М П С С С С Р

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
имени М.И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

629.4 028

ЯНГУЛОВ НИКОЛАЙ ПЕТРОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ
ЭКСПЛУАТАЦИИ В ЭЛЕМЕНТАХ ТРАНСПОРТНЫХ ЭКИПАЖЕЙ
ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ УДАРАХ ЧЕРЕЗ АВТОСЦЕПКУ

(05.22.07 - Подвижной состав и тяга поездов)

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

ДНЕПРОПЕТРОВСК - 1981

НТБ
ДНУЗТ

Работа выполнена в Днепропетровском ордена Трудового Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта имени М.И. Калинина.

Научный руководитель - заслуженный работник высшей школы УССР, доктор технических наук, профессор Е.П. Блохин.

Официальные оппоненты :

доктор технических наук В.Д. Хусидов ;

кандидат технических наук Ю.М. Черкашин.

Ведущее предприятие: Днепродзержинский вагоностроительный завод им.газеты " Правда ".

Защита диссертации состоится 14 января 1982 года в _____ ч. _____ мин на заседании Специализированного Совета К И4.07.01 в Днепропетровском ордена Трудового Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта по адресу : 320629, ГСП, г.Днепропетровск-10, ул.Акад.В.А.Лазаряна,2.

0712 а

Я60 | Янгучов Н.П.
Исслед. напряж
в условиях
1-00

НТБ
ДНУЗТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", принятых XXVI съездом КПСС, подчеркивается, что одним из основных путей развития народного хозяйства является дальнейшее увеличение грузооборота на железнодорожном транспорте.

6712a

Увеличение грузооборота вызывает необходимость повысить интенсивность маневровой работы, скорость движения и массу поездов. В свою очередь это приводит к возрастанию нагруженности вагонов и перевозимых грузов. В последние годы увеличивается поступление грузовых вагонов в текущий отцепочный ремонт и одновременно растут объемы работ при деповских ремонтах. Около 75% общего числа повреждений происходит при высоких скоростях соударений из-за сдвига грузов и разрушения их креплений. При этом повреждения вагонов носят более тяжелый характер, чем при погрузке и выгрузке, и затраты на ремонт вагона в среднем в 3,3 раза выше.

Поэтому вагоны, устройства амортизации и крепления грузов необходимо проектировать с учетом все более тяжелых условий эксплуатации. Это делает актуальной проблему совершенствования теоретических и экспериментальных исследований динамики подвижного состава при соударениях вагонов на сортировочных горках, соударениях отцепов и переходных режимах движения поездов.

Цель работы. Целью работы является:

- разработка методики математического моделирования пространственных (продольно-изгибно-крутильных) колебаний транспортного экипажа с амортизированными грузами;
- разработка методики оценки напряжений, возникающих в условиях эксплуатации в элементах конструкции транспортных экипажей;

- исследование влияния устройств крепления и параметров грузов на динамические нагрузки, действующие на транспортный экипаж при соударениях;

- исследование боковых динамических нагрузок, действующих на транспортный экипаж при соударениях в кривых и прямых, когда имеет место смещение груза в поперечном горизонтальном направлении;

- оценка напряжений, возникающих в элементах конструкции транспортных экипажей в условиях эксплуатации.

Методика исследования. Для решения поставленной задачи были применены современные методы математического моделирования, использующие теорию дифференциальных уравнений, теорию построения разностных схем для получения численных решений уравнений; методы физического моделирования.

Результаты теоретических исследований сопоставлялись с результатами натурных испытаний.

Научная новизна. Разработана математическая модель пространственных колебаний транспортного экипажа с грузом, в которой экипаж представляется в виде ему эквивалентного по упругим характеристикам стержня и взаимодействующих с ним грузами. Эквивалентный стержень имеет переменные по длине площадь и моменты инерции сечения, причем в каждой точке центр инерции стержня не совпадает с положением центра тяжести сечения. Стержень опирается на две податливые опоры. Силы, действующие на кузов транспортного экипажа при ударе, прикладываются с эксцентриситетами.

Такое представление транспортного экипажа позволяет оценить распределения продольных, поперечных в вертикальном и горизонтальном направлениях сил и ускорений, изгибающих и крутящего момента, а также получить информацию об изменении во времени энергии деформации кузова.

Разработанная методика оценки напряжений, возникающих в элементах конструкции транспортных экипажей при ударных нагрузках в условиях эксплуатации, позволяет оценить динамические напряжения в элементах кузовов транспортных экипажей с учетом их концентрации. Она включает:

- определение динамических нагрузок, действующих на транспортный экипаж при соударениях;
- определение коэффициентов влияния для усилий и моментов, возникающих в элементах кузова, для этого транспортный экипаж представляется в виде пространственной стержневой системы, которая рассматривается при помощи метода конечных элементов (МКЭ);
- определение временных функций усилий и моментов, действующих в сечениях исследуемого элемента, и оценку напряженного состояния этого элемента;
- вычисление коэффициентов влияния для напряжений производится на основе использующего МКЭ расчета исследуемого элемента;
- расчет динамических напряжений в исследуемом элементе с учетом их конструктивной концентрации.

Проведены лабораторные испытания шкворневых узлов платформы для перевозки большегрузных контейнеров, которые позволили уточнить коэффициенты концентрации напряжений.

Практическая ценность. Разработанная математическая модель пространственных (продольно-изгибно-крутильных) колебаний транспортного экипажа с амортизированными грузами позволяет оценить динамические нагрузки, действующие на транспортный экипаж и грузы при соударениях в продольном, поперечных вертикальном и горизонтальном направлениях. Разработанная методика оценки напряжений позволяет вычислить с большей точностью, при существенно меньших затратах машинного времени, возникающие в условиях эксплуатации в элементах

кузовов транспортных экипажей динамические напряжения с учетом их конструктивной концентрации.

Реализация полученных результатов. Теоретические и экспериментальные исследования и предложенная методика оценки напряжений, возникающих в условиях эксплуатации в элементах транспортных экипажей при ударах через автосцепку внедрены во Всесоюзном научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), Днепропетровском вагоностроительном заводе им.газеты "Правда".

Апробация работы. Результаты работы докладывались на Всесоюзной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта, Днепропетровск, 1980 г.; на пятой тематической конференции "Практическая реализация численных методов расчета инженерных конструкций", Ленинград, 1981 г.; на Всесоюзной конференции по вибрационной технике, Кутаиси, 1981 г.; на городском семинаре по общей механике, Днепропетровск, 1981 г.

Публикации: по материалам диссертации опубликовано 5 работ.

Структура работы: Диссертация состоит из пяти глав, включая введение, заключения списка литературы.

Основное содержание работы. Проектируя новые, отвечающие современным требованиям конструкции подлинного состава, устройства, крепления грузов, необходимо обеспечить сохранность перевозимых грузов, прочность и долговечность самих конструкций, при экономном использовании металла и трудовых затрат на изготовление. Это возможно в том случае, если имеются достоверные данные о нагрузках, действующих на конструкцию кузова вагона при эксплуатации или разработаны методы, позволяющие оценить их с достаточной точностью.

На стадии проектирования кузов вагона и устройств крепления грузов рассчитываются по предельным нагрузкам, которые возникают при трогании с места и торможении большегрузных поездов, при

соударениях транспортных экипажей на сортировочных горках и при маневрах.

Оценка прочности элементов транспортного экипажа и устройств крепления включает в себя определение нагрузок (сил, моментов), действующих на исследуемый элемент в рассматриваемых режимах, а также величин напряжений, возникающих в сечениях элементов.

В первой главе рассмотрено современное состояние вопроса, постановка задачи и цель исследования.

Исследованию динамических усилий в межвагонных соединениях и изучению динамики транспортных экипажей при переходных режимах движения поездов посвящены работы Н.Е.Луковского, В.А.Лазаряна, Е.П.Блохина, С.В.Варшинского, Л.Н.Никольского, Л.А.Меншикина, Н.А.Панькина, В.Д.Хусидова, Ю.М.Черкашина, А.В.Юрченко и др. авторов. Эти исследования позволили решить ряд вопросов, имеющих большое практическое значение.

В выполненных ранее теоретических исследованиях рассматривались продольные или продольно-изгибные колебания транспортного экипажа с грузом. В процессе эксплуатации соударения транспортных экипажей возможны на кривых участках пути, грузы и их крепления могут располагаться асимметрично относительно вертикальной плоскости симметрии экипажа. Кроме того, при соударениях на прямых участках пути могут возникать боковые нагрузки, действующие на транспортный экипаж и груз, за счет поворота автосцепки при соударениях и смещений транспортных экипажей и грузов в поперечном горизонтальном направлении. Это вызывает необходимость рассмотрения пространственных колебаний транспортного экипажа с грузами.

Для оценки прочности элементов транспортного экипажа и устройств крепления грузов необходимо определить не только динамические нагрузки, но и величины напряжений, возникающие в сечениях исследуемых элементов.

двух элементов.

Таким образом, в диссертации разрабатывались методики математического моделирования пространственных (продольно-изгибно-крутильных) колебаний транспортного экипажа при продольных ударах через автосцепку и оценки напряжений, возникающих при этом в элементах конструкции транспортных экипажей в условиях эксплуатации, а так же исследовалось влияние устройств креплений и параметров грузов на динамические нагрузки и напряжения.

Исследования проведены применительно к крытому вагону и платформе для перевозки большегрузных контейнеров. Разработанные методики могут использоваться при исследовании динамической нагрузки транспортных экипажей и других типов.

Во второй главе приведена разработанная математическая модель для исследования напряжений, возникающих в элементах транспортных экипажей при ударах в автосцепку.

Для определения динамических нагрузок, действующих на кузов транспортного экипажа, последний представляется в виде ему эквивалентного по упругим характеристикам стержня, взаимодействующих с ним грузами. Эквивалентный стержень имеет переменные по длине площадь и моменты инерции, координаты центров тяжести сечений, причем в каждой точке центр инерции стержня не совпадает с положением центра тяжести сечения. Стержень опирается на две податливые опоры.

Нелинейные дифференциальные уравнения движения эквивалентного стержня, составленные с использованием уравнений Лагранжа второго рода, имеет вид:

$$\begin{aligned}
 \rho^u \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + h_x \rho^u \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + \rho^u h_y \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} &= Q_u; \\
 \rho^v \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - \rho^v h_x \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} &= Q_v; \quad \rho^w \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \rho^w h_y \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = Q_w; \\
 (J_x + \rho^u h_x^2) \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + \rho^u h_x h_y \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} + \rho^u h_x \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= Q_\varphi; \quad (1) \\
 (J_y + \rho^u h_y^2) \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} + \rho^u h_y h_x \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + \rho^u h_y \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= Q_\psi; \\
 (J_x + \rho^v h_x^2 + \rho^w h_x^2) \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + \rho^w h_y \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} - \rho^v h_x \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= Q_\theta.
 \end{aligned}$$

Здесь

$$\begin{aligned}
 Q_u &= \frac{\partial S}{\partial x} - \sum_{i=1}^{n_1} (P_i + \sum_{j=1}^{n_2} P_{ij}) \sigma_i(x-x_i); \\
 Q_v &= \frac{\partial Q_y}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [S(y_0' + \varphi)] - \sum_{i=1}^{n_3} (R_i^v - \sum_{j=1}^{n_4} R_{ij}) \sigma_i(x-x_i); \quad (2) \\
 Q_w &= \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [S(z_0' + \varphi)] - \sum_{i=1}^{n_3} (R_i^w - \sum_{j=1}^{n_5} R_{ij}^w) \sigma_i(x-x_i); \\
 Q_\varphi &= -\frac{\partial M_x}{\partial x} + S\varphi + Q_y - \sum_{i=1}^{n_1} [R_i(l_{xi} + h_{yi} + U_i) + \sum_{j=1}^{n_2} P_{ij}(l_{xij} + h_{yij})] \sigma_i(x-x_i); \\
 Q_\psi &= -\frac{\partial M_y}{\partial x} + S\varphi + Q_x - \sum_{i=1}^{n_1} [P_i(l_{xi} + h_{xi} + w_i) + \sum_{j=1}^{n_2} P_{ij}(l_{xij} + h_{xij})] \sigma_i(x-x_i); \\
 Q_\theta &= \frac{\partial M_x}{\partial x} + Q_x y_0' - Q_y z_0' - \sum_{i=1}^{n_3} [R_i^v l_{xi} + R_i^w (l_{xi} + h_{yi} + U_i) - \\
 &\quad - \sum_{j=1}^{n_4} R_{ij}^v l_{xij} - \sum_{j=1}^{n_5} R_{ij}^w (l_{xij} + h_{yij})] \sigma_i(x-x_i);
 \end{aligned}$$

u, v, w - перемещения вдоль осей x, y, z ; φ, ψ - углы поворота вокруг этих осей; ρ^u, ρ^v, ρ^w - плотности масс, совершающих перемещения u, v, w ; J_x, J_y, J_z - погонные моменты инерции масс; $y = y_0(x), z = z_0(x)$ - уравнения координат линии, проходящей через центры тяжести сечений; $h_y(x), h_x(x)$ - функции, определяющие расстояния между центром тяжести, воспринимающего нагрузки сечения и центром инерции; S - продольная сила, дейст-

ствующая по нормали к сечению, перпендикулярному линии, которая проходит через центры тяжести сечений; Q_y, Q_x - поперечные силы, возникающие в этом сечении; M_x, M_y, M_z - крутящий и изгибающие моменты в нем; P_i - внешние продольные силы, действующие на эквивалентный кузову стержень в точках x_i ; R_{ij} - продольные силы, действующие на опорные элементы транспортного экипажа и груза при относительных перемещениях точек с координатами x_i, x_j ; R_{ij}^v, R_{ij}^h - поперечные вертикальные и горизонтальные реакции опор, участвующие в изгибных колебаниях; R_{ij}^{v0} - вертикальные реакции опор, участвующие в крутильных колебаниях кузова вагона в точках с координатами x_i ; R_{ij}^v, R_{ij}^h - усилия, возникающие при взаимных поперечных вертикальных горизонтальных перемещениях при изгибных колебаниях; R_{ij}^{v0} - усилия, возникающие при взаимных поворотах вокруг оси x , эквивалентных вагону и грузам стержней (здесь x_i, x_j - координаты точек соединения груза с кузовом, расположенных соответственно вдоль стержней, имитирующих кузов и груз); n_1, n_2, n_3, n_4, n_5 - количество точек приложения продольных сил, реакций опор, усилий, возникающих при взаимных перемещениях кузова и груза к стержням, имитирующим кузов и груз соответственно; $l_{11}, l_{12}, l_{21}, l_{22}, l_{31}, l_{32}, l_{33}$ - эксцентриситеты приложения указанных сил; g - ускорение силы тяжести; $\delta_1(x-x_i)$ - дельта функция Дирака (импульсивная функция первого порядка).

Деформации сечения от сдвигов и кручения в этих уравнениях учитываются интегрально.

Силы S, Q_y, Q_x и моменты M_x, M_y, M_z вычисляются с помощью выражений

$$\begin{aligned}
 S &= EF(1 + \nu^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2}) \frac{\partial u}{\partial x}; & Q_y &= \rho_1 GF(1 + \nu^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2}) (\frac{\partial v}{\partial x} - \varphi); \\
 Q_x &= \rho_2 GF(1 + \nu^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2}) (\frac{\partial w}{\partial x} - \varphi); & M_y &= EI_x(1 + \nu^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2}) \frac{\partial \varphi}{\partial x}; \\
 M_x &= -EI_y(1 + \nu^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2}) \frac{\partial \psi}{\partial x}; & M_z &= \rho_6 I_x(1 + \nu^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2}) \frac{\partial \theta}{\partial x};
 \end{aligned} \quad (3)$$

где: F, I_y, I_x, I_x - площадь и моменты инерции поперечного сечения;
 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ - коэффициенты, зависящие от формы поперечного сечения
стержня; $\beta_1^u, \beta_2^u, \beta_3^u$ - коэффициенты вязкого сопротивления при продоль-
ных и изгибных деформациях.

Силы $P_i, P_j, \tilde{P}_i, \tilde{P}_j, P_{ij}^{u\theta}$ - определяются в соответствии с конк-
ретными условиями. Так $P_{i1} = S_a$. S_a -сила, возникающая в автосцепке,
определялась в соответствии с интегральной характеристикой погло-
щающего аппарата фрикционного типа. Величина сжатия межвагонного
соединения в случае соударения транспортного экипажа с вагоном-
бойком определялась из дополнительного дифференциального уравнения

$$\dot{q}_a = V_1^u - V_0^u - 2(c_{11}\dot{\psi}_{1\frac{1}{2}} + c_{21}\dot{\phi}_{1\frac{1}{2}});$$

$$m_0 \dot{V}_0^u = S_a; \quad V_0^u(t=0) = V_0^u;$$

где m_0 - масса набегающего вагона-бойка, V_0^u - скорость соударения.

Реакции, возникающие при прогибах опор, могут быть упруго -
вязкими или упруго-фрикционными.

Дифференциальные уравнения груза, в общем случае, можно полу-
чить аналогичным образом.

При помощи метода прямых дифференциальные уравнения колебаний
транспортного экипажа с грузом преобразуются к системе дифферен-
циально-разностных уравнений, которые интегрируются численно.

Так как при соударениях демпфированных систем в основном про-
являются первые тона собственных колебаний - при исследованиях не
учитывалось влияния инерции вращения и деформации сдвига на
колебания кузова транспортного экипажа. В дифференциальных
уравнениях колебаний груза (тарно-штучные грузы, контейнеры)
учитывалось влияние инерции вращения.

Дифференциальные уравнения, описанной выше модели, решались
при нулевых начальных и граничных условиях, с учетом соотноше-
ний (4).

Рассмотренная математическая модель позволяет оценить динамические нагрузки, действующие на элементы транспортного экипажа при продольных ударах.

В предлагаемой в диссертации методике оценки напряжений в элементах транспортных экипажей при ударных нагружениях через авто-сцепку определение напряжений осуществляется в следующей последовательности.

На первом этапе при помощи рассмотренной выше математической модели оцениваются действующие на элементы транспортного экипажа при продольных ударах динамические нагрузки, вектор которых содержит следующие компоненты

$$\{P(t)\} = \{a_1^x\}, \{a_1^y\}, \{a_1^z\}, \{a_1^{\omega}\}, \{a_1^{\varphi}\}, \{a_1^{\psi}\}, \quad (5)$$

где $i=1, \dots, n$; n - число масс в эквивалентной дискретной системе;
 a - ускорение.

Далее производится статический расчет кузова транспортного экипажа, при котором определяются значения коэффициентов влияния для внутренних сил и моментов от действия единичных продольных, поперечных вертикальных и горизонтальных сил и моментов, а также временные функции сил и моментов, действующих в сечениях исследуемых элементов кузова.

При этом расчетная схема транспортного экипажа выбирается в виде пространственной шарнирной системы. Анализ напряженного состояния такой модели удобно осуществлять при помощи метода конечных элементов. В этом случае задача расчета упругой конструкции при действии статических и квазистатических нагрузок может быть сведена к решению системы уравнений:

$$[K] \{q\} = R - \{F\}_r - \{F\}_e - \{P\} \quad (6)$$

где $[K]$ - матрица жесткости системы; $\{q\}$ - вектор узловых смещений; $\{P\}$ - вектор узловых нагрузок.

При решении на ЭВМ определяются матрицы коэффициентов влияния для внутренних сил в τ -ом стержне конструкции от единичных узловых нагрузок $\bar{S}, \bar{M}_y, \bar{M}_z, \bar{Q}_x, \bar{Q}_y$, прикладываемых в узлах i, j, k ($i=1, \dots, n_1$; $j=1, \dots, n_2$; $k=1, \dots, n_3$)

Определение временных функций внутренних сил и моментов в τ -ом стержне осуществляется умножением вектора инерционных нагрузок $\{P(t)\}$ на матрицы коэффициентов влияния $R_{\tau}^S, R_{\tau}^{M_y}, R_{\tau}^{M_z}, R_{\tau}^{Q_x}, R_{\tau}^{Q_y}$ и матрицу масс, с последующим суммированием коэффициентов.

$$S_{\tau}(t) = \sum_i^{\tau} \sum_j^{\tau} \sum_k^{\tau} [R_{\tau}^S] \{P(t)\} [m], \dots, Q_{y\tau}(t) = \sum_i^{\tau} \sum_j^{\tau} \sum_k^{\tau} [R_{\tau}^{Q_y}] \{P(t)\} [m]. \quad (7)$$

Получив значения внутренних сил $[M_{\tau}] = [S_{\tau}, \dots, Q_{y\tau}]$, можно, используя формулы сопротивления материалов, произвести оценку напряжений, возникающих в элементах кузова без учета их концентрации.

В кузове транспортного экипажа имеет место концентрация напряжений в зонах пересечения балок, шпангоутов, вырезов и т.д. Используя уточненные расчетные схемы, при помощи МКЭ можно определять величины напряжений в упомянутых зонах.

В этом случае выбранные узлы вырезаются из пространственной стержневой системы, а прилегающие к узлу балки и другие части разбиваются на конечные элементы в виде пластин, оболочек и т.д.

Причем, в зоне концентрации напряжений (соединения балок, вырезы) число элементов увеличивается при соответствующем уменьшении их размеров.

Закрепления для данного узла выбираются из условий равновесия и работы в рассматриваемом режиме.

При решении на ЭВМ уравнений МКЭ, составленных для данного узла, вначале определяются матрицы коэффициентов влияния для напряжений в i -й точке от действия единичных нагрузок $\bar{F}_k, \bar{M}_{zk}, \bar{N}_{yk}, \bar{M}_{zk}, \bar{Q}_{yk}, \bar{Q}_{zk}$ прикладываемых в нагружаемых сечениях вырезаемого узла.

Определение временных функций напряжений $[b_i(t)] = [b_{z1}, b_{y1}, b_{z2}]$ при ударном нагружении осуществляется умножением вектора внутренних сил $[M_{zi}]$ на матрицу коэффициентов влияния для напряжений с построчным суммированием получаемых величин.

Таким образом, разработанная методика, позволяет оценить возникающие в элементах кузовов транспортных экипажей напряжения с учетом их концентрации при ударном нагружении.

В третьей главе обосновывается выбор метода численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих колебания транспортного экипажа с грузом. Приводятся алгоритмы и блок-схемы программ.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений осуществляется по методу Адамса-Башфорта; начальные значения для этого метода определяются по методу Рунге-Кутты. Показано, что для получения требуемой точности и сокращения затрат машинного времени целесообразнее использовать постоянный шаг интегрирования, выбираемый с учетом максимальной парциальной частоты системы.

Произведена оценка погрешности, вносимой схематизацией системы с распределенными параметрами, и определено число масс для получения необходимой точности. Показано, что для подобных вычислений требуемая точность достигается при представлении эквивалентного кувозу стержня восемь-десятью массами.

Обосновано использование различных расчетных схем транспортных экипажей в зависимости от задач исследований. Как показали исследования колебаний крытого вагона с грузом (при жесткости крепления $K \geq 50 \text{ MN m}^{-1}$), для оценки максимальных значений динамических нагрузок можно пользоваться схемой в виде эквивалентного стержня с жестко прикрепленными к нему грузами.

Для уточнения значений сил моментов и ускорений при продольно-изгибно-крутильных колебаниях необходимо пользоваться схемой в виде эквивалентного стержня и грузами, присоединенными к нему податливыми связями. Это обстоятельство необходимо также учитывать и при исследовании транспортного экипажа с существенно податливыми элементами крепления груза ($K \leq 50 \text{ MN m}^{-1}$). При использовании этих расчетных схем максимальное отклонение при оценке максимальных значений динамических нагрузок не превышало 20%, в среднем - 7%.

Установлено, что при исследовании не сопровождающихся смещением груза соударений в прямых можно упрощать модель транспортного экипажа, рассматривая лишь плоские продольно-изгибные или продольные колебания.

Для оценки ошибки, вносимой идеализацией и выбором расчетной схемы конструкции при статическом расчете элементов транспортных экипажей при помощи МКЭ определялось минимальное количество конечных элементов в расчетной схеме узла, необходимое для получения достоверных оценок напряжений с учетом их конструктивной концент-

рации.

В четвертой главе исследуются колебания крытого вагона, нагруженного тарно-штучными грузами с учетом повышенной нагрузки на ось. Масса груза принималась равной 70 т.

При расчете коэффициентов, определяющих сопротивляемость рассматриваемого вагона деформирующим нагрузкам, принимались во внимание параметры рамы вагона, верхнего пояса, продольного силового набора крыши и раскосов. Поперечный силовой набор стойки торцевой стены, двери и оборудование вагона учитывались только при расчете инерционных коэффициентов. Жесткостные и инерционные характеристики платформы для перевозки большегрузных контейнеров и контейнеров ($m_g = 20\text{ т}$) определялись аналогично.

Груз представлялся семью дискретными элементами. Жесткостные характеристики груза в продольном, поперечных вертикальном и горизонтальном направлениях определялись в соответствии с экспериментальными данными ВНИИЖТа. Межвагонное соединение транспортных экипажей включало в себя фрикционные поглощающие аппараты Ш-Г-ТМ. Масса вагона-бойка принималась равной 92 т.

Одним из наиболее повреждаемых элементов крытого вагона является торцевая стена. Снижение ее нагруженности возможно при помощи использования устройств крепления грузов, расположенных вдоль длины кузова. Поэтому исследовалось влияние устройств крепления груза на снижение силового воздействия на торцевую стену. Было рассмотрено пять схем креплений груза в продольном направлении. Первая схема соответствует свободно расположенному грузу, вторая - случаю, когда крепления установлены по стойкам дверного проема, третья - если они установлены у дверного проема и шкворневых узлов, четвертая - олучаю, когда крепления имеются у каждой стойки, пятая - если они есть лишь у стоек шкворневых узлов.

Анализ эффективности устройств крепления при соударениях со скоростью $V = 7,2$ км/час показал, что в случае установки крепления по второй схеме нагруженность торцевой стены снижается на 28%, по третьей - на 54%, четвертой - 60%, пятой - 21%. В то же время возрастает, соответственно, усилие в автосцепном устройстве, на 10%, 30%, 44%, 10%, что приводит к увеличению нагруженности отдельных элементов несущей конструкции кузова вагона (рамы, пятников и т.д.) и автосцепного оборудования. Для первой схемы усилие в автосцепном устройстве равнялось $S_A = 1,31$ МН, а усилие, действующее на торцевую стену - $S_T = 0,67$ МН

Наиболее эффективными, с точки зрения нагруженности вагона и трудоемкости погрузочно-разгрузочных работ, являются 2 и 3 схемы, поэтому в дальнейшем исследования проводились для первых трех схем.

6412 а

С увеличением жесткости груза в 10 раз (по сравнению с жесткостью тарно-штучного груза, принятой в предыдущих исследованиях по рекомендации ВНИИЖТа) возрастает нагруженность вагона. Для 1 схемы усилия в автосцепке возрастает на 21%, а усилия, передаваемые торцевой стене на 100%. Эффективность устройств крепления в этом случае возрастает. Так для 2 схемы нагруженность торцевой стены понижается на 38%, а по 3 схеме на 61%. Как и прежде, при установке устройств крепления увеличивается нагруженность кузова вагона. Усилие в автосцепке в этом случае возрастает на 19% и 25% соответственно.

Зазоры ($\delta = 40$ мм) между грузом и торцевой стенкой (устройствами крепления) при выбранных жесткостных характеристиках груза существенно влияют на нагруженность кузова вагона и груза.

Установка устройств крепления увеличивает, как уже упоминалось, продольные силы и снижает изгибающие моменты, продольные и

вертикальные ускорения, имеющие место в консольной части кузова со стороны удара. Снижение величин продольных ускорений обусловлено характером взаимодействия вагона и груза в консольной части вагона. Так в первой схеме усилие S_a при разгрузке поглощающего аппарата близко к максимальному, что приводит к появлению больших ускорений в консольной части вагона со стороны удара. Это явление менее выражено при использовании второй и третьей схем крепления. Это объясняется тем, что динамические характеристики груза, когда он является одномерной системой (первая схема) и разбивается на отдельные элементы (вторая и третья схемы) существенно отличаются.

Величина усилия, действующего на торцевую стену при загрузке вагона массой 35 т по I схеме, сопоставлялась с экспериментальными данными. Отличие не превышало 10%. Исследования показали, что, как и следовало ожидать, с увеличением высоты центра тяжести груза возрастают значения изгибающих моментов в кузове. В этом случае применение устройств крепления также снижает величины изгибающих моментов. С целью еще большего снижения изгибающих моментов устройства крепления необходимо делать регулируемыми по высоте.

Показано, что применение устройств крепления снижает также нагруженность грузов.

Боковые нагрузки, возникающие при соударениях в кривых и прямых при предварительном смещении груза в поперечном горизонтальном направлении, необходимо учитывать только при оценке динамической нагруженности элементов крытого вагона и груза в консольной части вагона со стороны удара.

В данной главе оценены также динамические нагрузки, действующие на платформу для перевозки большегрузных контейнеров и контейнеры.

В пятой главе приведены результаты исследования напряжений, возникающих в элементах транспортных экипажей при ударах в авто - сцепку.

С помощью метода, приведенного во второй главе, оценивалось влияние устройств крепления на напряженное состояние элементов крытого вагона. В четвертой главе при помощи дискретной модели пространственных колебаний вагона с грузом был определен вектор динамических нагрузок $\{P(t)\}$.

Для определения коэффициентов влияния внутренних усилий использовалась расчетная схема крытого вагона в виде пространственной стержневой системы. Единичные силы и моменты прикладывались в узлах стержневой системы.

Дальнейшая оценка прочности (напряжений) рассматриваемых элементов конструкции вагона, осуществлялась умножением вектора динамических нагрузок, получаемого в каждый момент времени на матрицы коэффициентов влияния для усилий с последующим суммированием получаемых величин. При помощи формул сопротивления материалов оценены напряжения в исследуемых элементах.

Ввиду того, что основное внимание уделялось прочности торцевой стены более подробно анализировалось напряженное состояние в момент максимума S_{σ} для 1,2,3 схем.

Для незакрепленного груза при скорости соударения 7 км/час максимальные напряжения в торцевой и угловой стойках крытого вагона составляют 436 и 463 МПа. При установке устройств крепления по стойкам дверного проема напряжения в этих элементах уменьшаются на 27%, а при установке устройств крепления по стойкам дверного проема и шкворневых узлов на 52%. Таким образом, применение устройств крепления грузов снижает нагруженность торцевой стены и позволяет увеличить скорость соударения вагонов.

Анализ внутренних усилий в поперечных балках рамы вагона показал, что при установке устройств крепления по боковым стенам увеличивается их нагруженность. Поэтому устройства крепления должны соединяться с кузовом вагона не только по боковым стенам, но и по хребтовой балке крытого вагона. Кроме того, конструкция торцевой части крытого вагона должна выполняться таким образом, чтобы основная часть усилия S_1 также передавалась хребтовой балке рамы.

Аналогичным образом рассчитывалась платформа для перевозки большагрузных контейнеров, которая представлялась при статическом расчете в виде пространственной рамы.

Ввиду того, что в данном случае определялась нагруженность шкворневого узла, его напряженное состояние определялось в момент максимума S_a . Напряжения в шкворневой балке в местах, удаленных от зон концентрации, достигали 86 и 65 МПа, что хорошо согласуется с экспериментальными данными ВНИИВа.

Далее исследовалось напряженное состояние шкворневого узла.

Для уточнения расчетных схем узлов при расчетах с помощью МКЭ и определения коэффициентов концентрации напряжений были произведены лабораторные исследования шкворневых узлов. Во время испытаний шкворневого узла имитировалось напряженное состояние, имеющее место в эксплуатации.

Напряжения, полученные в испытаниях, сопоставлялись с результатами расчетов этого узла при помощи МКЭ. Расчетные напряжения хорошо согласуются с экспериментальными данными. Были также определены коэффициенты концентрации напряжений K_B в местах соединения хребтовой и шкворневой балок для статистического расчета по МКЭ и расчете по формулам сопротивления материалов.

Для шкворневой балки K_B равны 1,2+1,95 и 2,95, для хребтовой балки 1,15 и 1,5 соответственно.

Далее был произведен расчет шкворневого узла по изложенной выше методике. Сначала определялись матрицы коэффициентов влияния для напряжений. Затем умножением вектора внутренних сил на матрицы коэффициентов влияния для напряжений с построчным суммированием получаемых величин были получены временные функции напряжений. Значения напряжений в точках соединения хребтовой и шкворневой балок шкворневого узла хорошо согласуются с экспериментальными данными ВНИИВа (отличие не превышало 17 %).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана математическая модель, алгоритм и программа для исследования пространственных колебаний транспортного экипажа при соударениях через автосцепку.

2. Проведены исследования динамической нагруженности крытого вагона и платформы для перевозки большегрузных контейнеров при соударениях.

3. Оценена эффективность устройств крепления грузов на нагруженность крытого вагона и груза. Установлено, что использование рациональных схем крепления позволяет снизить нагруженность торцевой стены и груза более чем в два раза.

4. Проведены исследования динамической нагруженности крытого вагона при соударениях в прямых, когда имели место предварительные смещения груза в поперечном горизонтальном направлениях и при соударениях в кривых. Показано, что боковые нагрузки в этом случае необходимо учитывать при оценке динамической нагруженности элементов транспортных экипажей и грузов.

5. Установлено, что при исследовании соударений в прямых, и не сопровождающихся предварительным смещением груза, можно упрощать модель транспортного экипажа, рассматривая лишь плоские продольно-изгибные или продольные колебания.

6. Разработана методика оценки динамических напряжений в несущих элементах кузова транспортного экипажа при ударных нагружениях через автосцепку.

7. Установлено, что устройства крепления должны выполняться регулируемые по высоте вагона и устанавливаться не только вдоль стен крытого вагона, но и вдоль хребтовой балки кузова.

8. Исследовано напряженное состояние шворневых узлов и оценены коэффициенты концентрации при лабораторных испытаниях.

9. Динамические напряжения в несущих элементах кузовов транспортных экипажей, вычисленные с учетом конструктивной концентрации напряжений, хорошо согласуются с экспериментальными данными. Полученные оценки позволяют уточнить значения напряжений, имеющих место в элементах конструкции при ударных нагружениях.

Результаты работы переданы в Всесоюзный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), на Днепродзержинский вагоностроительный завод им.газеты "Правда" и используются в проектных работах.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах :

1. Юрченко А.В., Манашкин Л.А., Янгулов Н.П., Стусь Е.Ф. Исследование влияния расположения раскосов на нагруженность платформы при продольных ударах. В кн.: Вопросы исследования надежности и динамики элементов транспортных машин и подвижного состава. Сборник научных трудов. Тула: ТПИ, 1978, с.46-53.

2. Блохин Е.П., Юрченко А.В., Янгулов Н.П. Метод оценки динамических напряжений в конструкции вагона при ударах через автосцепку. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. Межвузовский сборник научных трудов. Днепропетровск: ДПИТ, вып. 210/27, 1980, с.3-13.

3. Юрченко А.В., Янгулов Н.П. Исследование пространственных колебаний железнодорожных экипажей с помощью ЭВМ. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС № 1658-81.

4. Юрченко А.В., Янгулов Н.П. Методика оценки динамических напряжений с учетом их концентрации в элементах конструкции вагонов при ударных нагружениях. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. Киев: Наукова думка, 1980, с.150-151.

5. Юрченко А.В., Литвинов В.П., Янгулов Н.П. Динамика и прочность транспортных экипажей при соударениях. Тезисы Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Тбилиси, 1981, с.66.

Янгулов Николай Петрович

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В
УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ В ЭЛЕМЕНТАХ
ТРАНСПОРТНЫХ ЭКИПАЖЕЙ ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ
УДАРАХ ЧЕРЕЗ АВТОСЦЕПКУ

05.22.07 - Подвижной состав и тяга поездов

Подписано к печати 7.12.81 г. БТ 60417

Формат 60x84/16. Бумага для множительных аппаратов.
Ротапринт. Уол.печ.л. I,39 Уч.-изд.л. I.Тираж 100 экз.
Заказ № 1274. Бесплатно.

Редакционно-издательский отдел
участок оперативной полиграфии ДНУТа
320629, ГСП, Днепропетровск, 10
ул. Акад.В.А.Лазаряна, 2.