

18 130

Министерство путей сообщения СССР

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Ю.В. Демян

КОЛЕБАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ СКОРОСТНОГО ВАГОНА
С РЕАКТИВНОЙ ТЯГОЙ

(05.433. Подвижной состав и тяга поездов)

А в т о р е ф е р а т

диссертации, представленной на соискание ученой
степени кандидата технических наук

(Диссертация написана на русском языке)

Днепропетровск
1972

4696a

НТБ
ДНУЖТ

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

Научные руководители :

заслуженный деятель науки УССР,

член-корреспондент АН УССР,

доктор технических наук, профессор В.А. Лазаря ;

кандидат технических наук, доцент М.Л. Коротенко

Официальные оппоненты :

доктор технических наук, профессор Ф.В.Флоринский ;

кандидат технических наук, доцент В.Д.Данович .

Ведущая организация - Всесоюзный научно-исследовательский институт вагоностроения .

Автореферат разослан " ____ " _____ 1972 г.

Защита диссертации состоится " ____ " _____ 1972 г.
на заседании Ученого совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта (г.Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2) .

С диссертацией м _____
тута .

Отзыв просим нап
320629, ГСП, Днепропетро
тут инженеров железнодо

Ученый секретарь
кандидат техничес
доцент Н.А. Кос

НТБ
ДНУЖТ

Министерство путей сообщения СССР

ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ ІНСТИТУТ ІНЖЕНЕРІВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Д.В. Демин

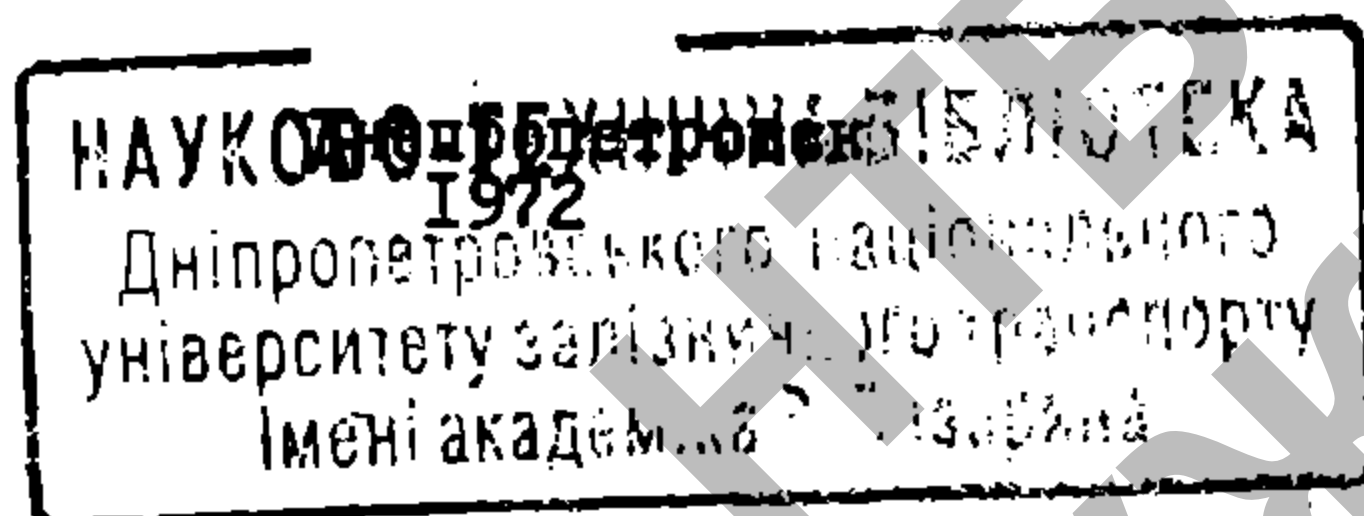
КОЛЕБАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ СКОРОСТНОГО ВАГОНА
С РЕАКТИВНОЙ ТЯГОЙ

(05.433. Подвижной состав и тяга поездов)

А в т о р е ф е р а т

диссертации, представленной на соискание ученой
степени кандидата технических наук

(Диссертация написана на русском языке)



Директивами XIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-1975 годы перед железнодорожным транспортом поставлены задачи по значительному увеличению грузооборота и перевозок пассажиров. Успешное решение задачи удовлетворения растущей потребности населения в быстром передвижении невозможно без повышения скорости движения поездов. В связи с этим особо важное значение приобретает разработка и применение наиболее совершенных методов исследования динамических качеств скоростных железнодорожных экипажей.

подавляющее большинство современных железнодорожных экипажей не пригодны для эксплуатации при высоких скоростях движения (200-300 км/час). Дело в том, что невозмущенное движение этих экипажей неустойчиво даже при сравнительно низких скоростях движения, вследствие чего возникают колебания виляния и появляются горизонтальные силы, действующие на путь. Если при малых скоростях (до 100-120 км/час) горизонтальные силы не достигают величин опасных для прочности пути современной конструкции, то при увеличении скорости движения таких экипажей эти силы быстро нарастают, и появляется реальная угроза разрушения пути. Поэтому для скоростного движения пригодны только такие экипажи, движение которых асимптотически устойчиво, в смысле Ляпунова, в заданном диапазоне скоростей.

Теоретические основы динамики подвижного состава железных дорог и фундаментальные исследования динамических качеств рельсовых экипажей изложены в работах отечественных ученых Н.Б.Дуковского, А.М.Годыцкого-Цвирко, М.В.Винокурова, В.А.Лазаряна, В.Б.Медея, М.Ф.Вериги, С.В.Вершинского, Н.А.Ковалева, С.М.Куденко, К.П.Королева, А.А.Камнева, Т.А.Тибилова, И.И.Челнокова, М.А.Фришмана, Ф.В.Флоринского и других. Среди работ зарубежных ученых следует

отметить работы Кэйна, Кэртера, Марье, Мацудайры, Патера, Рокара, Уиккенса .

В настоящей работе исследованы некоторые режимы собственных колебаний и устойчивость невозмущенного движения скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой (СВД). Этот вагон построен по проекту ВНИИ вагоностроения и конструкторского бюро генерального конструктора по авиационной технике А.С.Яковлева на Калининском вагоностроительном заводе. СВД построен на базе головного вагона электропоезда ЭР22, кузов которого установлен на две двухосные тележки типа КВЗ-ЦНИИ с пневмоподвешиванием .

Очевидно, что одни только экспериментальные данные не могут дать полного представления о динамических качествах экипажа. Установление влияния отдельных параметров на ходовые качества вагона путем натурных испытаний представляет практически трудную-полниму задачу. Поэтому наряду с экспериментальными исследованиями должны проводиться аналитические расчеты, которые позволят установить характерные особенности экипажа как механической системы и указать дальнейшее направление экспериментальных исследований .С другой стороны, результаты натурных испытаний могут быть использованы для уточнения расчетной схемы экипажа .

Построение расчетной схемы для исследования динамических качеств железнодорожных экипажей представляет сложную задачу. Как показано в работах В.А.Лазаряна, М.Л.Коротенко, В.Д.Дановича, Н.А.Редченко, значительное упрощение реальной системы приводит к неверным результатам .С другой стороны, стремление принять во внимание большинство свойств исследуемой системы приводит к сложным математическим моделям, так что решение задачи может оказаться затруднительным или даже практически невыполнимым .Поэтому при выборе расчетной схемы нужно принимать во внимание по

возможности только те свойства реальной системы, которые оказывают существенное влияние на исследуемые процессы .

Расчетную схему вагона с реактивной тягой можно представить как дискретную механическую систему, имеющую 26 степеней свободы. Исследуемая система характерна следующими особенностями:

1) колесные пары соединены с рамами тележек упруго-вязкими связями как в вертикальном, так и в горизонтальных направлениях;

2) при относительных поворотах кузова и рам тележек в горизонтальной плоскости возникают силы сухого трения ;

3) сила тяги реактивных двигателей является следящей по отношению к кузову вагона ;

4) вследствие установки реактивных двигателей главные центральные оси инерции кузова в продольной плоскости симметрии вагона не совпадают с вертикальной и горизонтальной центральными осями .

Профиль поверхности катания железнодорожного колеса имеет сложную конфигурацию . Однако в случае новых колес и рельсов можно предположить, что при движении вагона по прямому пути точка контакта перемещается по участку профиля колеса с уклоном 1:20 . В некоторых случаях движения точка контакта может выходить на гребень колеса . Поэтому при построении расчетной схемы СВЛ будем считать, что профиль поверхности катания колеса является билинейным : основной участок катания имеет уклон 1:20 , а гребень колеса - с уклоном 1:0,578 .

Дифференциальные уравнения движения СВЛ получены как уравнения Лагранжа второго рода . Из них наибольший интерес представляет система связанных между собой нелинейных уравнений 32-го порядка вида :

$$(a_{mn} \ddot{q}_n + b_{mn} \dot{q}_n + c_{mn}) q_n = Q_n, \quad (I)$$

где \mathcal{D} - дифференциальный оператор $\frac{d}{dt}$, a_m - инерционные коэффициенты ($m = 1, 2, \dots, 16$), b_{mn} и c_{mn} - коэффициенты соответственно при обобщенных скоростях и обобщенных координатах ($m = 1, 2, \dots, 16$), Q_n - обобщенные силы, вызванные действием силы тяги реактивных двигателей, сил сухого трения и сил взаимодействия колес и рельсов. Поскольку профиль поверхности катания колеса принят нелинейным, то выражения сил, действующих на колесные пары со стороны рельсов в продольном и поперечном горизонтальных направлениях, имеют вид:

$$Q_{iy} = -F(\dot{y}_i v^{-1} - \psi_i - \dot{y}_{jn} v^{-1} - \dot{y}_{(j+n)p} v^{-1}) + P(\operatorname{tg} \alpha_j + \operatorname{tg} \alpha_{j+1}), \quad (2)$$

$$Q_{ix} = -2Fd_1^2 v^{-1} \dot{\psi}_i + Fd_1 z^{-1} (\Delta z_j - \Delta z_{j+1}),$$

где F - коэффициент псевдоскольжения, y_i - перемещение центра масс колесной пары в поперечном горизонтальном направлении (i - номер колесной пары), v - скорость движения вагона, ψ_i - угол поворота колесной пары относительно вертикальной центральной оси, y_{jn} и $y_{(j+n)p}$ - перемещения рельсовых нитей в поперечном горизонтальном направлении ($j = 2i - 1$), P - давление колеса на рельс, α_j и α_{j+1} - углы между плоскостью контакта и горизонтальной плоскостью, d_1 - расстояние между средними кругами катания колес, z - радиус среднего круга катания колеса, Δz_j и Δz_{j+1} - изменения радиусов кругов катания колес в зависимости от относительных перемещений колес и рельсов.

Согласно (2) в уравнения (I) вошли дополнительные неизвестные y_{jn} и $y_{(j+n)p}$. Для определения этих неизвестных на условия равенства усилий Q_{iy} упругим реакциям рельсовых нитей составлены дополнительные уравнения:

$$\begin{aligned} \dot{y}_{jn} - \dot{y}_i + v \psi_i + k_n F^{-1} v y_{jn} + P F^{-1} v \operatorname{tg} \alpha_j &= 0, \\ \dot{y}_{(j+n)n} - \dot{y}_i + v \psi_i + k_n F^{-1} v y_{(j+n)n} + P F^{-1} v \operatorname{tg} \alpha_{j+1} &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где k_n - жесткость рельсовой нити в поперечном горизонтальном направлении .

Системы уравнений (1) и (3) необходимо рассматривать совместно . Таким образом получена система нелинейных уравнений 40-го порядка . Решение этой системы выполнено на аналоговой вычислительной машине (АВМ) МН-17М . Для реализации нелинейностей использованы универсальные нелинейные блоки и блоки операционного реле . Контроль и наблюдение результатов решения производился с помощью электронных лучевых индикаторов И-10 . Кроме этого, графики решений регистрировались на осциллографической фотобумаге . Построенная блок-схема решения задачи на АВМ МН-17М позволила рассмотреть ряд вариантов расчетов при изменении параметров расчетной схемы в широком диапазоне .

Решения задачи в случае, когда момент сил сухого трения, возникающих при относительных поворотах кузова и рамы тележки, $W = 0$, показали, что движение системы асимптотически устойчиво, если скорость v не превышает определенной, в каждом варианте изменения параметров, критической величины v_k . При $v > v_k$ устанавливаются колебания с постоянными амплитудами . В этом случае с увеличением скорости возрастают усилия, действующие на рельсовую нить в поперечном горизонтальном направлении (например, при исходных расчетных параметрах системы и $v = 60$ м/сек максимальные значения этих усилий достигают 2,3 Т , а при $v = 100$ м/сек - 10,1 Т) . Такие режимы движения экипажа при высоких скоростях являются крайне неблагоприятными, поскольку,

в лучшем случае, будут сопровождаться интенсивным износом как ходовых частей экипажа, так и элементов верхнего строения пути. Поэтому для эксплуатации при высоких скоростях необходимо создание таких экипажей, движение которых асимптотически устойчиво с определенным запасом.

Об устойчивости невозмущенного движения железнодорожных экипажей можно судить по решениям линейных дифференциальных уравнений возмущенного движения. Положив, что в расчетной схеме СВД не принимается во внимание действие силы тяги и сил сухого трения, коничность поверхности катания колеса постоянна и равна 1:20, а рельсовые нити в поперечном горизонтальном направлении абсолютно жесткие, обобщенные координаты можно выбрать таким образом, что система (I) распадется на две линейные системы 14-го и 18-го порядков. Решение задачи об устойчивости движения СВД при линеаризованной расчетной схеме приводится к математической задаче определения собственных чисел соответствующих матриц коэффициентов полученных систем уравнений. Корни с наибольшей вещественной частью определены с помощью АВМ МН-17М так, как это сделано в работах В.А.Лазаряна. Контрольные расчеты выполнены на ЭЦВМ «Урал-3». Результаты расчетов на ЭВМ показали, что при исходных значениях параметров движение рассматриваемой системы неустойчиво при $v > 55$ м/сек. Для определения параметров, при которых движение вагона устойчиво в более широком диапазоне скоростей, используется известный прием сдвига корней. Установлено, что значительное влияние на устойчивость движения СВД оказывает горизонтальная жесткость надбуксового подвешивания. Получена зависимость критической скорости от величины этой жесткости, позволяющая установить ее оптимальные, с точки зрения устойчивости движения, значения. Кроме этого, рассмотрено влияние на

устойчивость движения некоторых других параметров расчетной схемы.

Исследование влияния параметров системы на устойчивость ее движения и на величину горизонтальных усилий, действующих на рельсовые нити, показывает, что задача определения параметров вагона, при которых воздействие на путь минимально, сводится к задаче определения таких параметров, при которых движение вагона устойчиво в заданном диапазоне скоростей.

Собственные значения матриц коэффициентов системы (I) (после линеаризации) определены с помощью ЭЦВМ «Минск-22м» для случаев, когда сила тяги реактивных двигателей $S = 0$ и $S \neq 0$. Критические скорости, полученные по результатам расчетов, в обоих случаях практически одинаковы. Таким образом, следящая сила тяги не оказывает влияния на устойчивость движения СВЛ.

Случай, когда принимается во внимание действие сил сухого трения, возникающих при относительных поворотах кузова и рам тележек вокруг вертикальных осей, соответствует исходная расчетная схема СВЛ. Устойчивость движения СВЛ определяется решением системы нелинейных дифференциальных уравнений 40-го порядка. В каждом варианте решения этой системы, выполненном на АБМ МВ-17М, определялись области, в которых движение устойчиво. При этом величина момента сил сухого трения \mathcal{W} изменялась в диапазоне 0-6 Тж. Схема моделирования сил сухого трения составлена таким образом, что величина напряжения, соответствующая амплитудному значению момента трения, устанавливается с помощью одного делителя напряжения, что весьма упрощает процесс решения.

Рассмотрено влияние параметров центрального подвешивания на устойчивость движения СВЛ при наличии сил сухого трения. Установлено, что увеличение момента трения приводит к увеличению критических скоростей до определенной максимальной величины $U_{\text{крит.}}$.

При $v > v_{kmax}$ изменение величины ω не оказывает влияния на устойчивость движения системы. Увеличение жесткости упругой поперечной связи кузова и рам тележек с 50 до 150 Тм^{-1} приводит к увеличению v_{kmax} на 18,5 м/сек. Причем, величине v_{kmax} соответствует значение момента трения около 1 Тм .

В надбуксовом подвешивании тележек типа КВЗ-ЦНИИ, на которые опирается кузов СВЛ, установлены демпферы, предназначенные для гашения колебаний в вертикальном направлении. При испытаниях вагонов с тележками аналогичной конструкции оказалось, что эти гасители работают и при поперечных относительных перемещениях рам тележек и колесных пар. Расчеты, в которых принималось во внимание дополнительное демпфирование в надбуксовом подвешивании, показали, что в этом случае расширяется область, в которой движение системы устойчиво.

Как указано выше, на устойчивость движения системы (при линеаризованной расчетной схеме) существенное влияние оказывает горизонтальная жесткость надбуксового подвешивания. Рассмотрено влияние этой жесткости надбуксового подвешивания на характер движения системы при действии сил сухого трения. Расчеты производились при трех вариантах изменения жесткости надбуксового подвешивания в продольном k_x и поперечном k_y направлениях, а именно: I- $k_x = k_y = 180-2400 \text{ Тм}^{-1}$; II- $k_x = k_0$, $k_y = 180-2400 \text{ Тм}^{-1}$; III- $k_x = 180-2400 \text{ Тм}^{-1}$, $k_y = k_0$. Здесь величине k_0 , равной 1100 Тм^{-1} , соответствует максимальное значение критической скорости (104 м/сек), полученное в случае линеаризованной системы при условии $k_x = k_y$.

Результаты решений, полученных при различных сочетаниях параметров k_x и k_y , согласно указанным вариантам расчетов, позволяют установить следующее. С увеличением скорости возрастает

величина момента трения ω_{κ} , обеспечивающая устойчивость движения системы. То есть движение устойчиво при данной скорости, если $\omega > \omega_{\kappa}$. В каждом из вариантов решения определены наибольшие в рассматриваемом диапазоне скоростей (30-130 м/сек) величины $\omega_{\kappa \max}$. Однако для того, чтобы движение было устойчиво во всем диапазоне скоростей, не достаточно условия $\omega > \omega_{\kappa \max}$. Дело в том что при определенных соотношениях k_x и k_y существуют некоторые предельные значения момента трения ω_{κ} , ограничивающие сверху зону устойчивости, то есть при $\omega > \omega_{\kappa}$ движение системы оказывается неустойчивым. Минимальное значение $\omega_{\kappa \min}$ в каждом варианте соответствует определенной скорости движения. Поэтому достаточно большие значения критических скоростей могут быть получены при условии, что величина момента трения должна находиться в диапазоне $\omega_{\kappa \max} - \omega_{\kappa \min}$. Ниже приведены значения момента трения ω_{κ} , которым соответствуют наибольшие критические скорости $v_{\kappa \max}$ системы.

Например, при $k_x = k_y = 180 \text{ Тм}^{-1}$ (первый вариант) и $k_x = 180 \text{ Тм}^{-1}$, $k_y = 1100 \text{ Тм}^{-1}$ (третий вариант) $v_{\kappa \max} = 101,5$ и 98,5 м/сек в первом и третьем варианте соответственно. При этом момент трения ω_{κ} составляет около 0,9 Тм. Для второго варианта соотношения коэффициентов жесткости надбуксового подвешивания в продольном и поперечном направлениях ($k_x = 1100 \text{ Тм}^{-1}$, $k_y = 180 \text{ Тм}^{-1}$) значения ω , при которых движение системы устойчиво в рассматриваемом диапазоне скоростей ($v_{\kappa \max} > 130$ м/сек) равны 1,2-1,5 Тм. Если изменяемые параметры k_x или k_y принимают наибольшее из рассматриваемых значений (2400 Тм^{-1}), то в первом варианте выбора k_x и k_y оптимальное, с точки зрения устойчивости движения, значение ω соответствует диапазону 1,25-1,4 Тм. Несколько больше, чем в

первом варианте, зона устойчивости, полученная в третьем варианте. Наибольший диапазон значений ω , при которых движение системы устойчиво во всем диапазоне скоростей, определен во втором варианте: 0,55-3,6 Тм.

На основании построенных зон устойчивости получены зависимости $\omega_{\text{вmin}}$ от параметров k_x и k_y . Значения $\omega_{\text{вmin}}$ полученные в первом и третьем вариантах расчетов, превышают 5 Тм, если жесткость меньше 1000 Тм^{-1} , и составляют 1,4-1,7 Тм при жесткости 2400 Тм^{-1} . В случае фиксированной величины k_x (второй вариант) наименьшее значение $\omega_{\text{вmin}} = 1,5 \text{ Тм}$ при $k_y = 180 \text{ Тм}^{-1}$. Наибольшее значение $\omega_{\text{вmin}}$ в этом варианте расчета получено при $k_y = 1100 \text{ Тм}^{-1}$ и равно 4,1 Тм. Полученные зависимости позволяют определить значения k_x и k_y , при которых движение системы устойчиво, для конкретного значения момента сил сухого трения.

Как показывают экспериментальные исследования, значительное влияние на ходовые качества железнодорожных экипажей оказывает форма профиля поверхности катания колеса. В работе рассмотрено влияние коничности колеса μ на устойчивость движения скоростного вагона. Зоны устойчивости, полученные при исходных параметрах системы, показывают, что уменьшение величины μ с 1:20 до 1:40 существенно увеличивает область, в которой движение устойчиво. При меньшей коничности устойчивое движение обеспечивается при значительно меньшей величине момента трения, чем в случае, когда $\mu = 1:20$. Например, если при $\mu = 1:20$ критическое значение момента трения равно 0,6 Тм, то при $\mu = 1:40$ - 0,25 Тм. В случае, когда $k_x = 800 \text{ Тм}^{-1}$ и $k_y = 270 \text{ Тм}^{-1}$, что близко к соответствующим параметрам рессорного подвешивания скоростной тележки, разработанной на Калининском вагоностроительном за-

воде, критические значения ω_k также уменьшаются с уменьшением коничности. Однако при этом сужаются зоны устойчивости, так как меньшему значению коничности соответствует меньшая величина момента трения ω_g , ограничивающая сверху область, в которой движение устойчиво. Так при $\mu = 1:40$ величина ω_g составляет около $1,8 \text{ Тм}$, а при $\mu = 1:100 - 0,8 \text{ Тм}$. Как показывают опытные данные, величина момента трения в некоторых случаях превышает $0,8 \text{ Тм}$. Таким образом, если скоростная тележка оборудована колесами с коничностью $1:100$, то в этом случае возможны неустойчивые режимы движения, так как момент трения может превышать величину $\omega_g = 0,8 \text{ Тм}$.

Выполнены расчеты при $\mu = 1:100$, в которых параметры k_x и k_y принимали значения $180, 1100, 1700 \text{ Тм}^{-1}$. Во всех вариантах выбора k_x и k_y максимальные значения $\omega_g \leq 0,9 \text{ Тм}$. Причем, зоны устойчивости уменьшаются с увеличением параметров k_x и k_y . Например, если $\omega = 0$, то при $k_x = k_y = 180 \text{ Тм}^{-1}$ критическая скорость превышает 130 м/сек , а при $k_x = k_y = 1700 \text{ Тм}^{-1}$ $v_k = 44 \text{ м/сек}$. Увеличение ω не приводит к значительному увеличению критических скоростей. Более того, если момент трения превышает величину ω_g , то движение системы неустойчиво.

В последнее время широкое распространение получила схема опирания кузова на боковые скользящие тележки пассажирских вагонов. Как показано выше, такая схема передачи веса кузова на тележки, оборудованные колесами с коничностью $1:100$, не является рациональной. Более приемлема схема опирания кузова на являющие тележки. В этом случае можно использовать дополнительную упруго-вязкую угловую связь кузова и рам тележек. Как показали соответствующие расчеты, такая связь способствует увеличению диапазона скорос-

тей, при которых движение скоростного вагона устойчиво .

Выводы

В работе исследованы некоторые режимы собственных колебаний и устойчивость движения СВЛ. Из полученных дифференциальных уравнений для оценки характера движения выбранной расчетной схемы наибольший интерес представляет система нелинейных уравнений 40-го порядка. Основные расчеты выполнены на АВМ МН-17М. Кроме этого, была проведена серия расчетов на ЭЦВМ «Урал-3» и «Минск-22М». Блок-схема решения задачи, построенная на базе АВМ МН-17М, позволила рассмотреть ряд вариантов решений при изменении параметров механической системы в широком диапазоне .

Соответствующими расчетами показано, что сила тяги реактивных двигателей не оказывает влияния на характер движения системы. Поэтому полученные результаты могут быть в равной мере использованы при оценке динамических качеств несамоходных вагонов с вне-логичными схемами подвешивания .

Исследовано движение системы при двух основных вариантах расчетной схемы . В первом варианте не принималось во внимание действие сил сухого трения ($\omega = 0$), во втором - $\omega \neq 0$

При этом :

в первом варианте -

- установлено, что движение системы при исходных значениях параметров неустойчиво, если скорость $v > 55$ м/сек ;

- с помощью приема сдвига корней показано, что значительное влияние на величину критической скорости оказывает горизонтальная жесткость надбуксового подвешивания ;

- показано, что оптимальное значение горизонтальной жесткости надбуксового подвешивания находится в диапазоне $800-1300 \text{ Тм}^{-1}$ (на буксовый узел) ;

- установлено, что введение дополнительных упруго-вязких связей, препятствующих относительным поворотам рам тележек и кузова, способствует увеличению критических скоростей ;

- показано, что при движении системы со скоростями, превышающими критическую, быстро увеличиваются усилия, действующие на рельсовые нити в поперечном горизонтальном направлении ;

- сделан вывод о том, что менее неустойчивым системам соответствуют меньшие значения сил взаимодействия колес и рельсов, поэтому задача минимизации усилий, действующих на рельсовый путь в поперечном горизонтальном направлении, сводится к задаче определения таких параметров, при которых движение вагона устойчиво ;

- отмечено, что существенное влияние на устойчивость движения оказывает величина коничности колеса μ , причем, уменьшение коничности приводит к увеличению критических скоростей, однако в случае, когда $\mu = 1:100$, критические скорости уменьшаются при увеличении горизонтальной жесткости надбуксового подвешивания;

во втором варианте :

- показано, что при увеличении момента трения \mathcal{W} возрастают критические скорости v_k , причем, каждому значению v_k соответствует определенное критическое значение момента трения

\mathcal{W}_k такое, что при $\mathcal{W} > \mathcal{W}_k$ движение СВД устойчиво ;

- при исследовании устойчивости движения СВД с различными параметрами упруго-вязкой связи кузова и рам тележек в поперечном направлении установлено следующее :

может быть определено наибольшее значение критической скорости $v_{k \max}$, причем, в случае, когда $v > v_{k \max}$, движение системы неустойчиво при любых значениях момента трения ;

оптимальное значение момента трения соответствует диапазону 0,8 - 1,0 Тн ;

- в расчетах при изменении значений параметров надбуксового подвешивания определены некоторые предельные значения момента трения \mathcal{W}_g , ограничивающие сверху зоны устойчивости при определенных соотношениях жесткости надбуксового подвешивания в продольном и поперечном горизонтальных направлениях ;

- получены зависимости $\mathcal{W}_{g \min}(k_x, k_y)$, позволяющие устанавливать оптимальные значения момента трения при определенных значениях жесткости упругих элементов надбуксового подвешивания ;

- при исследовании влияния коничности колеса на устойчивость движения скоростного вагона установлено, что с уменьшением коничности значительно увеличиваются критические скорости, если только момент трения остается меньше определенного значения \mathcal{W}_g

- показано, что при коничности $\mu = 1:100$ и исходных параметрах надбуксового подвешивания скоростной тележки значение момента трения, ограничивающего сверху зону устойчивости, равно $0,8 \text{ Тм}$;

- указано, что в реальной конструкции момент трения может превышать величину $\mathcal{W}_g = 0,8 \text{ Тм}$, что соответствует неустойчивому режиму движения вагона, кузов которого опирается на скоростные тележки ;

- установлено, что увеличение горизонтальной жесткости надбуксового подвешивания приводит к уменьшению области, в которой движение вагона со скоростными тележками устойчиво ;

- рекомендуется при коничности $1:100$ применить схему опирания кузова вагона на пятники тележки, а не на боковые скользуны, как это принято ;

- для принятой схемы опирания кузова на скользуны рекомендуется скоростную тележку оборудовать колесами с коничностью $1:20$.

Основное содержание диссертации изложено в работах :

- 4696a
1. Демин Ю.В., Коротенко М.Л., Лазарян В.А., Осадчий Г.Ф. Влияние сил сухого трения на устойчивость движения высокоскоростного железнодорожного вагона. Конференция по проблеме конструкционного демпфирования колебаний (тезисы докладов), Рига, 1971 .
 2. Коротенко М.Л., Демин Ю.В. Исследование устойчивости невозмущенного движения скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой. В сб. «Некоторые задачи механики скоростного транспорта», «Наукова думка», Киев, 1970 .
 3. Лазарян В.А., Демин Ю.В., Осадчий Г.Ф. Устойчивость движения рельсового экипажа с реактивной тягой. Конференция по колебаниям механических систем (тезисы докладов), «Наукова думка», Киев, 1971 .
 4. Лазарян В.А., Коротенко М.Л., Демин Ю.В. Исследование устойчивости движения скоростного вагона-лаборатории с реактивной тягой. Материалы юбилейной научно-технической конференции ДМИТа, Днепропетровск, 1970 .
 5. Лазарян В.А., Коротенко М.Л., Демин Ю.В., Радченко Н.А. Устойчивое движения пассажирского вагона при упругой связи колесных пар с рамой тележки. В кн. Труды ДМИТа, 84, «Транспорт», М., 1970.
 6. Лазарян В.А., Коротенко М.Л., Демин Ю.В., Радченко Н.А. Исследование устойчивости движения при высоких скоростях движения с упругими связями между рамой тележек и водородными приводами. В сб. «Некоторые задачи механики скоростного транспорта», «Наукова думка», Киев, 1970 .

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту

Материалы диссертации доложены :

1. На Всесоюзной конференции по проблеме конструкционного демпфирования, Рига, 1972 .

2. На Всесоюзной конференции по колебаниям механических систем, Киев, 1971 .

3. На семинаре „Новые задачи устойчивости движения“, Киев, Институт механики АН УССР, 1970 .

4. На обшейной научно-технической конференции ДИИТа, Днепропетровск, 1970 .

5. На научно-техническом совещании „Научные задачи скоростного транспорта“, Днепропетровск, 1969 .

6. На семинаре по механике ДИИТа, Днепропетровск, 1971 .

БТ 00205. Подл. к печ. 10. III. 72г.
Заказ № 486. Тираж 120. Объем 1,25 п.л.
Днепр., 1972г. Рот-ит ОЗ ДМетИ.