Днепропетровск - 10, Университетская, 2, Институт инженеров железнодорожного транспорта.

Ученый секретарь Совета
докт. техн. наук, профессор

А.Е. БЕЛАН

НТБ
ДНУЖТ

СССР-МПС
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНО-
ДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Канд. техн. наук, доцент А.А. ЛЬВОВ

КОЛЕБАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С РАЗЛИЧНЫМИ
ТИПАМИ И ПАРАМЕТРАМИ ТЕЛЕЖЕК
(диссертация написана на русском языке)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук
(05.433 - подвижной состав и тяга поездов)

Днепропетровск
1971 г.

НТБ
ДНУЖТ

45034

ВВЕДЕНИЕ

Вагоны, движущиеся по горизонтальному, прямолинейному пути, подвергаются действию сил, вызывающих колебания надбессорных строений и необбессоренных масс. Колебания могут сопровождаться появлением больших сил между элементами конструкции вагона и пути. Эти силы вызывают повышенный износ, расстройство вагонов, пути и, в особо тяжелых случаях, могут угрожать безопасности движения.

Изучение колебаний вагонов является сложной проблемой, как с точки зрения теоретических, так и экспериментальных исследований, которая приобретает особую актуальность в связи с повышением скоростей движения грузовых поездов.

Разработка новых типов вагонов и модернизации ходовых частей современных типов вагонов должны базироваться на глубоких научных исследованиях динамических процессов, возникающих при движении. Недостаточное использование теоретических исследований по динамике вагонов при проектировании новых тележек приводило к созданию тележек, динамические качества которых не удовлетворяли современным требованиям. Наиболее значительные исследования колебаний вагонов в 1838–1840 г.г. были выполнены профессорами М.В.Винокуровым и А.А.Поповым. Основные методы исследования динамики вагонов, которые были разработаны к 1850 г. изложены проф. М.В.Винокуровым в учебнике "Вагоны", проф. С.В.Вершинским в IY томе ТСЖ и проф. Л.Н.Никольским в книге "Теория и расчет вагонов".

Многие исследователи за рубежом и в Советском Союзе занимались изучением боковых колебаний локомотивов, наиболее известные работы были выполнены профессорами Ф.В.Картером, А.М.Годышким-Цвирко, Дж.Рокаром, В.Б.Медделем, А.А.Яблоцким, С.М.Купенко, Н.А.Ковалевым, В.Н.Ивановым и докт.техн.наук Т.А.Тиббиловым. В этих работах использованы современные методы механики для анализа движения различных типов локомотивов и показаны возможности улучшения их динамических качеств.

Ряд исследований по взаимодействию пути и подвижного состава, выполненных профессорами К.П.Королевым, М.Ф.Верито,

НТБ
ДНУЖТ

Г.М.Шахуняцем, Д.К.Миновым, В.Н.Даниловым, М.А.Фришманом, докторами технических наук А.В.Сломняским, С.А.Андреевским, О.П.Ершовым. имеют большое значение для оценки динамических свойств различных типов подвижного состава.

Первые исследования по устойчивости движения вагона были выполнены профессором В.А.Лазаряном в 1858 г. Разработанный им математический аппарат оказался очень удобным для математических машин, которые были успешно использованы для исследований динамики вагонов и локомотивов. Это обстоятельство послужило основой для развития всесторонних исследований устойчивости движения железнодорожных экипажей. Наиболее значительные работы по устойчивости движения выполнены доцентами М.Л.Коротенко, Л.А.Длугачем, к.т.н. Л.А.Манашкиным, В.Ф.Ушкаловым, В.Д.Дановичем.

В 1960-1966 г.г. появился ряд работ по исследованиям подвижного состава с помощью математических машин. В МИИТе под руководством профессоров В.Б.Меделя и И.П.Исаева изучалось движение локомотивов и вагонов электропоездов; в ЦНИИ МПС в вагонном отделении под руководством проф. С.В.Вершинского исследовались колебания вагонов и в отделении комплексных испытаний под руководством проф. М.Ф.Вериги проводились исследования движения локомотивов и вагонов в кривых и прямых участках пути.

Большой объем аналитических исследований динамики вагонов выполняли за последние годы проф. И.И.Челноков с группой научных сотрудников. В этих работах выбраны и уточнены расчетные схемы для различных типов вагонов, определены частоты собственных колебаний, исследованы вынужденные колебания, рассмотрены методы выбора типов и параметров гасителей колебаний для вагонов.

Ряд исследований колебаний вагонов в вертикальной продольной плоскости был проведен профессорами В.А.Лазаряном, Е.Н.Никольским, канд. техн. наук Л.О.Грачевой, А.А.Долматовым, А.А.Эстлинг, С.С.Крепкогорским, Л.А.Манашкиным, В.Д.Дановичем, А.В.Карповой, П.М.Богдановым, П.С.Анисимовым и др. Исследованиям взаимодействия колеса и рельса в вертикальной плоскости посвящены докторские диссертации В.Ф.Яковлева и Н.Н.Кудрявцева

НТБ
ДНУЖТ

Наряду с теоретическими исследованиями динамики вагонов, за последние годы поставлено много экспериментальных работ в этом направлении. Это вызвано, с одной стороны, тем, что с помощью только теоретических расчетов еще невозможно сделать полное заключение о динамических качествах вагона, а с другой стороны, еще не изучены достаточно хорошо силы, действующие на подвижной состав.

Экспериментальные исследования различных типов вагонов, выполненные за последние годы ЦНИИ МПС, ВНИИВ, ДИИТ, МИИТ, ЛИИЖТ, лабораториями Уральского и Крюковского вагоностроительных заводов, в значительной степени способствовали изучению динамических процессов, возникающих при движении вагонов.

1. ЗАДАЧИ И ОСНОВНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования движения современных вагонов связаны с решением систем дифференциальных уравнений. Решение этих уравнений при ручном счете связано со значительными трудностями, а в большинстве случаев вообще оказывается невозможным. С появлением АВМ стали возможными решения систем уравнений высокого порядка с различными нелинейностями, учет различных факторов, рассмотрение большого количества вариантов параметров вагонов. Все это значительно сокращает число допущений и приближает расчетную схему к реальной конструкции.

При колебаниях вагона появляются силы, которые могут достигать значительных величин, угрожающих безопасности движения. Эти силы возникают вследствие воздействия на подвижной состав различных несовершенств пути и отступлений в его содержании. В этих случаях возникают переходные процессы колебаний и их изучение имеет самостоятельное значение. С другой стороны, если принять путь идеально равным, однородно-упругим без каких либо отклонений, то возникает проблема выбора таких параметров подвешивания вагона, при которых будут минимальные динамические силы. Особое значение при определении таких параметров имеют исследования устойчивости движения грузовых вагонов. Система железнодорожный экипаж - путь в общем случае -

НТБ
ДНУЖТ

нелинейна . При движении вагона возникают различные виды колебаний, в том числе автоколебания.

В диссертации рассматривается устойчивость невозмущенного движения по А.М.Ляпунову. Как известно, невозмущенное движение по А.М.Ляпунову устойчиво, если при малых отклонениях начальных условий отклонения решений при любом возмущенном движении от их значений при невозмущенном движении остаются малыми в течение любого промежутка времени.

Если возмущения асимптотически стремятся к нулю и возмущенное движение асимптотически приближается к невозмущенному, то невозмущенное движение называется асимптотически устойчивым. Железнодорожный подвижной состав необходимо конструировать так, чтобы невозмущенное движение экипажей было асимптотически устойчиво.

В наших исследованиях железнодорожный путь рассматривается как идеально ровный и равноупругий, а механическая система линеаризована. Если решение рассматриваемой линейной системы уравнений асимптотически устойчиво, то можно считать, что движение реальной механической системы по пути с возмущениями также будет устойчивым.

Если исследуемая система уравнений не является асимптотически устойчивой, то в этом случае можно дать лишь качественную оценку системы, т.е., что в системе возникают более сложные колебания, которые надо исследовать в нелинейной постановке. Однако, при этом исходным материалом является решение соответствующей линейной системы.

Исследуя устойчивость движения по первому приближению, можно установить, будут ли в системе нарастать или затухать колебания после того, как она будет выведена из поступательного прямолинейного движения. В первом случае при решении системы уравнений наибольшая вещественная часть корня будет положительной, а во втором — отрицательной.

Теоремы А.М.Ляпунова об устойчивости по первому приближению связаны с решением систем линейных однородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Если возмущенное движение асимптотически устойчиво, то колебания будут затухать и вагон будет иметь спокойный ход, если движение не-

НТБ
ДНУЖТ

устойчиво – колебания нарастают и ход будет неспокойным. При решении системы дифференциальных уравнений с помощью АВМ в случаях неустойчивого движения машинные переменные возрастают и выходят за пределы диапазона их изменения в моделях. Чтобы получить решение, используется прием сдвига корней примененный впервые к задачам устойчивости движения подвижного состава проф. В.А.Лазаряном. После замены переменных $q_i = \bar{q}_i e^{\alpha t}$, где α – вещественное число, корни характеристического уравнения связаны с корнями характеристических уравнений исходной системы следующим соотношением

$$\bar{\lambda}_k = \lambda - \alpha.$$

Решая на АВМ систему дифференциальных уравнений, можно подобрать значение α , при котором машинные решения становятся устойчивыми. Таким образом, можно установить, при каких дополнительных условиях принятая механическая система может стать устойчивой. Для этого необходимо систему машинных уравнений, описывающую устойчивое движение, преобразовать в физические дифференциальные уравнения. В этой новой системе дифференциальных уравнений появятся новые слагаемые, связанные с коэффициентом α . Подбрав конструктивные элементы вагона, удовлетворяющие новым дифференциальным уравнениям, получаем механическую систему, у которой будет устойчивое движение.

Такие исследования были выполнены для четырехосного вагона и их результаты приведены в соответствующей главе диссертации.

При неустойчивом движении происходит нарастание амплитуд колебаний вывiania и поперечного отбоя ходовых частей вагона до момента касания гребней колес внутренней грани головки рельса. Дальнейшее увеличение амплитуд зависит от величин поперечного отжатия рельсов. В наших исследованиях принимается условие, что пока не выбирается поперечный зазор в колесе – δ_0 , гребни колес не оказывают давления на рельс в поперечном направлении. Когда гребни колес отжимают рельсы в поперечном направлении, возникает восстанавливающая сила

НТБ
ДНУЖТ

$$y_p = K_{\text{пр}}(|y_i| - \delta_0),$$

где $K_{\text{пр}}$ - поперечная жесткость рельсовой нити,

y_i - поперечное перемещение соответствующей колесной пары тележки, которое складывается из поперечного отбоя $y_{\text{т}}$ и углового поворота тележки в плане $\psi_{\text{т}}$; ζ_i - расстояние от середины тележки до колесных пар).

Поперечная жесткость пути имеет нелинейную характеристику, которую можно записать в следующем виде:

$$K_{\text{пр}} = K_n \sigma_0 (|y_i| - \delta_0) \operatorname{sign} y_i,$$

где $\sigma_0 (|y_i| - \delta_0)$ - единичная функция, которая удовлетворяет следующим условиям

$$\sigma_0 (|y_i| - \delta_0) = \begin{cases} 0 & \text{при } |y_i| < \delta_0 \\ 1 & \text{при } |y_i| > \delta_0. \end{cases}$$

В дальнейшем, при выборе параметров ходовых частей вагонов, мы будем стремиться выбирать такие параметры, при которых движение будет устойчивым или при которых можно достигнуть минимальных значений инкрементов. Кроме того, при сопоставлении величин инкрементов при различных параметрах, можно считать, что вагоны с наименьшими инкрементами обладают лучшими динамическими качествами.

В диссертации исследуются колебания грузовых вагонов с различными типами и параметрами тележек при движении по прямым участкам рельсового пути. При этом рассматривались вагоны с различными:

- а) смещениями центра тяжести груза относительно осей симметрии;
- б) массами, моментами инерций, высотами центра тяжести;
- в) типами тележек и числом колесных пар;

НТБ
ДНУЖТ

- г) системами расположения рессорного подвешивания (центральное, надбуксовое) и его характеристиками;
- д) демпферами, их размещением и параметрами для гашения колебаний.

Рассмотрены методы определения параметров подвешивания и динамических сил.

В соответствии с этим в диссертации рассматриваются следующие вопросы:

1. Расчетные схемы для грузовых четырех-, шести- и восьми-осных вагонов. Силы между колесом и рельсом, вызывающие влияние. Особенности составления дифференциальных уравнений движения вагонов при общей несимметрии груза. Методы решения дифференциальных уравнений. Определение с помощью электронных моделей параметров подвешивания грузовых вагонов.

2. Устойчивость движения и колебания четырех-, шести- и восьми-осных вагонов на тележках с центральным и надбуксовым подвешиванием. Влияние степени несимметричного размещения груза на устойчивость движения. Влияние высоты центра тяжести груза и массы на устойчивость движения. Определение зоны устойчивости движения. Влияние упругих связей крыльных пар с рамой тележки и степени демпфирования на устойчивость движения. Параметры рессорного подвешивания, обуславливающие устойчивое движение вагонов.

3. Экспериментальные исследования колебаний грузовых вагонов и сопоставление их с теоретическими решениями. Спектры частот боковых колебаний, амплитуды и дискременты при различных скоростях движения в прямых участках пути. Определение величин боковых сил из теоретических решений. Обобщение измерений рамных сил по различным типам грузовых вагонов. Корреляционные зависимости рамных сил от поперечных перемещений рессорных комплектов и углов влияния тележек. Динамическая поперечная жесткость рессорных комплектов. Динамика четырех-осных и восьми-осных вагонов при несимметричном размещении груза.

НТБ
ДНУЖТ

Результаты этих исследований позволили определить степень устойчивости движения, оценить влияние различных параметров вагонов на их динамические свойства, разработать метод определения оптимальных параметров, установить влияние степени несимметрии груза на динамические процессы и рекомендовать допустимые нормативы несимметричного размещения грузов в вагоне.

2. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И КОЛЕБАНИЯ ЧЕТЫРЕХ-ОСНЫХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА ТЕЛЕЖКАХ С ЦЕНТРАЛЬНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Четырехосный грузовой вагон рассматривался как механическая система, состоящая из трех твердых тел с упругими связями. Кузов грузового вагона симметричный, груз в вагоне размещен так, что его центр тяжести смещен относительно центра тяжести кузова вдоль вагона на величину l , поперек на z , по вертикали — на h и его оси параллельны осям симметрии кузова. Рассмотрено два варианта выбора обобщенных координат. В первом — в качестве обобщенных координат принимались перемещения и повороты кузова с грузом вдоль и относительно главных центральных осей инерции, при этом выражение кинетической энергии упрощается, а потенциальной энергии — усложняется. Во втором варианте в качестве обобщенных координат принимались перемещения и повороты кузова с грузом вдоль и относительно осей симметрии кузова. Выражение кинетической энергии имело сложный вид. Для вычисления кинетической энергии кузова с грузом, как одного твердого тела, в общем случае его движения удобно за полюс принять центр инерции тела, тогда центробежные моменты инерции равны нулю, выбранные оси будут главными центральными осями инерции, а моменты инерции относительно этих осей будут главными центральными моментами инерции. Направления главных осей инерции соответствуют осям симметрии эллипсоида инерции, которые определяются углами α, β, γ , и их величины зависят от степени смещения груза и определяются из уравнений

НТБ
ДНУЖТ

$$\begin{aligned} (J_x - J_i) \cos \alpha_i - J_{xy} \cos \beta_i - J_{xz} \cos \gamma_i &= 0, \\ -J_{yx} \cos \alpha_i + (J_y - J_i) \cos \beta_i - J_{yz} \cos \gamma_i &= 0, \\ -J_{zx} \cos \alpha_i - J_{yz} \cos \beta_i + (J_z - J_i) \cos \gamma_i &= 0, \\ \cos^2 \alpha_i + \cos^2 \beta_i + \cos^2 \gamma_i &= 1, \end{aligned}$$

где J_{ix}, J_{iy}, J_{iz} — центробежные моменты инерции,
 J_x, J_y, J_z — моменты инерции соответственно относительно продольной оси — x , поперечной — y , вертикальной — z .

Потенциальная энергия системы равна алгебраической сумме потенциальных энергий, накапливаемых в рессорном подвешивании. При вычислении перемещений точек опирания кузова на рессорные комплекты, расстояние от центра тяжести до соответствующих рессорных комплектов принималось с учетом поворотов осей на углы α, β, γ . Жесткость рессорных комплектов различна. Из общего выражения потенциальной энергии получены выражения для частных случаев: симметричная нагрузка, продольное смещение груза, поперечное смещение груза и несколько вариантов совместного продольного и поперечного смещения грузов.

Обобщенные силы были определены по теории крыла. Коэффициенты псевдоскольжения при несимметричной загрузке, вычисленные для каждого колеса, различны, поэтому формулы для вычисления обобщенных сил отличаются от формул для вычисления обобщенных сил при симметричной нагрузке.

Движение четырехосного вагона на тележках с центральным подвешиванием при несимметричном размещении груза описывается следующей системой связанных дифференциальных уравнений:

$$a_{11} \ddot{q}_1 + c_{11} q_1 + c_{12} q_2 + c_{13} q_3 = 0;$$

$$a_{22} \ddot{q}_2 + c_{22} q_2 + c_{21} q_1 + c_{23} q_3 + f_{26} q_6 + h_{28} q_8 = 0;$$

$$a_{33} \ddot{q}_3 + c_{33} q_3 + c_{31} q_1 + c_{32} q_2 + c_{34} q_4 + c_{35} q_5 + c_{36} q_6 = 0;$$

НТБ
ДРУЖТ

$$a_{44} \ddot{q}_4 + c_{44} q_4 + c_{43} q_3 + c_{45} q_5 + c_{46} q_6 = 0;$$

$$a_{55} \ddot{q}_5 + c_{55} q_5 + c_{53} q_3 + c_{54} q_4 + c_{56} q_6 + c_{57} q_7 = 0;$$

$$a_{66} \ddot{q}_6 + c_{66} q_6 + c_{63} q_3 + c_{64} q_4 + c_{65} q_5 + c_{67} q_7 + f_{68} q_8 + h_{66} q_6' = 0;$$

$$a_{77} \ddot{q}_7 + c_{77} q_7 + c_{75} q_5 + c_{76} q_6 + f_{79} q_9 + h_{77} q_7' = 0;$$

$$a_{88} \ddot{q}_8 + f_{86} q_6 + h_{88} q_8' = 0;$$

$$a_{99} \ddot{q}_9 + f_{97} q_7 + h_{99} q_9' = 0;$$

$$a_{1010} \ddot{q}_{10} + f_{106} q_6 + h_{108} q_{10}' = 0,$$

где a_{ii}, c_{ij} — соответственно инерционные и квазиупругие коэффициенты;

h_{ij}, f_{ij} — коэффициенты при обобщенных силах;

обобщенные координаты перемещения кузова: q_1 — подпрыгивание; q_2 — галопирование; q_3 — боковая качка; q_4 — поперечный отброс; q_5 — выгибание; q_{10} — поступательное движение, q_6 и q_7 — полуразность и полусумма поперечных отбросов тележек, q_8, q_9 — полуразность и полусумма углов выгибания тележек.

Рассмотрено движение четырехосного полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-0 с грузом весом 62 т, с различными смещениями центра тяжести кузова с грузом от осей симметрии только вдоль

НТ
ДНУЖ

полувагона на 0,5; 1,0 м; только поперек полувагона на 0,1 и 0,5 м; при совместном смещении (всего восемь вариантов).

В общем случае при несимметричном размещении груза движение вагона описывается системой из десяти связанных между собой дифференциальных уравнений второго порядка. При смещении груза только вдоль вагона коэффициенты C_{13} , C_{23} , f_{26} , f_{106} , k_{108} равны нулю. В этом случае остается семь связанных дифференциальных уравнений, два связанных уравнения, описывающие подпрыгивание и галопирование и одно уравнение, описывающее поступательное движение — отделяются. При симметричном расположении груза система из семи уравнений разделяется на системы из трех и четырех связанных дифференциальных уравнений.

Система из десяти связанных дифференциальных уравнений второго порядка решалась на АВМ МН-17М. Решения были получены в виде графиков движения, записанных на лентах осциллографов. По ним были определены корни уравнений с наибольшими вещественными частями. В табл.1 приведены корни системы уравнений для скоростей движения 20, 30, 40 м/сек и девяти вариантов смещений центра тяжести кузова с грузом (x — смещение вдоль, y — смещение поперек вагона). В первой строчке табл.1 приведены корни, полученные из аналитических решений, а во второй — из машинных решений. Различия корней по вещественной и мнимой частям не превышает 5%.

Анализ решения системы уравнений показал, что частоты колебаний соответствующие корням с наибольшей вещественной частью зависят от скорости движения. Продольное смещение центра тяжести груза до 1,0 м и поперечные смещения до 0,5 м практически не влияют на частоты и инкременты.

При движении вагона с несимметричным размещением груза по прямому участку пути довольно быстро наступает одночастотный режим колебаний.

Большое влияние на появление колебаний подпрыгивания и галопирования кузова оказывает поперечное и продольное смещение груза. В интервале скоростей от 20 до 40 м/сек и поперечном смещении 0,1 м амплитуды подпрыгивания кузова при увеличении

НТ
ДНУЖТ

Таблица 1

Смещения груза в м	Корни системы уравнений для скоростей движе- ния в м/сек		
	20	30	40
$x = 0, y = 0$	$0,19 \pm 4,72i$	$0,72 \pm 6,80i$	$0,84 \pm 7,56i$
$x = 0, y = 0$	$0,19 \pm 4,77i$	$0,73 \pm 6,70i$	$0,88 \pm 7,86i$
$x = 0, y = 0,1$	$0,20 \pm 4,74i$	$0,75 \pm 6,61i$	$0,90 \pm 7,76i$
$x = 0, y = 0,5$	$0,20 \pm 4,73i$	$0,73 \pm 6,63i$	$0,88 \pm 7,57i$
$x = 0,5 y = 0$	$0,18 \pm 4,72i$	$0,73 \pm 6,53i$	$0,90 \pm 7,83i$
$x = 0,5 y = 0,1$	$0,18 \pm 4,76i$	$0,73 \pm 6,61i$	$0,90 \pm 7,84i$
$x = 0,5 y = 0,5$	$0,20 \pm 4,83i$	$0,75 \pm 6,61i$	$0,88 \pm 7,57i$
$x = 1,0 y = 0$	$0,23 \pm 4,83i$	$0,78 \pm 6,67i$	$0,90 \pm 7,94i$
$x = 1,0 y = 0,1$	$0,20 \pm 4,74i$	$0,78 \pm 6,67i$	$0,88 \pm 7,94i$
$x = 1,0 y = 0,5$	$0,23 \pm 4,74i$	$0,78 \pm 6,68i$	$0,90 \pm 7,89i$

продольного смещения от 0 до 1 м возрастают в 1,3–1,7 раза, а при поперечном смещении 0,5 м и таком же увеличении продольного смещения – в 3–5 раз.

Амплитуды галопирования кузова в интервале скоростей 20–40 м/сек с увеличением продольного смещения груза от 0,1 до 1 м при поперечном смещении 0,5 м возрастают в 3–3,5 раза, при увеличении поперечного смещения от 0,1 до 0,5 м и одинаковом продольном смещении амплитуды галопирования возрастают в 4,5–5 раз.

Амплитуды боковой качки интенсивно возрастают с увеличением скорости движения и почти не изменяются от величины смещения груза.

Для проверки полученных решений в 1964 г. были поставлены специальные опыты с четырехосным полувагоном на тележках

ЦНИИ-ХЗ-0 с симметричным и несимметричным размещением груза. Опыты показали, что при движении со скоростями до 120 км/ч смещение центра тяжести на $x \leq 0,5$ м и $y \leq 0,1$ м не привело к заметному изменению горизонтальных сил по сравнению с этим показателем при симметричной нагрузке, а вертикальные динамические нагрузки увеличились на 10-15%. Эти результаты согласуются с данными, полученными теоретическим путем.

Степень неустойчивости движения вагонов зависит также от высоты центра тяжести вагона. Наибольшая вещественная часть корня, как это следует из решения уравнений, с увеличением скорости изменяется неодинаково при различной высоте центра тяжести.

Анализ решений уравнений движения вагона с симметрично расположенным грузом показал, что при скоростях движения до 25 м/сек большая неустойчивость движения у четырехосной платформы с высотой центра тяжести 1,6 м, а в интервале скоростей 25-35 м/сек - у платформ с низким центром тяжести (1 м). При скорости движения 45 м/сек степень неустойчивости для обоих вариантов одинакова. Решения, полученные для различных типов четырехосных грузовых вагонов, показали, что при движении вагонов со скоростями до 25 м/сек и высоким центром тяжести, вещественная часть корня - h растет более интенсивно, чем у вагонов с низким центром тяжести. В интервале скоростей движения 25-30 м/сек коэффициенты h уменьшаются и при дальнейшем увеличении скорости движения степень неустойчивости всех типов грузовых вагонов интенсивно нарастает.

Для оценки влияния массы кузова на нарастание колебаний сопоставлялись решения, полученные для груженого и порожнего вагонов. Колебания влияния кузова порожнего вагона нарастают более интенсивно, а колебания боковой качки и поперечного отбоя кузова - менее интенсивно, чем колебания груженого вагона. Численные значения вещественной части корней при скоростях движения до 35 м/сек у порожнего вагона меньше, а при скоростях выше 35 м/сек - больше, чем у груженого.

Рассмотрение движения различных типов четырехосных вагонов показало, что их движение неустойчиво. Чтобы получить систему уравнений, описывающих устойчивое движение четырехосного вагона,

НТ
ДНУЖТ

необходимо с помощью сдвига корней определить величину α , при которой машинные решения становятся устойчивыми. Преобразуя эту систему машинных уравнений в физические дифференциальные уравнения, обнаруживаем, что в них появляются новые слагаемые, связанные с коэффициентом α . Подобрать конструктивные элементы вагона, удовлетворяющие новым дифференциальным уравнениям, получим механическую систему, у которой будет устойчивое движение.

На примере исследования движения четырехосного грузового полувагона показано определение параметров, обуславливающих его устойчивое движение. После преобразования машинных уравнений были получены следующие физические дифференциальные уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{q}_5 + 2\alpha \dot{q}_5 + (\alpha^2 + \frac{C_{55}}{a_{55}}) q_5 + \frac{C_{75}}{a_{55}} q_7 &= 0 \\ \ddot{q}_7 + (2\alpha + \frac{h_{77}}{va_{77}}) \dot{q}_7 + (\alpha^2 + \frac{\alpha h_{77}}{va_{77}} + \frac{C_{77}}{a_{77}}) q_7 + \frac{C_{75}}{a_{77}} q_5 - \frac{f_{79}}{a_{77}} q_9 &= 0 \\ \ddot{q}_9 + (2\alpha + \frac{h_{99}}{va_{99}}) \dot{q}_9 + (\alpha^2 + \frac{\alpha h_{99}}{va_{99}}) q_9 + \frac{f_{97}}{a_{99}} q_7 &= 0 \\ \ddot{q}_3 + 2\alpha \dot{q}_3 + (\alpha^2 + \frac{C_{33}}{a_{33}}) q_3 + \frac{C_{34}}{a_{33}} q_4 + \frac{C_{36}}{a_{33}} q_6 &= 0 \\ \ddot{q}_4 + 2\alpha \dot{q}_4 + (\alpha^2 + \frac{C_{44}}{a_{44}}) q_4 + \frac{C_{43}}{a_{44}} q_3 + \frac{C_{46}}{a_{44}} q_6 &= 0 \\ \ddot{q}_6 + (2\alpha + \frac{h_{66}}{va_{66}}) \dot{q}_6 + (\alpha^2 + \frac{C_{66}}{a_{66}} + \alpha \frac{h_{66}}{va_{66}}) q_6 + \frac{C_{63}}{a_{66}} q_3 + \frac{C_{64}}{a_{66}} q_4 + \frac{f_{68}}{a_{66}} q_8 &= 0 \\ \ddot{q}_8 + (2\alpha + \frac{h_{88}}{va_{88}}) \dot{q}_8 + (\alpha^2 + \frac{\alpha h_{88}}{va_{88}}) q_8 + \frac{f_{86}}{a_{88}} q_6 &= 0 \end{aligned} \right\} (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{q}_3 + 2\alpha \dot{q}_3 + (\alpha^2 + \frac{C_{33}}{a_{33}}) q_3 + \frac{C_{34}}{a_{33}} q_4 + \frac{C_{36}}{a_{33}} q_6 &= 0 \\ \ddot{q}_4 + 2\alpha \dot{q}_4 + (\alpha^2 + \frac{C_{44}}{a_{44}}) q_4 + \frac{C_{43}}{a_{44}} q_3 + \frac{C_{46}}{a_{44}} q_6 &= 0 \\ \ddot{q}_6 + (2\alpha + \frac{h_{66}}{va_{66}}) \dot{q}_6 + (\alpha^2 + \frac{C_{66}}{a_{66}} + \alpha \frac{h_{66}}{va_{66}}) q_6 + \frac{C_{63}}{a_{66}} q_3 + \frac{C_{64}}{a_{66}} q_4 + \frac{f_{68}}{a_{66}} q_8 &= 0 \\ \ddot{q}_8 + (2\alpha + \frac{h_{88}}{va_{88}}) \dot{q}_8 + (\alpha^2 + \frac{\alpha h_{88}}{va_{88}}) q_8 + \frac{f_{86}}{a_{88}} q_6 &= 0 \end{aligned} \right\} (6)$$

НТБ
ДНУЖТ

Новые коэффициенты уравнений можно разбить на три группы. Первая группа - новые квазиупругие коэффициенты (подчеркнуты - ты двумя линиями) перед обобщенными координатами q_8 и q_9 , которые отсутствовали в исходной системе. Эти коэффициенты означают, что у вагона должны быть упругие элементы, которые образовывали бы момент, препятствующий угловым поворотам колесных пар в горизонтальной плоскости. Вторая группа - новые слагаемые, пропорциональные первой степени скорости (подчеркнуты волнистой линией перед обобщенными скоростями), связанные с введением в систему диссипативных сил добавки к уже имеющимся коэффициентам (подчеркнуты одной линией). Третья группа - добавки к уже имеющимся квазиупругим и картеровским коэффициентам (подчеркнуты пунктиром).

Осуществить реальную конструкцию, которая описывалась бы такой системой уравнений, затруднительно, так как при составлении дифференциальных уравнений с изменением диагональных коэффициентов произойдет изменение побочных коэффициентов.

Однако, можно в исходную механическую систему внести необходимые конструктивные элементы и составить дифференциальные уравнения, которые будут близки к системе, полученной из условия устойчивого движения. Такими необходимыми конструктивными элементами являются упругая угловая связь между колесными парами и рамами тележек, которая может быть осуществлена с помощью поводковых бужс, бесчелюстных бужс с упругими связями и с помощью упругой связи рам тележек с кузовом, а также постановка демпферов для демпфирования каждого вида колебаний. Обычно в грузовых вагонах демпферы работают параллельно с рессорными комплектами. В этом случае в дифференциальные уравнения входят кроме диагональных побочные коэффициенты.

Дифференциальные уравнения движения четырехосного вагона на тележках с угловыми упругими связями колесных пар были составлены доцентом М.Л.Коротенко и получены зоны устойчивости при различных значениях угловой жесткости. Устойчивое движение достигается при угловой жесткости связей колесных пар с рамой тележки 10^5 тм/рад и скоростях до 23 м/сек.

НТБ
ДНУЖТ

Чтобы определить влияние степени демпфирования на расширение зоны устойчивого движения, автором совместно с М.Л.Коротенко были получены зоны устойчивости при различных параметрах α . Наибольшая зона устойчивости достигается при угловой жесткости между рамой и колесной парой 10^3 тм/рад и $\alpha = 1,13$ при скорости 80 м/сек. Дальнейшее увеличение параметра α не приводит к заметному расширению зоны устойчивости.

Переход от машинных уравнений с α , найденным из условий устойчивости системы, к физическим уравнениям показал, что построить такую конструкцию нельзя. Поэтому подбирались демпферы с такими параметрами, которые были бы близки к необходимым.

Решение уравнений движения вагона с новыми параметрами было выполнено при помощи АВМ для пяти вариантов загрузки грузом вагона, при наличии демпферов только для гашения вертикальных колебаний, только для горизонтальных колебаний и при наличии демпферов для гашения одновременно вертикальных и горизонтальных колебаний.

Решение уравнений при угловой жесткости связи между колесной парой и рамой тележки, равной 10^3 тм/рад, показало, что при скоростях до 23 м/сек, движение устойчиво без демпфирования колебаний. При скоростях от 23 до 40 м/сек для обеспечения устойчивого движения необходимо демпфирование, величина коэффициента которого интенсивно нарастает при увеличении скорости. Таким образом, при скоростях движения свыше 23 м/сек демпфирование играет решающую роль в обеспечении устойчивости движения.

В диссертации приведены зоны устойчивости при различных значениях угловых жесткостей связей между колесными парами и рамами тележки и величин демпфирования. Решение на модели было проверено при помощи ЭЦВМ Урал-1. Результаты достаточно хорошо совпадали.

В случаях, когда на вагоне установлены только горизонтальные демпферы, при изменении α от 0 до 4,0 верхняя граница зоны устойчивости практически остается такой же, что и при отсутствии этих демпферов. Связано это с тем, что в уравнениях помимо

НТБ
ДНУЖТ

диагональных членов появляются побочные отрицательные члены. В случаях, когда установлены только вертикальные демпферы, зоны устойчивого движения существенно расширяются, особенно при угловой жесткости связи 10^3 тм/рад. Границы зоны устойчивости изменяются в зависимости от степени загрузки вагона. С увеличением веса груза зона устойчивости уменьшается.

Таким образом, в конструкциях ходовых частей вагонов необходимо иметь упругие связи между колесными парами и боковыми рамами тележек. Оптимальное значение угловой жесткости между боковыми рамами и колесными парами двухосной грузовой тележки типа ЦНИИ-ХЗ-0 составляет 10^3 тм/рад. Получить такую величину угловой жесткости можно, если установить жесткость продольной связи букс с боковой рамой - 4000-:-10000 кГ/мм, а поперечной - 600-:-660 кГ/мм.

3. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И КОЛЕБАНИЯ ЧЕТЫРЕХ-ОСНОГО ВАГОНА НА ТЕЛЕЖКАХ С НАДБУКСОВЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Четырехосный вагон на тележках с надбуксовым подвешиванием рассмотрен как механическая система, состоящая из семи твердых тел: кузова с грузом, двух рам тележек и четырех колесных пар. На систему наложены связи, ограничивающие продольные смещения тел жек относительно кузова и колесных пар относительно тележек. Углы качания колесных пар равны углам качания соответствующих тележек. Кузов опирается на подпятники тележек. Принято, что зазоры между скользунами кузова и тележек отсутствуют. Путь принимается идеально ровным и однородно упругим. При принятых допущениях на систему наложено 28 связей, следовательно, система имеет 14 степеней свободы. Конфигурация системы определяется тремя поступательными и тремя угловыми перемещениями кузова, галопированием и качанием двух тележек и поперечным отсосом четырех колесных пар.

В результате преобразований обобщенные координаты были выбраны так, что из 14 уравнений пять уравнений можно выделить как независимые. Оставшиеся девять уравнений состоят из системы пяти и четырех связанных уравнений. Ниже приведена система этих уравнений

$$a_{33} \ddot{q}_3 + b_{33} \dot{q}_3 + b_{34} \dot{q}_4 + b_{310} \dot{q}_{10} + b_{312} \dot{q}_{12} + c_{33} q_3 + c_{34} q_4 + c_{310} q_{10} + c_{312} q_{12} = 0;$$

$$a_{44} \ddot{q}_4 + b_{44} \dot{q}_4 + b_{43} \dot{q}_3 + b_{410} \dot{q}_{10} + b_{412} \dot{q}_{12} + c_{44} q_4 + c_{43} q_3 + c_{410} q_{10} + c_{412} q_{12} = 0;$$

$$a_{55} \ddot{q}_5 + b_{55} \dot{q}_5 + b_{511} \dot{q}_{11} + b_{513} \dot{q}_{13} + c_{55} q_5 + c_{511} q_{11} + c_{513} q_{13} = 0;$$

$$a_{88} \ddot{q}_8 + b_{88} \dot{q}_8 + b_{812} \dot{q}_{12} + b_{810} \dot{q}_{10} + c_{88} q_8 + c_{812} q_{12} + c_{810} q_{10} + h_{88} q'_8 +$$

$$+ f_{810} q_{10} + f_{812} q_{12} = 0;$$

$$a_{99} \ddot{q}_9 + b_{99} \dot{q}_9 + b_{911} \dot{q}_{11} + b_{913} \dot{q}_{13} + c_{99} q_9 + c_{911} q_{11} + c_{913} q_{13} + h_{99} q'_9 +$$

$$+ f_{911} q_{11} + f_{913} q_{13} = 0;$$

$$a_{1010} \ddot{q}_{10} + b_{1010} \dot{q}_{10} + b_{103} \dot{q}_3 + b_{104} \dot{q}_4 + b_{108} \dot{q}_8 + c_{1010} q_{10} + c_{103} q_3 + c_{104} q_4 +$$

$$+ c_{108} q_8 + h_{1010} q'_{10} + f_{108} q_8 = 0;$$

$$a_{1111} \ddot{q}_{11} + b_{1111} \dot{q}_{11} + b_{115} \dot{q}_5 + b_{119} \dot{q}_9 + c_{1111} q_{11} + c_{115} q_5 + c_{119} q_9 +$$

$$+ h_{1111} q'_{11} + f_{119} q_9 = 0;$$

$$a_{1212} \ddot{q}_{12} + b_{1212} \dot{q}_{12} + b_{123} \dot{q}_3 + b_{124} \dot{q}_4 + b_{128} \dot{q}_8 + c_{1212} q_{12} +$$

$$+ c_{123} q_3 + c_{124} q_4 + c_{128} q_8 + h_{1212} q'_{12} + f_{128} q_8 = 0;$$

(7)

$$\left. \begin{aligned} a_{1313} \ddot{q}_{13} + b_{1313} \dot{q}_{13} + b_{135} \dot{q}_5 + b_{139} \dot{q}_9 + c_{1313} q_{13} + c_{135} q_5 + \\ + c_{139} q_9 + h_{1313} q'_{13} + f_{139} q_9 = 0, \end{aligned} \right\}$$

где q_1, q_2, q_3, q_4, q_5 - соответственно колебания подпрыгивания, галопирования, боковой качки, поперечного отбоя и влияния кузова;

q_6, q_7, q_8, q_9 - соответственно полусумма и полуразность галопирования и влияния тележек;

q_{10}, q_{11} - соответственно полусумма и полуразность поперечных отбоя первых колесных пар первой и второй тележек;

q_{12}, q_{13} - тоже вторых колесных пар и q_{14} - поступательное движение экипажа.

Исследовался четырехосный груженный полувагон грузоподъемностью 63 т, тара 21 т с поперечными жесткостями надбуксового подвешивания 75, 150, 300, 450, 600 т/м и порожний вагон с жесткостями - 75, 150, 225 т/м, принималось, что демпферы в надбуксовом подвешивании имеют вязкое сопротивление, пропорциональное первой степени скорости.

Решение дифференциальных уравнений, описывающих движение вагонов для скоростей 10, 20, 30, 40 и 50 м/сек, было получено на АБМ МН17М. Анализ решений дифференциальных уравнений, сделанный по наибольшим корням показал, что устойчивость движения существенно зависит от скорости и величины поперечной жесткости рессорного подвешивания. Движение груженого четырехосного вагона на тележках с надбуксовым подвешиванием, имеющим поперечную жесткость, отнесенную к одной буксе 450 т/м, устойчиво, при рассмотренных скоростях, а при поперечных жест-

НТ
ДНУЖТ

костях 75, 150, 300 т/м – неустойчиво при скоростях движения более 20 м/сек.

Величины инкрементов и декрементов существенно зависят от скорости движения при поперечной жесткости надбуксового подвешивания от 450 – до 600 т/м, а при поперечной жесткости рессорного подвешивания груженого вагона менее 450 т/м с увеличением скорости от 20 до 50 м/сек инкременты изменяются незначительно.

Если сопоставить решения системы пяти дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих колебания боковой качки и поперечного отбоя кузова, полусуммы влияний тележек, полусуммы поперечных отбоя колесных пар, с решениями системы четырех дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих колебания влияния кузова, полуразности влияний тележек и полуразности поперечных отбоя колесных пар, то окажется, что они существенно отличаются. Вещественная часть корней в первом случае положительна при скоростях более 20 м/сек и с увеличением скорости выше 20 м/сек изменяется незначительно, только при поперечной жесткости 450 т/м движение устойчиво. При решении четырех связанных уравнений вещественная часть корней отрицательна в диапазоне скоростей 20–46 м/сек для всех рассмотренных величин поперечной жесткости подвешивания.

В диссертации приведены зоны устойчивого движения для груженого и порожнего вагонов при различных величинах поперечной жесткости. Для груженого вагона с поперечной жесткостью 450 т/м движение устойчиво до скорости 46 м/сек, при 600 т/м до 30 м/сек, при 300 т/м – до 23 м/сек. Следовательно, оптимальная величина поперечной жесткости рессорного подвешивания груженого вагона равна 450 т/м. Для порожнего вагона оптимальная величина поперечной жесткости рессорного подвешивания 150 т/м. Из решения уравнений определено влияние демпфирования на устойчивость движения. Гасители поперечных колебаний не дают большого эффекта, основное влияние оказывают гасители колебаний боковой качки кузова и колебаний влияния тележек. При относительном трении в гасителях колебаний до 10% и поперечных жесткостях надбуксового подвешивания 150–450 т/м у груженого вагона и 150–200 т/м у порожнего, движение устойчиво при скоростях до

50 м/сек. Следовательно гасители колебаний расширяют границы зоны устойчивости движения системы.

При одинаковых поперечных жесткостях рессорного подвешивания движение вагона на тележках с надбуксовым подвешиванием более устойчиво, чем на тележках с центральным подвешиванием. Частоты боковых колебаний зависят от скорости движения вагона. При изменении скорости от 10 до 50 м/сек частота этих колебаний увеличивается почти в три раза. Уменьшение поперечной жесткости надбуксового подвешивания несколько увеличивает частоту боковых колебаний.

Так, при движении вагона с надбуксовым подвешиванием, поперечная жесткость которого равна 450 т/м при скоростях 20 и 50 м/сек, частоты соответственно были 5 и 13 рад/сек, а при поперечной жесткости 75 т/м — 6 и 15,6 рад/сек. Частоты боковых колебаний груженого вагона при скоростях 20–50 м/сек незначительно отличаются от частоты порожнего вагона при движении с теми же скоростями.

Гасители оказывают некоторое влияние на частоты колебаний влияния и поперечного отбоя ходовых частей вагона. Как показали результаты машинных решений при малых значениях поперечных жесткостей (75–150 т/м) демпфирование незначительно изменяет частоты, а при поперечной жесткости 450 т/м и больших скоростях движения это влияние более существенно. Так, при поперечной жесткости надбуксового подвешивания 450 т/м и скорости 50 м/сек частота колебаний при наличии гасителей с относительным трением 10% уменьшилась на 23%, при скорости 30 м/сек — на 11%, а при поперечной жесткости 150 т/м, соответственно, на 15% и 6%. При движении порожнего вагона влияние демпфирования на величины частот еще меньше, чем при движении груженого.

Частоты боковых колебаний четырехосного вагона на двухосных тележках с надбуксовым подвешиванием при одинаковых поперечных жесткостях на 18–23% больше, чем у четырехосного вагона на тележках с центральным подвешиванием.

НТБ
ДНУЖТ

4. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ШЕСТИОСНЫХ ВАГОНОВ НА ТЕЛЕЖКАХ С ЦЕНТРАЛЬНЫМ И НАДБУКОВЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Шестиосный вагон на тележках с центральным подвешиванием рассматривался как механическая система, состоящая из кузова с грузом, представляющих собой одно твердое тело, которое опирается на две наддрессорные балки, образующие два твердых тела. Каждая наддрессорная балка опирается на четыре рессорных комплекта, передающих нагрузки на боковые рамы. Пренебрегая зазоры в буксовых челюстях, считаем, что две боковые рамы и крайняя колесная пара образуют твердое тело, таким образом, колесные пары двух тележек с боковыми рамами образуют четыре твердых тела. Средние колесные пары с буксами и балансирами образуют два твердых тела. Следовательно, рассматриваемый шестиосный вагон состоит из 9 твердых тел, положение которых в пространстве определяется 54 координатами.

На систему наложены связи, которые описываются 42 уравнениями. При принятых допущениях конфигурация системы определяется 12 величинами: тремя поступательными q_1, q_4, q_{12} и тремя угловыми перемещениями кузова q_2, q_3, q_5 , разностью и полусуммой углов вращения наддрессорных балок q_6, q_7 , разностью и суммой поперечных перемещений крайних колесных пар с боковыми рамами тележек q_8, q_9, q_{10}, q_{11} .

Из системы 12 дифференциальных уравнений, описывающих движение вагона, три дифференциальных уравнения можно выделить, а девять разделиются на системы из пяти и четырех связанных уравнений, имеющих следующий вид:

$$a_{33} \ddot{q}_3 + C_{33} q_3 + C_{34} q_4 + C_{38} q_8 = 0;$$

$$a_{44} \ddot{q}_4 + C_{44} q_4 + C_{43} q_3 + C_{48} q_8 = 0;$$

$$a_{77} \ddot{q}_7 + C_{77} q_7 + C_{710} q_{10} + h_{77} q_7' + f_{78} q_8 = 0;$$

(8)

НТБ
ДНУЖТ

$$a_{88} \ddot{q}_8 + C_{88} q_8 + C_{83} q_3 + C_{84} q_4 + h_{88} q'_8 + f_{87} q_7 = 0;$$

$$a_{1010} \ddot{q}_{10} + C_{1010} q_{10} + C_{107} q_7 + h_{1010} q'_{10} + h_{107} q'_7 = 0;$$

$$a_{55} \ddot{q}_5 + C_{55} q_5 + C_{59} q_9 = 0;$$

$$a_{66} \ddot{q}_6 + C_{66} q_6 + C_{611} q_{11} + h_{66} q'_6 + f_{69} q_9 = 0;$$

$$a_{99} \ddot{q}_9 + C_{99} q_9 + C_{95} q_5 + h_{99} q'_9 + f_{96} q_6 = 0;$$

$$a_{1111} \ddot{q}_{11} + C_{1111} q_{11} + C_{116} q_6 + h_{1111} q'_{11} + h_{116} q'_6 = 0,$$

где a_{ij} - инерционные коэффициенты,

C_{ij} - квазупругие коэффициенты,

h_{ij}, f_{ij} - коэффициенты при обобщенных силах

В качестве примера, рассмотрим движение шестисносного по-
лувагона на трехосных тележках типа УВЗ-6^М. Решение систе-
мы уравнений десятого и восьмого порядка (1 вариант)
получено на АВМ МН-17М для скоростей движения 10, 20, 30,
40, 50 м/сек при поперечных жесткостях рессорного подвешива-
ния 170, 340, 680 кГ/мм. Из этих решений были определены ча-
стоты, инкременты и декременты. Частоты боковых колебаний
существенно зависят от скорости движения и возрастают при-
мерно по линейному закону. Изменения поперечной жесткости
рессорного подвешивания от 170 до 680 кГ/мм при малых ско-
ростях движения незначительно влияют на частоты, при больших
скоростях это влияние более заметно. Так, при скорости 30 м/сек

частота при поперечной жесткости 680 кГ/мм на 8,6% меньше, чем при жесткости 170 кГ/мм, а при скорости 40 м/сек - на 12%.

Из анализа решения системы из пяти дифференциальных уравнений второго порядка было установлено, что движение шестиосного полувагона со скоростью более 15 м/сек неустойчиво для всех рассмотренных вариантов поперечных жесткостей рессорного подвешивания. С увеличением скорости инкременты изменялись незначительно. При поперечной жесткости 680 и 340 кГ/мм и скорости близкой к 50 м/сек инкременты были очень малы. При поперечной жесткости, равной 170 кГ/мм и скорости 40 м/сек движение приближается к устойчивому, а при скоростях больше 40 м/сек инкременты быстро нарастают. Сопоставление наибольших значений вещественной части корней уравнений для шестиосного вагона с поперечными жесткостями рессорных комплектов 680, 340 и 170 кГ/мм показало, что при увеличении скорости от 15 до 30 м/сек, величины инкрементов интенсивно нарастают. При мягком поперечном подвешивании степень неустойчивости больше, чем при более жестком подвешивании и тех же скоростях движения.

Анализ решений системы четырех дифференциальных уравнений второго порядка показал, что вещественная часть корней отрицательна при скоростях движения до 50 м/сек. Величины декрементов при увеличении скорости от 10 до 50 м/сек уменьшались с 2,5 до 1,0, а при поперечной жесткости 170 т/м, соответственно, с 1,0 до 0,3. Оценка устойчивости движения производилась по результатам решения системы пяти уравнений второго порядка.

Рассмотрено движение этого же вагона при введении других допущений (П вариант). Принято условие, что в трехосной тележке нет поперечных шарниров в узлах сочленений боковых рам между собой и с колесными парами. Конфигурация такой системы описывается десятью координатами: три поступательных перемещения и три угловых поворота кузова, поперечный относительный смещение обрессоренных масс двух тележек.

Сопоставление мнимых частей уравнений при соответствующих скоростях показало, что частоты во П варианте, примерно, вдвое меньше, чем в 1. Вещественные части корней при скоростях движения 15-25 м/сек мало отличаются, а при скоростях 25-40 м/сек вещественная часть корней уравнений во П варианте значительно больше, чем в 1 варианте.

НТВ
ДНУЖТ

Исследовалось движение шестикосного вагона на трехосных тележках с надбуксовым подвешиванием. Можно рассматривать каждую такую тележку, состоящей из восьми твердых тел; три колесные пары, четыре боковые рамы и наддрессорная балка. Таким образом, положение 17 твердых тел в пространстве определяется 102 координатами. На систему наложены связи, которые описываются 84 уравнениями. Следовательно, конфигурация системы определяется 18 величинами. В качестве обобщенных координат приняты три поступательных и три вращательных перемещения кузова, полусумма и полуразность углов вращения наддрессорных балок, полусумма и полуразность галопирования двух боковых рам первой и второй тележек, полусумма и полуразность шести колесных пар.

Дифференциальные уравнения, описывающие движение такого вагона, состоят из 17 связанных уравнений; уравнение поступательного движения отделилось. В качестве примера рассмотрен шестикосный полувагон на тележках УВЗ-10^М.

Анализ коэффициентов связи и связанности между уравнениями показал, что уравнения, описывающие движение кузова и галопирование тележек, отделяются. Остается восемь дифференциальных уравнений, которые распадаются на две системы по четыре связанных уравнения второго порядка.

Решение систем связанных дифференциальных уравнений было получено с помощью АВМ и вручную. Корни уравнений для скорости 20 м/сек имели следующие значения: $\lambda_{1,2} = -55,97206 \pm 8,25i$; $\lambda_3 = -42,072$; $\lambda_4 = -25,939$; $\lambda_{5,6} = -0,0600 \pm 0,362i$; $\lambda_{7,8} = 0,0374 \pm 0,000187i$.

Машинные решения хорошо согласуются с аналитическими. Так, например, при скорости 20 м/сек частоты отличаются на 7%, а декременты на 2%. С повышением скорости движения декременты уменьшаются, особенно существенно начиная со скорости 30 м/сек.

5. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ВОСЬМИКОСНОГО ВАГОНА

Восьмикосный вагон представляет собой сложную механическую систему. В первом приближении раму с кузовом и грузом можно считать твердым телом. Соединительные и наддрессорные балки

считаем абсолютно жесткими. Принимаем допущение, что колесные пары не имеют поступательных перемещений относительно боковых рам тележек, в этом случае необрессоренную часть двухосной тележки можно представить как твердое тело. Таким образом, восьмиосный вагон можно рассматривать как механическую систему, состоящую из одиннадцати твердых тел, положение которых определяется 66 координатами.

На систему наложены связи, которые описываются 48 уравнениями и конфигурация восьмиосного вагона определяется 18 величинами: шестью перемещениями кузова, поперечным откосом и влиянием необрессоренных частей четырех тележек, галопированием и влиянием двух соединительных балок.

С помощью преобразования координат система восемнадцати уравнений второго порядка разделилась на системы из семи, шести, двух связанных уравнений и три уравнения отделились. Системы уравнений имеют следующий вид:

$$a_{11} \ddot{q}_1 = 0;$$

$$a_{22} \ddot{q}_{12} + c_{22} q_{12} + c_{26} q_{16} + c_{27} q_{17} + c_{29} q_{19} = 0;$$

$$a_{33} q_{13} + c_{33} q_{13} = 0;$$

$$a_{44} \ddot{q}_{14} + c_{44} q_{14} + c_{411} q_{11} = 0;$$

$$a_{55} \ddot{q}_{15} + c_{55} q_{15} + c_{57} q_{17} + c_{59} q_{19} = 0;$$

$$a_{66} \ddot{q}_{16} + c_{66} q_{16} + c_{62} q_{12} + c_{67} q_{17} + c_{69} q_{19} = 0;$$

НТБ
ДНУЖТ

$$a_{77} \ddot{q}_{77} + C_{77} q_{77} + C_{72} q_{72} + C_{75} q_{75} + C_{76} q_{76} + h_{77} q'_{77} - f_{775} q_{75} = 0;$$

$$a_{88} \ddot{q}_{88} + C_{88} q_{88} + C_{813} q_{13} + C_{814} q_{14} + h_{88} q'_{88} - f_{816} q_{16} = 0;$$

$$a_{99} \ddot{q}_{99} + C_{99} q_{99} + C_{92} q_{72} + C_{95} q_{75} + C_{96} q_{76} + h_{99} q'_{99} - f_{977} q_{77} = 0;$$

$$a_{1010} \ddot{q}_{110} + C_{1010} q_{110} + C_{1013} q_{113} + C_{1014} q_{114} + h_{1010} q'_{110} - f_{1018} q_{118} = 0;$$

$$a_{1111} \ddot{q}_{111} + C_{1111} q_{111} + C_{114} q_{14} = 0;$$

$$a_{1212} \ddot{q}_{112} + C_{1212} q_{112} = 0;$$

$$a_{1313} \ddot{q}_{113} + C_{1313} q_{113} + C_{138} q_{18} + C_{1310} q_{110} = 0;$$

$$a_{1414} \ddot{q}_{114} + C_{1414} q_{114} + C_{148} q_{18} + C_{1410} q_{110} = 0;$$

$$a_{1515} \ddot{q}_{115} + h_{1515} q'_{115} + f_{157} q_{77} = 0;$$

$$a_{1616} \ddot{q}_{116} + h_{1616} q'_{116} + f_{168} q_{78} = 0;$$

$$a_{1717} \ddot{q}_{117} + h_{1717} q'_{117} + f_{179} q_{79} = 0;$$

$$a_{1818} \ddot{q}_{118} + h_{1818} q'_{118} + f_{1810} q_{110} = 0,$$

(10)

НТБ
ДНУЖТ

где: $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$ - колебания соответственно продольные, поперечного отбоса, полшрыгивания, гелопшрования, влияния, боковой качки кузова;

q_7, q_8, q_9, q_{10} - полуразность и полусумма колебаний поперечных отбосов тележек;

q_{11}, q_{12} - полуразность и полусумма колебаний галонирования соединительных балок;

q_{13}, q_{14} - полуразность и полусумма углов влияния соединительных балок;

$q_{15}, q_{16}, q_{17}, q_{18}$ - полуразность и полусумма углов влияния тележек.

В качестве примера, рассмотрено движение восьмьюсного полувагона.

Решение систем уравнений четырнадцатого и двенадцатого порядка было получено на двух АВМ типа ЭМУ-8. Наибольшие корни уравнений при скоростях движения 20, 30, 40 м/сек приведены в таблице 2.

Таблица 2

Скорость в м/сек	Наибольшие значения корней	
	системы четырнадцат и уравнений	системы двенадцати уравнений
20	$0,143 \pm 4,77 i$	$1,56 \pm 4,38 i$
30	$0,350 \pm 6,78 i$	$2,74 \pm 6,80 i$
40	$0,740 \pm 7,86 i$	$2,85 \pm 7,52 i$

Чтобы получить остальные корни, рассматривались решения с начальными условиями по каждой обобщенной координате в отдельности. В результате обработки осциллограмм были получены частоты, декременты и инкременты

НТБ
ДНУЖТ

Анализ осциллограмм решений системы двенадцати и четырнадцати уравнений показал, что вначале проявляются собственные колебания, которые быстро затухают, и растут колебания с низкой частотой, соответствующей частоте колебаний влияния необрессоренных частей тележек, затем начинают нарастать амплитуды колебаний обрессоренных частей.

Невозмущенное движение восьмьюосного полувагона при скоростях движения 20, 30, 40 м/сек неустойчиво. При рассмотрении расчетной схемы выше не принималась во внимание поперечная упругость пути. Были составлены также уравнения движения восьмьюосного полувагона с учетом поперечной упругости пути. Система нелинейных дифференциальных уравнений решалась на АБМ типа ЭМУ-8. Анализ осциллограмм решений при нулевых начальных условиях показал, что амплитуды колебаний влияния и поперечного отбоя тележек постепенно нарастают до величины несколько превышающей поперечный зазор в колее, а затем остаются постоянными.

Сопоставление этих решений с теми, которые были получены без поперечной упругости и зазора в колее, показало, что корни уравнений одинаковы и решения отличаются тем, что в первом случае амплитуды колебаний возмущенного движения не ограничены зазором в колее, как это имеет место во втором случае. Анализ решений нелинейной системы показал, что колебания совершаются длительное время с одной частотой. Такие колебания обычно называют квазилинейными. Сопоставление решений линейной и нелинейной систем показало, что частоты при соответствующих скоростях отличаются на 3-7%.

6. СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ТЕОРЕТИЧЕСКИМИ

За последние годы ЦНИИ МПС, ВНИИВ, ЛИИЖТ, ДИИТ, МИИТ, УВЗ выполнили исследования динамики различных типов грузовых вагонов, в которых принимал участие автор. Это позволило нам проанализировать опытные данные, обобщать их, оценивать результаты выполненных нами теоретических исследований, установить определенные закономерности.

НТБ
ДНУЖТ

а) Частоты колебаний. Теоретические исследования показали, что при движении в прямых участках пути после переходного режима движения наступает установившийся режим одночастотных колебаний по всем связанным обобщенным координатам. Эти частоты зависят от скорости поступательного движения и конструкции сочетания колесных пар в тележках. Возникла необходимость установить, подтверждается ли это экспериментально. Нами были проанализированы записи влияний колесных пар, проведенные с помощью кино съемки, записи колебаний влияний тележки, записи осциллограмм рамных сил, поперечного отбоя и боковой качки кузова. По этим данным были получены частоты боковых колебаний вагонов на тележках различных конструкций при скоростях движения от 60 до 130 км/ч. Одновременно была проведена статистическая обработка осциллограмм рамных сил при различных скоростях движения и получены вероятностные характеристики.

Специальные опыты с колесными парами без проката и с прокатом до 8,5 мм показали, что частота и длина волны влияния с увеличением скорости растут. У вагонов с колесами, имеющими большой прокат, длина волн влияния при скоростях движения 60-70 км/ч вдвое меньше, а при скорости 100 км/ч только на 25% меньше, чем у вагонов с колесами без проката.

В специально поставленных опытах были измерены углы влияния тележек относительно рельсовой колеи с помощью „диск“. Частоты влияния тележек при скоростях 60, 70, 80, 90 км/ч были 0,72; 0,60; 0,87 и 1,13 гц, а частоты, полученные из теоретических решений - 0,70; 0,75; 0,82 и 0,86 гц. Расчетные значения оказались меньше опытных на 15-20%. Это различие, очевидно, связано с разными величинами коэффициентов крива, принятыми в расчетах. О влиянии числа осей в тележке на частоту боковых колебаний можно судить по результатам теоретических решений, приведенных в табл.3.

Обработка осциллограмм показала, что амплитуды колебаний влияния тележек четырехосного вагона не зависят от частоты. Многочисленные опыты показали, что частоты боковых колебаний зависят от скорости движения. При наличии горизонтальных неровностей пути колебательный процесс вагона изменяется. Возникают колебания с различными частотами и амплитудами. Следовательно,

НТБ
ДНУЖТ

колебательные процессы можно рассматривать как случайные процессы, имеющие гармонические составляющие со случайными амплитудами и фазами.

Таблица 3

Полувагон	Частота боковых колебаний в гц при скоростях движения в км/ч								
	60	70	80	90	100	110	120	130	144
Четырехосный	0,70	0,75	0,82	0,86	1,0	1,15	1,20	1,35	1,5
Шестиосный	0,63	0,63	0,74	0,84	0,94	1,0	1,0	1,20	1,22
Восьмиосный	0,67	0,75	0,82	0,82	1,0	1,1	1,17	1,20	1,25

Случайные процессы могут быть описаны статистическими или вероятностными характеристиками. Исследованный нами процесс колебаний рамных сил является непрерывным случайным процессом и, следовательно, можно получить вероятностные характеристики этого процесса.

Мы принимали исследуемый процесс эргодичным. В результате обработки реализации достаточной большой протяженности получены статистические характеристики для различных скоростей движения (от 60 до 120 км/ч). Вычисление корреляционных функций и спектральных плотностей было выполнено на ЭЦВМ "Урал-3" вычислительным центром ДИИТ. По расположению наибольших пиков на графиках спектральной плотности установлено, что при каждой скорости движения энергия колебаний сосредоточивается вблизи одной частоты и что с увеличением скорости эта частота растет. Ширина всплесков частотных характеристик составляет от 0,4 до 0,7 гц. Центрированные значения частот, полученные по спектральным плотностям для четырехосного груженого полувагона при скоростях движения 70, 80 и 110 км/ч, составили соответственно 0,9; 1,3; 1,6 гц.

Из экспериментов и теоретических решений следует, что частоты боковых колебаний растут с увеличением скорости, однако для четырехосного полувагона теоретические значения на 20-30%

меньше экспериментальных для скоростей движения 60–80 км/ч и на 35–40% – для скоростей 100–120 км/ч. Это различие можно объяснить нелинейностью сил крипа.

б) Амплитуды и инкременты. Теоретические исследования движения грузовых вагонов на различных типах тележек показали, что, когда вещественная часть наибольшего корня положительна, происходит нарастание амплитуд виляния и отбоя тележек, пока выбирается поперечный зазор в рельсовой колее.

Анализ осциллограмм показал, что при движении вагонов по прямым участкам пути имеют место нарастания амплитуд колебаний виляния и отбоя тележек, пока не возникают возмущения, которые изменяют установившийся процесс, однако затем вновь амплитуды нарастают, и динамический процесс повторяется. В опытах, выполненных нами, было установлено, что амплитуды колебаний колесной пары растут до момента, пока не выбирается поперечный зазор в колее. Проведена статистическая обработка осциллограмм, в которых были зафиксированы нарастания колебаний. Из отношения амплитуд определялся логарифмический инкремент (табл.4).

Таблица 4

Груженный полу- вагон	Величины инкрементов при скорости в км/ч				
	60	80	100	120	140
четырёхосный	0,20	0,40	0,62	0,78	0,80
	0,35	0,48	0,80	0,70	0,82
шестисосный	0,1	0,25	0,45	0,64	–
	0,3	0,45	0,63	0,65	–
восьмисосный	0,06	0,17	0,39	0,66	–
	0,14	0,29	0,55	0,73	–

Примечание: В числителе – теоретические значения, в знаменателе – экспериментальные.

НТБ
ДНУЖТ

Различие расчетных и опытных инкрементов для четырехосного полувагона не превышает 10-20%, при скоростях 80-80 км/ч это различие составляет около 40%. Для шестiosного полувагона различие теоретических и опытных значений коэффициентов η при скоростях 80 и 130 км/ч соответственно не превышает 5 и 40%, а для восьмiosных 10 и 30%.

Сопоставление инкрементов показывает, что составленная математическая модель движения грузовых вагонов по прямым участкам пути отражает реальные процессы в диапазоне скоростей 80-130 км/ч. Таким образом, решения о движении вагонов, полученные на математических машинах, не только качественно, но и количественно соответствуют реальным процессам как по частоте, так и по инкрементам боковых колебаний. Это дает возможность использовать аналитические решения на АВМ для определения динамических сил.

в) Боковые силы, полученные из теоретических решений.

При установившемся режиме боковых колебаний величины боковых сил зависят от квадрата частоты, амплитуд боковых колебаний, моментов инерции кузова относительно вертикальной и продольных осей, массы кузова с грузом, массы тележки, моментов инерции необрессоренных частей тележек относительно вертикальной оси.

Структурную формулу для вычисления боковых сил, действующих на одну колесную пару, можно представить в следующем виде:

$$H_{\delta} = H_{\psi_k} + H_{\psi_y} + H_{\theta_k} + H_{\psi_k} + H_{z_k} + H_{\psi_n} + H_{y_n} + H_{\theta_n} + H_{\psi_t} + H_{y_t} + H_{\theta_t}; \quad (11)$$

H_{ψ}, H_y - силы, вызванные колебаниями вращения и поперечного отбоса;

H_{θ} - силы, возникающие вследствие боковой качки;

H_{ψ}, H_z - силы, вызванные соответственно колебаниями галоширования и подпрыгивания, при несимметричном нагружении кузова;

НТБ
ДНУЖТ

Индексы в формуле (11) обозначают: К - кузова, Н - наддрессорных частей тележки, Т - остальных частей тележек. Чтобы получить инерционные силы, следует определить ускорения и умножить их на соответствующие инерционные коэффициенты. Ускорения нетрудно получить, если дважды продифференцировать полученные машинные решения.

В частном случае для четырехосного полувагона с симметричной загрузкой выражение (11) примет следующий вид:

$$H_{\delta} = 0,5 J_{z_k} \ddot{\psi}_k + 0,25 m_k \ddot{y}_k + 0,25 J_{x_k} h^{-1} \ddot{\theta}_k + \\ + J_{z_T} \ddot{\psi}_T + 0,5 m_T \ddot{y}_T ; \quad (12)$$

$l_{1,2}$ - половина базы соответственно вагона и тележки;

h - расстояние центра тяжести вагона от верхней плоскости рессор;

$\ddot{\psi}, \ddot{\theta}, \ddot{y}$ - ускорения (в комплексной форме) соответственно при вилянии, боковой качке, поперечном оттоке;

J_x, J_z - моменты инерции соответственно относительно вертикальной и продольной осей;

m_k, m_T - массы кузова и тележки.

Для каждой заданной скорости движения имеются осциллограммы движения кузова и тележки и наибольшие корни в комплексной форме. С помощью масштабных коэффициентов можно определить амплитуды и углы сдвига фаз. Подставив в формулу (12) численные значения параметров четырехосного полувагона и полученные из машинных решений частоты, углы сдвига фаз и амплитуды, получим боковые силы, действующие на одну колесную пару четырехосного полувагона, равные 5,4; 4,5; 2,7 т при скоростях движения соответственно 30, 25 и 20 м/сек.

г) Экспериментальные значения рамных сил. Нами были обобщены результаты опытов с различными грузовыми вагонами с симметричной загрузкой, выполненных в 1958-1966 г.г. На основании полученных в различных опытах наибольших значений рамных сил строились графики распределения в зависимости от скорости дви-

жения. По этим данным для каждой скорости определялись максимальные значения для каждой колесной пары и выбирались наибольшие. Кроме того, проводилась статистическая обработка опытных данных.

Эмпирическая зависимость от скорости величины рамных сил для четырехосных вагонов на участках пути большой протяженности имеет вид:

$$H_p = 2,9 + 0,09 (V - 60), \text{ а}$$

на участках короткой протяженности, где проводились совместные испытания по динамике вагонов и воздействию на путь:

$$H_p = 3,0 + 0,066 (V - 60),$$

где V - скорость в км/ч; причем $60 \leq V \leq 120$ км/ч.

Интенсивность нарастания рамных сил на коротком участке пути меньше, чем на длинном. Это объясняется влиянием на рамные силы различных неровностей длинного участка пути.

Сопоставление показало, что величины боковых сил, измеренные на коротком участке пути, и данные теоретических решений хорошо совпадают. Так, при скоростях 70, 80, 110 км/ч величины боковых сил по одной колесной паре, полученные в опытах, составляют соответственно 3,5; 4,7; 5,8 т, а вычисленные теоретическим путем - 2,7; 4,5 и 5,4 т.

Обобщение опытов с шестiosными вагонами на трехосных тележках различных конструкций позволило установить эмпирическую зависимость

$$H_p = a + b (V - 60) \text{ т.}$$

Значения коэффициентов a и b приведены в табл. 5.

Из табл. 5 видно, что коэффициент b , характеризующий интенсивность нарастания рамных сил с увеличением скорости, наименьший для тележек УВЗ-8^М. Для тележки КВЗ-1^М модернизированной коэффициент b на коротких участках пути в 1,5 раза больше, а для КВЗ-1^И в 4,5 раза больше, чем для УВЗ-8^М. Таким

Таблица 5

Тип тележки	Участки пути			
	длинные		короткие	
	a	b	a	b
УВЗ-8 ^М	2,2	0,06	1,6	0,040
КВЗ-1 ^М	3,8	0,18	3,6	0,18
КВЗ-1 ^М модернизи- рованная	-	-	2,4	0,060

образом, поперечная жесткость рессорного подвешивания и конструктивные особенности трехосных тележек существенно влияют на величины рамных сил.

Обобщение опытов с восьмиосными вагонами позволило установить, что для вычисления рамных сил может быть использована та же зависимость, что и для четырехосных вагонов

$$H_p = \frac{n+4}{3n} [3,0 + 0,06 (V - 60)] \text{ т.} \quad (13)$$

где с учетом n — числа колесных пар в тележке.

Нетрудно видеть, что у восьмиосных вагонов рамные силы будут меньше, чем у четырехосных при той же скорости движения.

Таким образом опыты подтверждают, что величины рамных сил зависят от скорости движения и типа тележек.

д) Корреляционные зависимости рамных сил от поперечных перемещений рессорных комплектов и углов виляния тележек. Выше было определено, что с изменением рамных сил происходят изменения поперечных перемещений рессорных комплектов. Необходимо было установить статистическую связь между рамными силами H_p , поперечными прогибами рессор y и углами виляния тележек ψ_T

Исследования связи между рамными силами и поперечными прогибами рессорных комплектов для четырех-, шести- и восьми-осных вагонов показало, что между этими величинами существует устойчивая корреляционная связь. Коэффициенты корреляции $r_{\text{м}}$ для различных типов вагонов составили 0,45 - 0,52 с доверительными интервалами от 0,27 до 0,78. Кроме того получены были коэффициенты корреляции между рамными силами и углами выноса тележек. В большинстве случаев доверительные интервалы находятся в пределах $0,3 \leq \beta \leq 0,7$.

Для трех связанных величин H_p , ψ , ψ_T были вычислены множественные и частные коэффициенты корреляции. Множественный коэффициент корреляции для четырехосного груженого полувагона составляет 0,89. Множественное линейное корреляционное уравнение, выражающее зависимость H_p от ψ и ψ_T , было получено по способу Чебышева. Для четырехосного груженого полувагона оно имеет вид:

$$H_p = (0,55 + 0,188 \psi + 0,087 \psi_T) T. \quad (14)$$

е) Горизонтальная поперечная жесткость рессорных комплектов.

Рессорное подвешивание у грузовых вагонов современной конструкции обладает упругостью в поперечном направлении. От правильного выбора жесткости подвешивания зависят динамические показатели вагонов, связанные с боковыми колебаниями.

В процессе движения вагона изменяются вертикальные нагрузки вагона и высота пружин рессорного комплекта. Вычисления показали, что при увеличении вертикальной статической нагрузки в 1,8 раза, поперечная жесткость увеличивается на 8%, а при снижении вертикальной нагрузки на 80% она уменьшается на 6,5%. Таким образом, даже при значительном изменении вертикальной нагрузки поперечная жесткость изменяется незначительно.

В литературе отсутствовали данные об изменении поперечной жесткости в процессе колебаний. Нами была проведена обработка осциллограмм, по которым в один момент времени определялись рамные силы и поперечные перемещения рессорных комплектов. Будем называть отношение этих величин динамической поперечной

жесткостью рессорного комплекта. В результате обработки многочисленных опытов получены средние и максимальные значения динамической поперечной жесткости рессорных комплектов. С увеличением поперечных перемещений до 8 мм динамическая поперечная жесткость уменьшается, а при поперечных прогибах рессорных комплектов тележек ЦНИИ-ХЗ-О от 8 до 16 мм, она изменяется мало, и численное ее значение приближается к расчетному, полученному при статической вертикальной нагрузке.

Аналогичная обработка осциллограмм была проведена для тележек УВЗ-8^М. Динамическая поперечная жесткость с увеличением поперечных перемещений до 6 мм уменьшается, а при перемещениях более 6 мм остается постоянной и, примерно, равна расчетной (при статической нагрузке).

Влияния поперечных перемещений рессорных комплектов тележек ЦНИИ-ХЗ-О по данным опытов можно определять из выражения $y = 3 + 0,22 (V - 80)$ мм, эта зависимость справедлива для $60 \leq V \leq 120$ км/ч. Наибольшая ошибка не превышает 10%. Эту зависимость можно использовать для приближенной оценки величин рамных сил, если умножить поперечные перемещения на динамическую поперечную жесткость рессорного комплекта. Так, для тележки ЦНИИ-ХЗ-О динамическую поперечную жесткость можно принять равной 520 кг/мм. Тогда $H_p = 1,5 + 0,011 * (V - 80) \text{ т}$ (15). Вычисленные таким образом рамные силы будут на 10-15% больше полученных по эмпирическим зависимостям, описанным выше.

ж) Динамика вагонов при несимметричном размещении груза,

Экспериментальные исследования влияния несимметричного размещения груза в вагоне на динамические показатели ранее не проводились. Нами выполнены экспериментальные исследования с четырехосным полувагоном и восьмиосным транспортером на тележках ЦНИИ-ХЗ-О при симметричном и несимметричном размещении груза.

По данным опытов частоты боковых колебаний вагонов с несимметричным расположением груза растут с увеличением скорости и их значения на 10-15% больше теоретических при одинаковых скоростях.

НТБ
ДНУЖТ

Сопоставление результатов опытов с четырехосным полувагоном при симметричном и несимметричном размещении груза (со смещениями вдоль вагона до 0,5 м и поперек до 0,10 м) показало, что рамные силы и поперечные ускорения пятников в обоих случаях, примерно, одинаковы. Однако несимметричное размещение груза приводит к увеличению вертикальных динамических нагрузок. При указанных выше величинах смещения груза вертикальные динамические добавки на 10-15% больше, чем при симметричной загрузке вагона. Опытные данные согласуются с теоретическими решениями.

До 1967 г. не было нормативов допустимых смещений грузов на транспортерах, отсутствовали опытные данные. Опыты, проведенные с восьмиосным транспортером при шести вариантах смещения центра тяжести тяжеловесного груза, позволили установить ряд закономерностей. При смещении тяжеловесного груза только поперек на 180 мм от оси симметрии вагона K_d увеличиваются на 30-60%; при смещении поперек вагона до 80 мм и вдоль до 400 мм K_d повышается на 10%, а при поперечном смещении на 90 мм и продольном - 800 мм на 25-50% по сравнению с симметричным размещением груза. Наиболее неблагоприятными эти показатели оказались для транспортера с грузом, имеющим смещение только поперек до 180 мм и смещения поперек на 180 мм и вдоль на 800 мм.

Величины рамных сил, измеренные в опытах при смещении груза поперек на 90 мм и вдоль на 400 мм; поперек на 80 мм и вдоль на 800 мм, оказались примерно такими же как и при симметричном размещении груза. При смещении груза поперек на 180 мм, а также при смещении поперек на 180 мм и вдоль на 800 мм, рамные силы на 15-30% больше, чем при симметричном размещении груза.

Также же закономерности были получены по изменению ускорений и перемещений рессорных комплектов. Таким образом, опыты подтвердили теоретические исследования о влиянии несимметричного размещения груза на динамические силы. Все это позволило рекомендовать нормативы допустимых смещений грузов в вагонах и сделать следующие рекомендации.

Несимметричное размещение груза приводит к неравномерному распределению статической нагрузки по колесам, которые следует

учитывать коэффициентом неравномерности K_H . Общая нагрузка на колесо может быть вычислена по формуле

$$P = P_0 (1 + K_H + K_{\text{дн}}^{\delta}), \quad (16)$$

где: P_0 - статическая нагрузка на колесо при симметричном размещении;

$K_{\text{дн}}^{\delta}$ - коэффициент вертикальной динамической добавки на буксу.

Можно допускать перевозку тяжеловесных грузов на транспортерах при смещениях центра тяжести груза с тарой вагона относительно осей симметрии на 0,016 от ширины и 0,015 от длины транспортера.

Для четырехосных вагонов можно допускать смещения центра тяжести груза на 0,033 ширины и на 0,058 от базы вагона. Эти рекомендации вошли в инструкцию по перевозке тяжеловесных грузов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Исследование движения вагонов, как движения сложных механических систем, стало возможным благодаря применению современных методов механики, вычислительной математики и электронных математических машин.

При автоколебательном движении вагона накапливается энергия, которая должна гаситься элементами конструкции пути. Количество накапливаемой энергии находится в прямой зависимости от величины инкремента. Поэтому при создании новых типов вагонов необходимо стремиться к тому, чтобы движение было устойчиво.

В случае, когда движение вагона неустойчиво, происходят нарастания колебаний до того момента, пока гребни колес не коснутся боковой грани рельсов, при этом чем больше инкременты, тем с большей скоростью колесная пара подходит к рельсу. После прижатия колес к рельсу амплитуды будут увеличиваться только за счет отжатия рельсов. Условием существования установившегося режима является равенство энергии, накапливаемой системой

НТБ
ДНУЖТ

во время движения, и энергии, рассеиваемой при набегании колеблющегося колеса на внутреннюю грань головки рельса.

При исследовании движения вагонов по прямым участкам пути следует учитывать нелинейную характеристику поперечной жесткости пути.

Построенная математическая модель позволяет рассматривать колебания вагона при несимметричном размещении груза в кузове при различных жесткостях рессорного подвешивания. Для несимметричной системы удобно выбрать оси координат так, чтобы они совпадали с главными центральными осями инерции.

Исходя из анализа аналитических решений в опытных данных следует, что несимметричное размещение груза в четырехосном вагоне, при котором происходит смещение центра тяжести наддрессорного строения вдоль на 0,059 базы и на 0,033 ширины вагона, вполне допустимо. Установлена возможность перевозки тяжеловесного груза на восьмьюосном транспортере при смещении центра тяжести обрессоренной части транспортера с грузом по осей симметрии поперек на 0,016 ширины и вдоль на 0,015 длины его базы.

2. Применение новой методики определения параметров подвешивания вагонов показало, что при решении на ЭВМ системы дифференциальных уравнений, описывающих неустойчивое движение вагонов, следует воспользоваться приемом сдвига корней, подбирая некоторый параметр α , равный положительной вещественной части корня, тогда движение становится устойчивым. Обратный переход от машинных уравнений к физическим показывает, что в дифференциальных уравнениях новой физической системы появляются новые слагаемые и добавки к уже имеющимся членам уравнений. Если в конструкции вагона будут предусмотрены упругие угловые связи между колесными парами и рамами тележек и поставлены гасители для каждого вида колебаний, то их движение будет соответствовать этим новым дифференциальным уравнениям и движение будет устойчивым.

Для четырехосного вагона на двухосных тележках с центральным подвешиванием оптимальное значение угловой жесткости между колесными парами и рамой тележки составляет 10^8 тм/рад. Такую жесткость можно получить, если установить жесткость про-

дольной связи буксы с рамой тележки 4000-10000 кг/мм, а жесткость поперечной связи 600-650 кг/мм. Расширение зоны устойчивости движения вагонов может быть достигнуто за счет постановки демпферов. Наибольший эффект достигается при такой конструкции демпферов, которая позволяет осуществлять гашение отдельно каждого вида колебаний, т.е. когда диссипативные силы входят только в диагональные члены дифференциальных уравнений. Так, например, постановка упругих скользунов между кузовом и тележкой, а также вертикальных гасителей колебаний боковой качки значительно расширяет зону устойчивости.

Ряд опытов, выполненных ЦНИИ с модернизированными тележками МТ-50, на которых были установлены упругие скользуны с частичным опиранием кузова, показал, что рамные силы уменьшились на 30%, а углы выклинивания тележек при скоростях 90-120 км/ч - в 2,5-3 раза.

3. Движение четырехосного полувагона на тележках с надбуксовым подвешиванием менее неустойчиво, чем на тележках с центральным подвешиванием при одинаковых поперечных жесткостях рессор и скоростях движения, а частоты боковых колебаний на 18-23% больше, чем у вагонов на тележках с центральным подвешиванием. Уменьшение поперечной жесткости надбуксового подвешивания с 400 до 75 кг/мм вызывает неустойчивость движения.

Чтобы достигнуть устойчивого движения четырехосного вагона на тележках с надбуксовым подвешиванием, необходимо принимать поперечную жесткость надбуксового комплекта грузевого вагона около 450 кг/мм. Постановка демпферов повышает степень устойчивости. Демпфирование колебаний силами сухого трения с относительным трением около 10% расширяет зону устойчивости при поперечных жесткостях 300-450 кг/мм.

Уральвагонзавод совместно с ЦНИИ, ЛИИЖТ и ДИИТ работал над созданием перспективной конструкции двухосной тележки для грузовых вагонов. На основании выданных рекомендаций и наших теоретических и экспериментальных исследований Уральвагонзаводом были разработаны конструктивные варианты опытных образцов двухосных тележек с надбуксовым и центральным подвешиванием.

ЦНИИ
ЛИИЖТ

Результаты испытаний опытных образцов показали, что упругие связи колесных пар с рамой тележки и упругие скользуны уменьшают боковые динамические силы.

4. Движение шестиосных вагонов на трехосных тележках с центральным подвешиванием неустойчиво. Трехосные тележки, имеющие шарнирное соединение с балансирами букс средних колесных пар, имеют движение менее неустойчивое, чем тележки с жесткими боковыми рамами, соединяющие три колесные пары. При постановке упругих связей между колесными парами и боковыми рамами можно достигнуть устойчивого движения шестиосного вагона. Шестиосные вагоны на тележках с центральным подвешиванием имеют лучшие динамические показатели по сравнению с четырехосными вагонами на тележках с центральным подвешиванием. Поперечная жесткость рессорных комплектов трехосных тележек с центральным подвешиванием должна быть не менее 340 кГ/мм .

Частоты боковых колебаний шестиосных вагонов возрастают с увеличением скорости движения. Уменьшение поперечной жесткости рессорного подвешивания несколько увеличивает частоты боковых колебаний. Объединение трех колесных пар в одной жесткой раме существенно уменьшает частоты боковых колебаний.

Выбор конструкции трехосной тележки для шестиосных вагонов был сделан с участием и под руководством автора на основании ряда опытов с тележками типов КВЗ-1, КВЗ-2, КВЗ-1^М, УВЗ-7, УВЗ-8, УВЗ-10, УВЗ-10^М, КУВЗ, УВЗ-9^М и УВЗ-9^К.

5. Движение восьмьюосного полувагона неустойчиво при скоростях 20, 30, 40 м/сек. Инкременты колебаний боковой качки и поперечного отхода кузова восьмьюосного полувагона при соответствующих скоростях оказались в 1,4-2,0 раза меньше, чем у четырехосного полувагона.

Решение нелинейных уравнений, описывающих движение восьмьюосного полувагона по рельсовой коле с учетом зазора и поперечной упругости пути, показало, что нарастание амплитуд колебаний тележек происходит до момента касания гребнем колеса рельса, после чего амплитуды колебаний остаются постоянными. В установившемся режиме колебаний амплитуды не зависят

НТБ
ДНУЖТ

от частоты, а частоты близки к собственным частотам линеаризованной системы. Этот процесс установившихся автоколебаний является предельным циклом.

Динамические (ходовые) испытания восьмиосных полувагонов и цистерн, выполненные ЦНИИ совместно с МИИТ при участии и под руководством автора, позволили оценить динамические показатели и рекомендовать для внедрения четырехосные тележки, разработанные МИИТ и Уралвагонзаводом.

6. Специально поставленные эксперименты и обобщение исследований динамики различных типов грузовых вагонов, выполненных за последние десять лет, позволили оценить результаты наших теоретических исследований и получить определенные закономерности. Установлено, что при движении в прямых участках пути после переходного режима движения наступает установившийся режим колебаний с преобладанием одной частоты. Эта частота зависит от скорости поступательного движения, конструкции тележек и степени износа поверхности катания колес. Спектры частот, полученные при различных скоростях движения в прямых участках пути по данным обработки реализации рамных сил, показывают, что наибольшая энергия накапливается около одной из частот и, что с увеличением скорости частота, около которой накапливается энергия при боковых колебаниях, возрастает. Этот важный результат подтверждает вывод, полученный из теоретических решений о том, что увеличение частот боковых колебаний происходит с ростом скорости движения.

Сопоставление величин частот боковых колебаний, полученных из опытов, с вычисленными из теоретических решений, показывает, что они отличаются на 20-30%. Это различие связано с тем, что силы крипа имеют нелинейные зависимости. Дальнейшие экспериментальные исследования сил крипа, возникающие между колесами и рельсами, в том числе испытания, проводимые с помощью тензометрических колесных пар и "лыж", позволят уточнить величины этих сил.

Амплитуды вынужденных и поперечного отбоя тележек растут с увеличением скорости до момента, пока не выберется поперечный зазор между рельсовой и колесной колеями, после чего амплитуды изменяются мало до тех пор, пока различные несовершенства в

пути не изменят этот установившийся процесс.

В диапазоне скоростей от 90 до 130 км/ч при движении по прямым участкам пути различие опытных и расчетных величин инкрементов для четырехосного вагона не превышает 10–20%. При меньших скоростях это различие более существенно. Для шестиосных и восьмиосных вагонов значения инкрементов, полученные в опытах, отличаются от теоретических на 15–25%. Таким образом, решения о движении вагонов, полученные на машинах, не только качественно, но и количественно соответствуют реальным процессам.

Предлагается структурная формула для определения величин боковых сил, исходя из полученных в теоретических решениях оспиллограмм колебаний элементов вагона. Вычисления величин боковых сил по этой формуле показали, что результаты хорошо согласуются с опытными данными и что на формирование величин боковых сил влияют: квадрат частоты, амплитуды колебаний, моменты инерции и масса кузова с грузом.

Обобщение многолетних опытов по измерениям рамных сил позволили установить эмпирические зависимости рамных сил от скорости движения: для четырех-, шести- и восьмиосных вагонов.

Величины рамных сил можно также оценить по измерениям поперечных перемещений рессорных комплектов и углов влияния тележек. Получена корреляционная связь между рамными силами и поперечными прогибами рессорных комплектов, а также между рамными силами и углами влияния тележек. Доверительные интервалы коэффициентов корреляции находятся в пределах от 0,3 до 0,7.

Построены статистики множественной корреляции и установлена зависимость между рамными силами, поперечными прогибами рессор и углами влияния тележек. Определены поперечные динамические жесткости рессорных комплектов. При расчетах можно принимать поперечную динамическую жесткость равной поперечной жесткости рессорных комплектов в статическом состоянии.

НТБ
ДНУЖТ

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. ЛЬВОВ А.А., МУЗЫКИН В.А. Динамика четырехосного полувагона при несимметричном его нагружении, Вестник ЦНИИ МПС, 1965, вып.4 .
2. ЛЬВОВ А.А. Устойчивость движения восьмиосного полувагона. Труды ЦНИИ МПС, вып.296, 1965.
3. ВЕРИГО М.Ф., ГРАЧЕВА Л.О., ЛЬВОВ А.А., АНИСИМОВ П.С. Динамические испытания и испытания по воздействию на путь восьмиосных полувагонов. Труды ЦНИИ, вып.296, 1965.
4. ГРАЧЕВА Л.О., ЛЬВОВ А.А., АНИСИМОВ П.С. Параметры рессорного подвешивания грузовых вагонов и динамические силы. Вестник ЦНИИ МПС, вып.6, 1966.
5. ЛЬВОВ А.А., КОРОТЕЕВ И.М. Напряженное состояние полувагонов при перевозке металлопродукции. Труды ДИИТ, вып. 59, 1965.
6. ЛЬВОВ А.А. Результаты исследований устойчивости движения грузовых вагонов на тележках с центральным подвешиванием, Труды ЦНИИ МПС, вып.347, 1967.
7. ЛЬВОВ А.А. Результаты исследований колебаний четырехосных полувагонов на тележках с надбуксовым подвешиванием, Труды ЦНИИ МПС, вып. 347, 1967.
8. ЛЬВОВ А.А., ГРАЧЕВА Л.О. Результаты динамических (ходовых) испытаний восьмиосной цистерны. Транспортное машиностроение, вып.6, НИИ Информтязмаш, 1966.
9. ЛЬВОВ А.А. Динамика восьмиосного транспортера при несимметричном размещении груза, Вестник ЦНИИ МПС, вып.2, 1968.
10. КОРОТЕЕВ И.М., ЛЬВОВ А.А., САВЧУК О.М. Результаты исследований напряженного состояния рам и кузовов шестиосных полувагонов при перевозке металлопродукции. Труды ДИИТ, вып.68, 1967.

НТБ
ДНУЖТ

11. ЛЬВОВ А.А., РОМЕН Ю.С., Устойчивость движения шестикосных вагонов на тележках с центральным подвешиванием, Труды ЦНИИ МПС, вып.385, 1969.

12. ЛЬВОВ А.А., ИТИН М.Е., ЗАХАРОВ В.Н., КЛИМОВСКИЙ Б.М. Новая аппаратура, применяемая при исследованиях колебаний подвижного состава, Труды ДИИТа, вып.35, 1961.

Основные положения диссертации докладывались на следующих конференциях, научных семинарах и совещаниях:

1. Научные семинары по механике кафедр ДИИТа в 1961, 1962, 1963, 1970 г.г.

2. Совещание по некоторым проблемам динамики сооружений и машин. Днепродзержинск, 1964 г.

3. Научно-техническая конференция по нелинейным колебаниям механических систем. г. Ленинград, 1965г.

4. Научно-технические совещания конструкторского отдела Уралвагонзавода в 1966, 1967, 1968 г.г.

5. Научно-технические совещания отделения комплексных испытаний ЦНИИ МПС, Москва, в 1965, 1966, 1967, 1969 г.г.

6. Научно-техническая конференция по вагоностроению в Ленинграде, 1967 г.

7. Научный семинар кафедры вагонов и вагонного хозяйства и лаборатории динамики вагонов. ЛИИЖТ, 1969 г.

8. Научный семинар вагонного отделения ЦНИИ МПС, 1970 г.

БТ 10882. Подп. к печ. 12.X.71г.

Зак. № 1717. Тираж 200. Объем 3 л.л.

Днепр., 1971г. Рот-вт ОЗ ДМетИ.

НТБ
ДНУЖТ