

МПС СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
ИМ. М. И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

УДК 629.4.02.24 : 625.032.434

ЛИВВИНОВ ВИТАЛИЙ ПЕТРОВИЧ

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИ УДАРАХ
В АВТОСЦЕПКУ КУЗОВОВ ВАГОНОВ КАК ДВУМЕРНЫХ
МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

(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, 1984

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском ордена Трудового
Красного Знамени институте инженеров железнодорожного тран-
спорта им. М.И.Калинина

Научный руководитель - заслуженный работник Высшей шко-
лы УССР, доктор технических наук, профессор Е.П.Блохин.

Научный консультант - кандидат технических наук,
старший научный сотрудник А.В.Дрченко.

Официальные оппоненты :

доктор технических наук, профессор В.А.Камаев;
кандидат технических наук, старший
научный сотрудник Г.И.Богомаз.

Ведущее предприятие: Днепродзержинский вагоностроитель-
ный завод им.газеты "Правда".

Защита диссертации состоится 28 сентября 1984 года в
_____ час. на заседании Специализированного совета
К.ИІ4.07.01 при Днепропетровском ордена Трудового Красного
Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта
им. М.И.Калинина по адресу: 320629, ГСП, Днепропетровск ІО,
ул. Акад.В.А.Лазаряна, 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

автореферат разослан 4 августа 1984 г.

Ученый секретарь
Специализированного Совета
кандидат технических наук,
доцент

И.В.Петрович

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В постановлении ЦК КПСС "Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года" перед транспортом страны ставится ряд важных задач по обеспечению постоянно возрастающего объема перевозок народно-хозяйственных грузов. В этом постановлении подчеркивается, что более половины всего грузооборота приходится на железные дороги. В то же время ожидается дальнейшее увеличение грузооборота железнодорожного транспорта на 15

Дальнейшее увеличение грузооборота требует повышения провозной и пропускной способности железных дорог, а это, в свою очередь, вызывает необходимость повышения массы и скорости движения грузовых поездов.

В связи с этим должна возрастать перерабатывающая способность горок за счет организационно-технических мероприятий и повышения скоростей роспуска вагонов. Уже сейчас уровень нагруженности вагонов при соударениях на горках достаточно высок, что приводит к значительному ущербу от повреждения вагонов и перевозимых грузов.

В последнее время, благодаря работам ведущих организаций железнодорожного транспорта, достигнуты значительные успехи в совершенствовании методов расчета вагона на прочность при ударных нагружениях через автосцепку. Тем не менее переход на серийный выпуск вагонов с металлической обшивкой, увеличение парка специализированных вагонов, требуют дальнейшего совершенствования теоретических методов расчета вагонов при соударениях.

В связи с этим является актуальной задачей разработка способов расчета, использующих структуры, более полно отражающие работу кузовов вагонов при ударах в автосцепку с целью повышения их прочности.

Цель настоящей работы состоит в создании на основе методов теории колебаний, дифференциально-разностного метода и методов численного интегрирования методики расчета динамической нагруженности кузовов грузовых вагонов как плоских систем, подкрепленных взаимортогональными ребрами; изучении с помощью разработанной методики и пакета прикладных программ динамической нагруженности кузовов вагонов при ударах в автосцепку и оценке динамического напряженного состояния их элементов с применением МКЭ.

4845a

Днепропетровский
институт инженеров
жел. дор. транспорта
им. М. И. Калинина
БИБЛИОТЕКА

Методика исследований. Исследования выполнены с использованием методов математического моделирования нелинейных задач динамики двумерных механических систем с переменными параметрами и подкрепленными взаимортогональными ребрами.

Решение поставленной цели включало следующие задачи:

- разработка математической модели для исследования нестационарных пространственных колебаний двумерной механической системы при ударных нагружениях;
- переход при помощи дифференциально-разностного метода к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих колебания дискретной модели;
- разработка упрощенных схем (двумерных) для исследования плоских и пространственных колебаний вагонов при соударениях;
- построение пакета прикладных программ (ППП) для численного интегрирования на ЭВМ и оценка точности получаемых при помощи ППП результатов;
- исследование плоских колебаний восьмисосного полувагона при соударениях с учетом влияния жесткостных параметров грузов;
- исследование нестационарных колебаний вагона для холоднокатаной стали с учетом массы и размещения рулонов;
- исследование напряженного состояния торцевой стены вагона для перевозки холоднокатаной стали при ударном взаимодействии ее с рулонами.

Научная новизна.

1. Разработана уточненная методика моделирования нагруженности кузовов вагонов при ударах в автосцепку как двумерных механических систем с переменными параметрами.
2. Предложен ряд упрощенных плоских расчетных схем, позволяющих существенно сократить затраты машинного времени.
3. Разработаны алгоритмы и пакет прикладных программ, позволяющие исследовать плоские или пространственные колебания кузовов вагонов с грузами как двумерных механических систем.
4. Оценена динамическая нагруженность кузовов восьмисосного полувагона и вагона для перевозки холоднокатаной стали.
5. Определено напряженное состояние торцевой стены вагона для перевозки холоднокатаной стали при ударном нагружении.

Практическая ценность.

1. Разработанная методика позволяет более полно и точно оценивать динамическую нагруженность несущих элементов кузовов вагонов и их взаимодействие с грузами.

НТБ
ДНУЖТ

2. Составленный для ЭВМ пакет прикладных программ позволяет при конструировании сократить объем дорогостоящих натурных испытаний и общие сроки проектирования вагонов.
3. Исследована динамическая нагруженность восьмьюосного полувагона и вагона для перевозки холоднокатаной стали при ударах в автосцепку. Показано, что наличие зазоров между рулонами и торцевой стеной приводит к существенному росту сил при их взаимодействии. Так, при зазоре равном 0,03 м и скорости соударения 1 м/с усилие взаимодействия рулона массой 32 т с торцевой стеной составляло 155 кН, а при скорости соударений 2 м/с - 936 кН. Изучена нагруженность верхнего пояса восьмьюосного полувагона при загрузке его грузами с различными жесткостными параметрами.
4. С использованием МКЗ методика позволяет уточнить напряженное состояние элементов кузовов вагонов и осуществить мероприятия по обеспечению прочности. Показано, что учет специфики взаимодействия рулонов с торцевой стеной позволяет уточнить ее напряженное состояние и доработать конструкцию.
5. Вновь созданная конструкция торцевой стены позволяет обеспечить ее прочность при скоростях соударения до 2 м/с. В этом случае максимальные напряжения в ней не превышали 300 МПа.

Реализация работы. Результаты проведенных исследований использованы на Днепродзержинском вагоностроительном заводе им.газеты "Правда" при проектировании и разработке технической документации на вагон для перевозки холоднокатаной стали с нагрузкой на ось 245 кН (модель 12-40II). В рамках создания системы автоматического проектирования САПР-ГВИ (II этап) разработанный пакет прикладных программ передается Уральскому вагоностроительному заводу им. Ф.Э.Дзержинского.

Апробация. Основные положения диссертации доложены:

1. На Всесоюзной конференции по вибрационной технике, Тбилиси, 1981.
2. На Всесоюзной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта", Днепропетровск, 1984.
3. На Всесоюзной отраслевой научно-технической конференции молодых ученых и специалистов железнодорожного транспорта. Москва, 1984.
4. На заседании кафедры "Строительная механика" ДИИТа, Днепропетровск, 1984.

НТБ
ДНУЖТ

Публикации. По результатам исследований опубликовано **десять** печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, заключения и списка литературы. Работа изложена на 165 страницах и содержит 60 рисунков и 13 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В введении обосновывается актуальность выбранной в работе темы. Подчеркивается необходимость разработки способов расчета, использующих двумерные структуры, более полно отражающие работу кузовов вагонов при ударах в автосцепку.

В первой главе дается обзор литературы и осуществляется постановка задачи.

Исследованию динамических усилий в межвагонных соединениях и изучению динамики транспортных экипажей при переходных режимах движения поездов и соударениях вагонов посвящены работы Н.Е.Жуковского, В.А.Лазаряна, Л.Н.Никольского, Б.П.Блохина, С.В.Вуршинского, В.А.Камаева, Л.Д.Кузьмича, Б.Г.Кеглина, Н.А.Костенко, В.Н.Котуранова, Л.А.Манашкина, Н.А.Панькина, М.М.Соколова, В.Д.Хусидова, Г.И.Богомаза, Г.В.Костина, В.С.Плоткина, Ю.М.Черкашина, А.В.Прченко и др. авторов. Эти исследования позволяли решить ряд вопросов, имеющих большое практическое значение.

Разработанные ранее расчетные схемы и соответствующие им математические модели, используемые при изучении нестационарных колебаний вагонов с грузами при ударах в автосцепку, не позволяют достаточно полно и точно оценить динамические нагрузки, действующие на элементы кузовов вагонов. Анализируя конструктивные схемы вагонов, а также результаты исследований, следует отметить, что в ряде случаев их надо представлять в виде эквивалентных по упругим и инерционным характеристикам двумерных механических систем. Это необходимо тогда, когда более подробно исследуется нагруженность обшивки, нижнего и верхнего поясов, стоек (полувагоны, крытые вагоны и т.д.), хребтовой, боковых, поперечных балок и настила пола (транспортёры, платформы с металлическим полом и т.д.).

В связи с тем, что математические модели таких механических систем выбираются в соответствии с теорией расчета подкрепленных пластин, в этой главе приводится краткая классификация задач теории пластин переменной толщины, подкрепленных пластин и численных методов их решения. Рассматриваются результаты

НТБ
ДНУЖТ

исследований.

Далее определяется цель работы – создание методики расчета динамической нагруженности кузовов грузовых вагонов как плоских систем при ударных воздействиях через автосцепку; исследование плоских и пространственных колебаний вагонов при соударениях на сортировочных горках и при маневрах; определение продольных и вертикальных нагрузок, действующих на продольные и поперечные элементы кузова, а также усилий, возникающих при взаимодействии кузова вагона с грузами; оценка динамического напряженного состояния его элементов с применением МКЭ.

Затем формулируются основные задачи работы.

Во второй главе приводятся расчетные схемы и соответствующие им математические модели, используемые для исследования нестационарных колебаний кузовов вагонов, оценки динамических нагрузок и напряженного состояния элементов.

Расчетная схема кузова вагона представляется в виде эквивалентной дискретно-подкрепленной пластины и жестко связанных с ней абсолютно твердых тел (грузов). Предполагается, что как пластина, так и подкрепляющие ребра могут иметь переменные по координатным осям площади сечений, моменты инерции и положения центров тяжести сечений. Ребра располагаются параллельно координатным осям и могут быть смещены относительно срединной поверхности пластины. Условия совместности деформаций в этом случае удовлетворяются вдоль линий пересечений вертикальных плоскостей симметрии ребер с срединной поверхностью пластины. Предполагается, что в каждом сечении системы "подкрепленная пластина-груз" переменный по координатным осям центр масс может не совпадать с центром тяжести сечения. Пластина опирается на две податливые опоры.

Нелинейные дифференциальные уравнения движения рассматриваемой двумерной механической системы, составленные с использованием уравнений Лагранжа второго рода, имеют вид:

$$\begin{aligned} \rho^u \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \rho^h \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} &= \frac{\partial S_1}{\partial x} + \frac{\partial T_2}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial x} \{ [\alpha + \varphi] Q_1 \} - \\ &- \frac{\partial}{\partial z} \{ [\alpha + \varphi] Q_2 \} - p_x ; \end{aligned}$$

НТБ
ДНУЖТ

$$\begin{aligned}
\rho^v \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= \frac{\partial Q_1}{\partial x} + \frac{\partial Q_2}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \{ [\alpha + \varphi] S_1 \} + \frac{\partial}{\partial x} \{ [\beta + \theta] T_1 \} + \\
&+ \frac{\partial}{\partial z} \{ [\beta + \theta] S_2 \} + \frac{\partial}{\partial z} \{ [\alpha + \varphi] T_2 \} - p_y \\
\rho^w \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \rho^h \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} &= \frac{\partial S_2}{\partial z} + \frac{\partial T_1}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial z} \{ [\beta + \theta] Q_2 \} - \\
&- \frac{\partial}{\partial x} \{ [\beta + \theta] Q_1 \} - p_z \\
J_x \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} &= \frac{\partial M_2}{\partial z} - \frac{\partial M_1}{\partial x} - S_2 \theta - Q_2 - T_2 (\alpha + \varphi) - m_x - p_z (e_2 + v) - \\
&- h \frac{\partial S_2}{\partial z} + h \frac{\partial}{\partial z} \{ [\beta + \theta] Q_2 \} - h \frac{\partial T_1}{\partial x} + h \frac{\partial}{\partial x} \{ [\beta + \theta] Q_1 \} + h p_z ; \\
J_y \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} &= T_2 - T_1 - Q_2 (\alpha + \varphi) + Q_1 (\beta + \theta) + \frac{\partial M_2}{\partial z} (\alpha + \varphi) - \frac{\partial H_2}{\partial z} (\beta + \theta) - \\
&- \frac{\partial H_1}{\partial x} (\alpha + \varphi) - \frac{\partial M_1}{\partial x} (\beta + \theta) - m_y ; \\
J_z \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} &= - \frac{\partial M_1}{\partial x} - \frac{\partial H_2}{\partial z} + S_1 \varphi + Q_1 + T_1 (\beta + \theta) - m_z + p_x (e_1 + v) + \\
&+ h \frac{\partial S_1}{\partial x} + h \frac{\partial}{\partial z} \{ [\alpha + \varphi] Q_2 \} - h \frac{\partial T_2}{\partial z} + h \frac{\partial}{\partial x} \{ [\alpha + \varphi] Q_1 \} + h p_x
\end{aligned} \tag{1}$$

Здесь с учетом подкрепляющих ребер:

$$\begin{aligned}
S_1 &= S_1^\circ + \delta(z - z_j) S_1^* ; \quad S_2 = S_2^\circ + \delta(x - x_i) S_2^* ; \\
T_1 &= T_1^\circ + \delta(z - z_j) T_1^* ; \quad T_2 = T_2^\circ + \delta(x - x_i) T_2^* ; \\
M_1 &= M_1^\circ + \delta(z - z_j) M_1^* ; \quad M_2 = M_2^\circ + \delta(x - x_i) M_2^* ; \\
H_1 &= H_1^\circ + \frac{1}{2} \delta(z - z_j) H_1^* ; \quad H_2 = H_2^\circ + \frac{1}{2} \delta(x - x_i) H_2^* .
\end{aligned} \tag{2}$$

НТБ
ДНУЖТ

В выражениях (1), (2) u, v, w - перемещения вдоль осей x, y, z ; θ, ψ, φ - углы поворота вокруг этих осей; ρ, ρ_x, ρ_y и J_x, J_y, J_z - плотности и моменты инерции (отнесенные к единице площади) масс, вовлекаемые в движение вдоль координатных осей; $\alpha = \alpha(x) = \frac{\alpha^* + \alpha^*}{2}$ и $\beta = \beta(z) = \frac{\beta^* + \beta^*}{2}$ углы наклона поперечных сечений к координатным плоскостям zOy и xOy ; $\alpha^0 = \alpha^0(x)$ и $\beta^0 = \beta^0(z)$ углы наклона срединной поверхности пластины к плоскости xOz в направлении осей x и z ; $\alpha^* = \alpha^*(x)$ и $\beta^* = \beta^*(z)$ углы наклона линий, проходящих через центры тяжести сечений ребер, расположенных вдоль этих осей; $h = h(x, z)$ - расстояние между срединной поверхностью пластины и поверхностью центров масс, измеренное вдоль оси y ; S_1^* , S_2^* и S_1^* , S_2^* - продольные силы, действующие в пластине и ребрах, направленные по нормальям к поперечным сечениям; Q_1 и Q_2 - поперечные силы, действующие в этих сечениях; T_1^* и T_2^* - касательные силы, действующие в пластине и направленные под углами β и α к плоскости xOz ; T_1^* и T_2^* - поперечные силы при изгибе ребер относительно оси y с такими же направлениями; M_1^* , M_2^* и M_1^* , M_2^* - изгибающие моменты, действующие в пластине и в ребрах; H_1^* , H_2^* и H_1^* , H_2^* - крутящие моменты, действующие там же; P_x, P_y, P_z и m_x, m_y, m_z - внешние силы и моменты (в том числе и воздействия грузов); $e_1(x)$ - расстояние между точками приложения сил P_x и срединной поверхностью пластины; $e_2(z)$ - расстояния между точками приложения сил P_z и этой поверхностью; $\delta(x - x_i)$ и $\delta(z - z_j)$ - δ -функции Дирака.

Внутренние усилия и моменты в пластине и ребрах определяются в соответствии с известными выражениями.

Система дифференциальных уравнений (1) с помощью дифференциально-разностного метода приводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений. При этом пренебрегаем влиянием инерции поворота, деформации поперечного сдвига и нелинейными членами высшего порядка малости. Дифференциальные уравнения колебаний груза получаются аналогичным образом.

При исследовании соударений вагонов совместно с уравнениями, описывающими его колебания, необходимо решать дополнительные дифференциальные уравнения, описывающие работу межвагонного соединения. Взаимодействие исследуемого вагона с вагоном-бойком и служащие для нахождения усилия в автосцепке

НТБ
ДНУЖТ

S_a ($P_x = S_a$) и величины сжатия междвагонного соединения q_a . Усилие S_a определяется в соответствии с интегральной характеристикой поглощающего аппарата фрикционного типа. Дифференциальные уравнения колебаний исследуемого вагона решаются при нулевых начальных и граничных условиях. Скорость соударения вагона-бойка задается в виде начального условия в дополнительных дифференциальных уравнениях.

Далее рассматриваются две упрощенные схемы кузовов вагонов. Так, при исследовании колебаний кузова восьмисносного полувагона в отдельных случаях можно ограничиться рассмотрением плоских колебаний. Тогда эквивалентная расчетная схема представляет собой плоскую систему в виде пластины (обшивка), подкрепленной ребрами жесткости (стойки, обвязки, хребтовая балка) и работающей на растяжение-сжатие и сдвиг.

В этом случае грузы соединяются между собой и кузовом вагона нелинейными податливыми связями, жесткостные характеристики которых выбираются из экспериментальных данных. Полученные дифференциальные уравнения движения грузов моделируют колебания их в плоскости расчетной схемы. Жесткостные и инерционные параметры этой расчетной схемы определяются в четвертой главе.

При исследовании соударений кузова вагона для перевозки холодинокатаной стали рассматриваются его пространственные колебания. В этом случае эквивалентная расчетная схема представляет собой плоскую систему в виде пластины (пол), подкрепленную ребрами жесткости (рама) и работающую на растяжение-сжатие, изгиб и кручение. Здесь α, β, h равны нулю, ибо конструкция вагона такова, что срединная поверхность подкрепленной пластины, имитирующей раму и металлический пол, не искривлена, и смещение центра инерции системы относительно ее центра тяжести мало. При рассмотрении совместных пространственных колебаний кузова вагона и грузов учитывается их взаимодействие в направлении трех координатных осей. Жесткостные и инерционные параметры этой расчетной схемы определяются в пятой главе.

В третьей главе выбирается метод численного интегрирования системы обыкновенных дифференциальных уравнений пространственных колебаний вагона с грузом и осуществляется оценка точности получаемых результатов с помощью разработанного

НТБ
ДНУЖТ

алгоритма и пакета прикладных программ.

В работе интегрирование системы дифференциальных уравнений проводится по методу Адамса-Бэшфорта, начальные значения для которого определяются по методу Рунге-Кутты. Шаг интегрирования выбирается постоянным с учетом значения максимальной парциальной частоты системы. Приводится структура пакета прикладных программ (ППП), состоящего из управляющей программы и 9 подпрограмм, и описание его блок-схемы.

Для проверки разработанного алгоритма и ППП осуществлялась оценка точности получаемых результатов. Значения перемещений, сил и моментов, полученные при статических расчетах пластин (метод конечных элементов, метод сеток), сопоставлялись с значениями аналогичных величин, полученных с помощью разработанного ППП. Эти величины регистрировались после затухания стационарных колебаний, возникающих при приложении ступенчатых нагрузок и установления статического равновесия.

Рассматривались пластины, работающие на растяжение-сжатие, сдвиг и изгиб при действии на них сосредоточенных и распределенных нагрузок. Так, в случае расчета пластины с одной жестко заделанной и тремя свободными кромками (консоль), работающей на растяжение-сжатие, сдвиг, прикладывались сосредоточенная сила в ее консольной части (в зоне пересечения двух свободных кромок пластины) и распределенная сила по боковой кромке. Нагрузки прикладывались параллельно заделанной кромке пластины.

При расчете с помощью разработанного программного обеспечения и метода сеток пластина разбивалась на 64 элемента (8 X 8), а при расчете с помощью МКЭ – на 225 элементов (15 X 15). Более густая сетка разбиения при расчетах с помощью МКЭ была необходима для уточнения результатов в зоне приложения сосредоточенной силы. Отличия, получаемые при сопоставлении результатов расчета с результатами, полученными с помощью метода сеток, по перемещениям в среднем не превышали 8 %, по напряжениям – 13 %, а с результатами, полученными с помощью МКЭ – 10 % и 18 %, соответственно. Наибольшие отличия сравниваемых величин имели место в зоне приложения сосредоточенной силы.

Далее оценивалась точность результатов при расчете пластин, работающих на изгиб. Вначале рассматривалась пластина, жестко заделанная по двум смежным кромкам и свободная по двум другим. В этом случае сосредоточенная сила прикладывалась

НТБ
ДНУЖТ

в зоне пересечения двух свободных кромок. Во втором случае рассматривалась пластина, жестко заделанная по трем кромкам и свободная по четвертой. В этом случае усилие прикладывалось посередине свободной кромки. Результаты расчета сравнивались с результатами, полученными с помощью метода сеток. В обоих случаях пластина разбивалась на 25 элементов (5×5). Наибольшие отличия по перемещениям здесь не превышали 7 %, а по изгибающим моментам – 11 %.

С целью оценки эффективности разработанного алгоритма и пакета прикладных программ при расчете подкрепленных пластин проводился расчет консольной шестипоясной панели, имеющей жесткую заделку и нагруженную двумя сосредоточенными силами, действующими вдоль крайних поясов. Известно, что, если подкрепленная панель находится в рассматриваемых условиях, то на некотором расстоянии от нагруженного конца панели нормальные напряжения будут практически постоянны по всей ширине ее. Аналогичный результат был получен с помощью разработанного программного обеспечения.

В четвертой главе определяются параметры расчетной схемы и исследуются плоские колебания восьмисоснового полувагона при соударениях с учетом влияния жесткостных параметров грузов.

Вначале приводятся описание конструкции восьмисоснового полувагона и его основные технические характеристики.

Далее при помощи МКЭ проводятся статические расчеты с использованием различных расчетных схем кузова полувагона с целью выбора упрощенной расчетной схемы (плоской) и ее параметров. Расчетные схемы представлялись в виде пространственной пластинчато-стержневой, пространственной стержневой и плоской стержневой систем. При расчетах сжимающие силы величиной 2,5 МН прикладывались в зонах задних упорных угольников поглощающих аппаратов (0,7 м от лобовой балки) с эксцентриситетом равным 0,02 м.

Вначале проводился расчет кузова полувагона, представленного в виде пространственной пластинчато-стержневой системы. В силу симметрии вагона относительно продольной оси рассматривалась его половина. Узлы в плоскости симметрии закреплялись от смещений вдоль поперечной оси и углов поворотов вокруг продольной и вертикальной осей. Пластины моделировали работу обшивки боковой стены, стержни – работу каркаса (стоек, обвязок, поперечных и хребтовой балок). Обшивка разбивалась на 132 плоских

конечных элемента, каркас – на 135 стержневых конечных элемента.

Затем расчетная схема восьмисносного полувагона представлялась в виде пространственной стержневой системы. В ней раскосы моделировали работу обшивки на сдвиг. Жесткость обшивки, с помощью которой учитывалась ее работа на растяжение-сжатие, суммировалась с жесткостями нижней, верхней обвязок и вертикальных стоек. Как и в предыдущем случае, рассматривалась половина кузова вагона. Расчетная схема состояла из 92 стержневых конечных элемента.

Сопоставление результатов, полученных с помощью этих расчетных схем, показало, что отличия получаемых оценок суммарных усилий, действующих в нижнем поясе (хребтовая балка, нижняя обвязка с учетом обшивки) и в верхнем поясе (верхняя обвязка с учетом обшивки), не превышали в среднем 3–4 %.

После этого осуществлялся переход от пространственной стержневой к плоской стержневой расчетной схеме, которая состояла из 62 стержневых конечных элементов, работающих на растяжение-сжатие и изгиб в ее плоскости. В этом случае жесткость нижнего пояса равнялась сумме жесткостей хребтовой балки и нижних обвязок, жесткость верхнего пояса – сумме жесткостей верхних обвязок. Жесткость обшивки, моделирующей ее работу на растяжение-сжатие в продольном направлении, суммировалась в соотношении 0,75 и 0,25 с жесткостями нижнего и верхнего поясов соответственно. Путем изменения жесткостных параметров было получено суммарное распределение усилий по сечениям кузова полувагона, мало отличающееся (в среднем на 10–12 %) от полученных с помощью пространственных схем.

В соответствии с изложенным, для исследований динамического напряженного состояния восьмисносного полувагона при соударении использовалась плоская расчетная схема. Контрольный расчет этой системы осуществлялся в том же режиме (статика) с помощью разработанного пакета прикладных программ. Сопоставление результатов для плоских расчетных схем, полученных с помощью МКЭ и пакета прикладных программ, показало достоверность получаемых оценок усилий (отличия не превышали 5–8 %).

При динамическом расчете дискретная модель кузова полувагона с грузом состояла из 43 масс. Грузы были связаны между собой и кузовом вагона податливыми связями, жесткости которых изменялись от 5000 до 50000 кН/м (сыпучий и сплошной груз).

НТБ
ДНУЖТ

При исследовании соударений полувагона, загруженного сыпучим грузом до полной грузоподъемности (жесткость - 5000 кН/м), были получены распределения усилий вдоль нижнего и верхнего поясов, которые работали соответственно на сжатие и растяжение. Максимальные сжимающие усилия возникали в консольной части со стороны удара.

Сопоставление расчетных напряжений с экспериментальными в хребтовой, боковой балках, промежуточных стойках в зонах, удаленных от концентраторов напряжений, показало достоверность получаемых оценок усилий, напряжений. Максимальное расчетное напряжение в верхнем поясе при скорости соударения 1,5 м/с составило 14 МПа.

При исследовании колебаний вагона со сплошным грузом увеличилось значение максимального усилия в автосцепке и нагруженность кузова вагона (нижнего и верхнего поясов). В этом случае максимальные напряжения в верхнем поясе составили 23 МПа. Это позволяет сделать вывод о том, что режим соударения не является расчетным для оценки прочности верхнего пояса, а также, что жесткость грузов существенно влияет на нагруженность элементов кузова.

В пятой главе приведены результаты исследования динамической нагруженности кузова вагона для перевозки холоднокатаной стали.

Вначале приводится описание конструкции вагона, его основные технические данные и геометрические характеристики сечений несущих элементов.

Для уточнения расчетной схемы вагона осуществлялся статический расчет кузова при помощи МКЭ от действия сжимающих сил величиной 2,5 МН, прикладываемых в зонах задних упорных угольников поглощающих аппаратов (0,7 м от лобовой балки) с эксцентриситетом равным 0,02 м. Расчетная схема представлялась в виде плоско-пространственной рамы с учетом работы пола (пластины).

Сопоставление с экспериментальными данными показало, что использование такой расчетной схемы приводит к существенным погрешностям при оценке напряженного состояния элементов вагона (до 40 % - 60 %).

В связи с этим, на втором этапе использовалась более подробная расчетная схема. В этом случае вагон представлялся в виде коробообразной конструкции, а боковые, хребтовая балки и торцевые стены представлялись в виде подкрепленных пластин.

НТБ
ДНУЖТ

Сопоставление результатов по этой расчетной схеме показало, что она позволяет получить **более** точные оценки величин напряжений в элементах вагона. Так, в зонах, удаленных от концентраторов напряжений, отличия их от полученных экспериментально не превышали 20 %. Поэтому при исследовании динамического напряженного состояния вагона для холоднокатаной стали при соударении расчетная схема его выбиралась в виде подкрепленной пластины с учетом эксцентриситета подкрепляющих ребер. Расчет этой системы осуществлялся с помощью разработанного пакета прикладных программ.

При динамическом расчете дискретная модель вагона состояла из 36 масс. В зависимости от варианта загрузки вагона груз представлялся двумя, четырьмя или восемью дискретными элементами, связанными между собой и кузовом податливыми связями. Жесткости этих связей для рулонов массой 32 т при скорости соударения 2 м/с принимались равными 10 000 кН/м, а для литых болванок с такой же массой – 50 000 кН/м. Для рулонов меньшей массы (16 т и 8 т) их жесткостные характеристики уменьшались в соответствии с их параметрами (внутренним и наружным диаметром). Учитывая специфику взаимодействия рулонов с кузовом вагона при скорости соударения 1 м/с жесткость связей для всех рулонов принималась равной 1000 кН/м. Масса вагона-бойка равнялась 93 т.

Сопоставление результатов, полученных с помощью разработанной динамической модели и экспериментально, осуществлялась для случая загрузки вагона восемью рулонами массой по 8 т каждый при скорости соударения 2 м/с. Величины расчетных усилий, действующих на кузов вагона (торцевую стену), хорошо совпадали с нагрузками, полученными экспериментально. Так, напряжения, рассчитанные в элементах боковых и хребтовой балок в зонах, удаленных от концентраторов напряжений, отличались от экспериментальных значений не более чем на 20 %. Аналогичные результаты были получены при скорости соударения 1 м/с.

Для оценки нагруженности кузова вагона при соударениях вначале проводился расчет при загрузке его двумя рулонами или литыми болванками массой по 32 т. Расчетная скорость соударения при этом принималась равной 2 м/с.

Исследовалось влияние на величины расчетных усилий значений зазоров δ между кузовом вагона и грузами. Оказалось, что наиболее сильное влияние зазоров на силы, действующие со стороны грузов на кузов вагона, наблюдалось в диапазоне значений

НТБ
ДНУЖТ

$0 \leq \delta \leq 0,03$ м. Так, при увеличении значений δ в этом диапазоне максимальные усилия взаимодействия рулонов с торцевой стеной S_r^T при $\delta = 0,03$ м равнялись 935 кН (возрастали примерно на 10 %). При увеличении жесткости груза в пять раз (литые болванки) усилия S_r^T при $\delta = 0,03$ м равнялись 1500 кН (возрастали на 100 %).

Анализ нагруженности рамы вагона показал, что при взаимодействии груза с кузовом в консольных частях рамы (пол, продольные элементы) возникают растягивающие усилия, которые возрастают с увеличением зазоров δ . Рост этих усилий наблюдался при увеличении значений δ до 0,15 м. При зазорах $\delta > 0,15$ м вначале осуществлялось соударение вагона-бойка с вагоном для холоднокатаной стали, а затем по мере выбора зазоров - ударное взаимодействие рулонов с кузовом. Поэтому дальнейшее увеличение зазоров не изменяло нагруженности кузова вагона.

При исследовании соударения вагона со скоростью 1 м/с нагруженность кузова вагона была значительно ниже. Так, S_r^T в этом случае равнялась 155 кН (для случая загрузки его двумя рулонами массой 32 т).

Далее рассматривался вариант загрузки вагона четырьмя рулонами или литыми болванками массой по 16 т. Нагруженность рамы в этом случае была меньшая в связи с распределением воздействий груза по ширине вагона. Максимальные силы, действующие со стороны груза, в этом случае равнялись по 460 кН и 740 кН для рулонов и литых болванок, соответственно.

Следует отметить, что при варианте загрузки вагона восемью рулонами или болванками массой по 8 т наличие зазоров между ними приводит к некоторому уменьшению суммарного воздействия на кузов вагона по сравнению с рассмотренными вариантами загрузки. Особенно это проявляется при скоростях соударения $V \leq 1,5$ м/с.

Результаты расчетов во всех вариантах загрузки вагона показали, что цельнометаллический пол существенно изменяет нагруженность несущих элементов кузова вагона. В отдельных сечениях пола продольные усилия достигают 0,2 от силы, действующей на вагон.

Для оценки напряженного состояния торцевой стены рассчитывалась ее конечно-элементная модель (585 конечных элементов) совместно с участками хребтовой, боковых балок и пола. В местах выреза (в зоне шкворневой балки) хребтовая, боковая балка и пол

НТБ
ДНУЖТ

полностью закреплялись от всех степеней свободы. В силу симметрии конструкции рассматривалась половина торцевой стены. Закрепления торцевой стены в плоскости симметрии выбирались из условий ее работы при изгибе. Силы, прикладываемые к ней в местах взаимодействия с грузами, выбирались из динамических расчетов.

С учетом различных вариантов взаимодействия рулонов с торцевой стеной силы, действующие на нее, прикладывались по верхней кромке, в зоне коробчатого подкрепления и по сечениям рулонов, взаимодействующих с торцевой стеной.

Анализ напряженного состояния показал, что в первом случае взаимодействия пластические деформации могут возникать в верхней части стены и подкрепляющем элементе, расположенных в зоне соединения боковой балки и торцевой стены.

При взаимодействии рулонов с торцевой стеной, в зоне коробчатого подкрепления, напряжения в ее элементах не превышали напряжений, при которых могут возникать пластические деформации.

При взаимодействии рулонов с торцевой стеной по их профилю пластические деформации могут возникать в центральной части внешней вертикальной стенки коробчатого подкрепления, что согласуется с результатами экспериментальных исследований, проведенными ВНИИ вагоностроения. Для этого же расчетного случая напряжения в центральной части верхней полки коробчатого подкрепления составили около 200 МПа, что хорошо согласуется с результатами экспериментальных исследований, проведенными ДБЗ им. газеты "Правда".

После этого конструкция была доработана. Повторный расчет торцевой стены показал, что при загрузке вагона двумя рулонами, массой по 32 т и при скорости соударения 2 м/с максимальные напряжения в этих же точках не превышали 300 МПа. Учитывая, что в настоящее время предполагается переход промышленности в основном на производство рулонов массой 5 т, можно сделать вывод о том, что доработанная конструкция является достаточно прочной.

Днепропетровский
институт инженеров
жел. дор. транспорта
им. М. И. Калинина
БИБЛИОТЕКА

НТБ
ДНУЖТ

4845a

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана уточненная методика, позволяющая моделировать нагруженность кузовов вагонов при ударах в автосцепку как двумерных механических систем с переменными параметрами, совершающих пространственные колебания. Эти системы могут иметь взаимоортогональные подкрепляющие ребра.
2. Предложены две упрощенные схемы и их математические модели для исследования плоских и пространственных колебаний кузовов вагонов, позволяющие существенно сократить затраты машинного времени.
3. Разработан алгоритм и пакет прикладных программ, с помощью которого можно осуществлять исследования динамической нагруженности кузовов вагонов как по общей, так и по упрощенным расчетным схемам.
4. Достоверность математического и программного обеспечения проверена путем сопоставления результатов расчетов с экспериментальными данными (наибольшие расхождения по усилиям и напряжениям не превышали 20%), а так же с результатами расчетов пластин, приведенными в литературе.
5. Исследована динамическая нагруженность восьмьюосного полувагона и вагона для перевозки холоднокатаной стали при скоростях соударения вагонов от 1 до 2 м/с.
6. Показано, что наличие зазоров между рулонами и торцевой стеной вагона для перевозки холоднокатаной стали приводит к значительному росту сил при их взаимодействии. Так, при зазоре равном 0,03 м и скорости соударения 1 м/с усилие взаимодействия рулона массой 32 т с торцевой стеной составляло 155 кН, а при скорости соударения 2 м/с – 936 кН.
7. С помощью МКЭ оценено напряженное состояние торцевой стены вагона с учетом ее взаимодействия с рулонами, что позволило усовершенствовать конструкцию вагона и обеспечить его прочность при скоростях соударения до 2 м/с (максимальные напряжения не превышали 300 МПа).

Результаты работы переданы Днепродзержинскому вагоностроительному заводу им. газеты "Правда" для использования в практических работах, что подтверждается приведенным в приложении к диссертации актом предприятия.

НТБ
ДНУЖТ

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. Литвинов В.П., Погребной А.П., Орченко А.В., Янгуров Н.П. Исследование напряженного состояния элементов вагонов при помощи МКЭ. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС, № 1721/81. - 20с.
2. Блохин В.П., Литвинов В.П., Орченко А.В. Дифференциальные уравнения движения нелинейных двумерных механических систем. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС, № 1722/81. - 13с.
3. Блохин В.П., Литвинов В.П., Орченко А.В. Математическое моделирование колебаний transportера при соударениях через автосцепку. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС, № 1723/81. - 20с.
4. Орченко А.В., Литвинов В.П., Янгуров Н.П. Динамика и прочность транспортных экипажей при соударениях. - В кн.: Тезисы докладов Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Тбилиси, 1981, с.66.
5. Блохин В.П., Литвинов В.П., Орченко А.В. Исследование пространственных колебаний транспортных экипажей как плоских механических систем с переменными параметрами. - В кн.: Исследование динамики транспортных и строительных конструкций: Межвуз.сб.научн.тр. М.: Транспорт, 1983, вып. № 720, с.3-9.
6. Блохин В.П., Орченко А.В., Литвинов В.П. О расчетных схемах элементов вагонов как двумерных механических систем с переменными параметрами. - В кн.: Колебания и динамические качества механических систем: Сб.научн.тр. Киев: Наук.думка, 1983, с.107-114.
7. Литвинов В.П., Орченко А.В., Янгуров Н.П. Исследование напряженного состояния элементов крытого вагона при соударениях. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС, № 2232 жд - Д83. - 27с.
8. Акатова И.Г., Литвинов В.П. Математическое моделирование пространственных колебаний кузовов вагонов как конструктивно-ортоотропных пластин. - В кн.: Тезисы докладов Всесоюзной отраслевой научно-технической конференции молодых ученых и специалистов железнодорожного транспорта. М., 1984, с.68.
9. Литвинов В.П. Исследование пространственных колебаний кузовов транспортных экипажей как двумерных механических систем с переменными параметрами. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта: Тезисы докладов Всесоюзной конференции (Днепропетровск, 1984г.). Днепропетровск: ДИИТ, 1984, с.31.

НТБ
ДНУЖТ

- Ю. Блохин Е.П., Литвинов В.П., Юрченко А.В. Исследование колебаний подкрепленных пластин при ударных нагрузениях. В кн.: Динамические характеристики механических систем: Сб. Научн. тр. Киев: Наук. думка, 1984, с.62-68.

Автореферат .

БТ 20507. Подписано к печати 23. 07. 84 г. Формат 60х84/16
Бумага писчая . Печать плоская . Усл. печ. л. 1,2 . Тираж 100 .
Заказ №8933 . Бесплатно . Городская типография № 3 . Днепропетровского областного управления по делам издательств , полиграфии и книжной торговли , 320000 г. Днепропетровск ул. Серова ,7.