

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО
ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

ОЛЕЩАК Валерий Станиславович

УДК. 629. 463. 3: 001. 625. 032. 434

СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ
ЧЕТЫРЕХОСНОЙ БЕЗРАМНОЙ ЦИСТЕРНЫ С
ВНУТРЕННИМ ОБУСТРОЙСТВОМ.

05. 22. 07 - Подвижной состав железных дорог
и тяга поездов

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

Днепропетровск-1992 г.

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта и в Государственном Украинском научно-исследовательском институте вагоностроения.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор
М. Л. Коротенко

Официальные оппоненты - доктор технических наук
Г. И. Богомаз
канд. тех. наук, доцент
Г. В. Рейдемейстер

Ведущее предприятие - Концерн "Азовмал"

Защита диссертации состоится 28.12.92 в 14
на заседании специализированного совета Д 114.07.01 Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта (320700 ГСП, г. Днепропетровск, 10, ул. Акад. Лаваряна, 2, ДИИТ).
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан 26.11.92

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять в совет института.

Ученый секретарь
Специализированного совета
кандидат технических наук

Л. В. Петрович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение эффективности транспортной системы способствует дальнейшему развитию экономики страны, удовлетворению всех потребностей народного хозяйства. При этом главная роль отводится железнодорожному транспорту.

Решение поставленной задачи невозможно без обновления, модернизации вагонного парка с возрастающей долей специализированного подвижного состава.

5413a

Одним из массовых типов подвижного состава являются вагоны-цистерны (цистерны), которые перевозят более 350 наименований грузов. Повышение их технико-экономических показателей, снижение их удельной металлоемкости является актуальной задачей на современном этапе. В то же время увеличение грузоподъемности цистерн связано с увеличением их массы тары, что обуславливает необходимость внедрения новых конструктивных решений, одним из которых может служить использование несущей способности котла, т. е. создание безрамных конструкций четырехосных цистерн, характеризующихся уменьшением удельной металлоемкости по сравнению с аналогичными рамными конструкциями.

Весьма актуальной является задача по удовлетворению народного хозяйства в перевозках легковесных порошкообразных грузов, наиболее эффективным средством для перевозки которых являются цистерны, позволяющие полностью автоматизировать технологические процессы погрузки-выгрузки, исключая при этом загрязнение окружающей среды и потери при перевозках. В этой связи, для перевозки кальцинированной соды, спроектирована четырехосная цистерна безрамной конструкции с внутренним оборудованием для азропневмовыгрузки.

Отсутствие опыта эксплуатации в стране четырехосных цистерн

безрамной конструкции с внутренними обустройствами, требует проведения всесторонних теоретических и экспериментальных исследований, к тому же наличие внутренних обустройств азропневмовыгрузки, представляющих собой систему пластин и стержней, может оказывать определенное влияние на напряженно-деформированное состояние (НДС) котла.

Особую актуальность в настоящее время занимают вопросы экономического порядка, в частности, методы определения потребности в поставках новых вагонов на перспективу с учетом изменения их технико-экономических параметров.

Цель работы - разработать методику уточненной оценки статической и динамической нагруженности котла безрамной четырехосной цистерны с учетом внутренних обустройств, а также методику определения потребности вагонов в поставках на перспективу с учетом динамики изменения их параметров.

Общая методика исследований включала: выполнение теоретических исследований и расчетов, проведение экспериментальных исследований и сравнение полученных результатов с расчетными, оценку динамической нагруженности котла на основе методов статистической динамики, разработку алгоритма и реализацию на ЭВМ метода расчета потребности вагонов на перспективу.

Научная новизна. В диссертации получила дальнейшее развитие методика расчета нетрадиционных конструктивных схем цистерн. Разработана математическая модель безрамной четырехосной цистерны с учетом внутренних обустройств, разработана методика оценки НДС котла безрамной четырехосной цистерны с внутренним обустройством.

В работе на основе теоретических и экспериментальных исследований впервые получены зависимости динамических характе-

ристик безрамной четырехосной цистерны с учетом внутреннего обустройства при действии случайных возмущений на колесные пары со стороны рельсового пути. Исследовано влияние внутренних обустройств на НДС котла и его долговечность при статических и динамических нагрузках.

Уточнена методика и построен универсальный алгоритм для определения потребности вагонов на перспективу с учетом динамики изменения их технико-экономических параметров.

Практическая ценность и реализация работы. Предложенная методика оценки НДС котла безрамной цистерны может быть использована при создании новых конструкций вагонов. Обоснована целесообразность учета внутренних обустройств котла цистерны, уточнено НДС ее конструкции.

Произведена оценка технических решений, принятых при проектировании новой четырехосной безрамной цистерны для перевозки легковесных порошкообразных грузов. Даны рекомендации по улучшению конструкции цистерны и снижению ее металлоемкости.

Предложенные рекомендации были учтены при приеме цистерны межведомственной комиссией и реализованы при постановке цистерны на серийное производство.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на XV - XVIII научно-технических конференциях молодых ученых и специалистов ВНИИВа 1985 - 1988 г., на научно-техническом семинаре "Роль ИТР в снижении металлоемкости выпускаемой продукции, экономии металла, замене устаревшей металлоемкой техники - новой". (Кременчуг, 1985 г.), на заседании кафедры ДИИТа (1992 г.), на техническом совещании в центре "Азовмаш" (1992 г.) и на научно-техническом совете УкрНИИВ (1992 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 6 работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав с подразделами, заключения (основные результаты и выводы), списка использованной литературы, включающего 178 наименования, и содержит 135 страниц машинописного текста, 10 таблиц, 43 рисунка.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность решаемой в диссертации проблемы, кратко излагается направленность работы.

В первой главе сделан анализ конструктивных схем отечественных и зарубежных железнодорожных цистерн, отмечены основные тенденции развития цистерностроения, состоящие в:

создании безрамных конструкций, в которых воплощается идея использования котла в качестве несущего элемента;

улучшении технико-экономических параметров повышении грузоподъемности, нагрузки от колесной пары на рельсы, увеличении объема котла, с одновременным снижением удельной металлоемкости;

улучшении ходовых качеств цистерн и эксплуатационной надежности ее узлов;

снижении расхода металла при изготовлении цистерн за счет рационального конструктивного исполнения и применении экономически оптимальных профилей.

Отмечено, что цистерны являются одним из основных типов подвижного состава для перевозки порошкообразных грузов, и приведены их конструктивные особенности.

Исходя из выявленных тенденций развития и совершенствования цистерн для перевозки порошкообразных грузов, а также из

актуальности проблемы, сформулированы цели и задачи диссертации и методы их реализации.

Для решения поставленных задач в главе кратко проанализированы современные методы решения задач прочности и динамической нагруженности вагонов-цистерн.

Отмечено, что большой вклад в разработку современных методов оценки прочности оболочки котла железнодорожных цистерн и динамической нагруженности вагона внесли труды таких ученых: Е. П. Блохина, Г. И. Богомава, Ю. П. Бороненко, М. Ф. Вериги, С. В. Вершинского, М. В. Винокурова, В. Н. Данилова, В. Д. Дановича, А. А. Долматова, И. П. Исаева, А. А. Камеева, Л. А. Кальницкого, А. Я. Когана, С. М. Куценко, М. Л. Коротенко, Н. Н. Кудрявцева, В. Н. Котуранова, В. А. Лаваряна, А. А. Львова, В. В. Медея, Е. Н. Никольского, Л. Н. Никольского, Н. Н. Петрова, А. А. Радзиховского, Н. А. Радченко, С. Ф. Редько, М. М. Соколова, А. Н. Савоськина, В. Ф. Ушкалова, В. Д. Хусидова, И. И. Челнокова, Ю. М. Черкашина, Л. А. Шадура, Н. Н. Шапошникова и др.

Теоретические и экспериментальные исследования, выполненные в МИИТе, ВНИИЖТе, ЛИИТе, ИТМ АНУ, ДИИТе показали, что динамика и прочность железнодорожных цистерн отличается от вагонов других типов. Особенностью их является то, что кузов (котел) представляет собой гибкую цилиндрическую оболочку, закрытую с торцов эллиптическими днищами. Известно, что такие конструкции способны выдерживать высокое давление, но чувствительны к воздействию локальных нагрузок, что требует при оценке нагруженности котла рассматривать его как тонкостенную пространственную конструкцию с использованием основных принципов теории оболочек.

Отмечено, что в настоящее время при расчете цистерны нетрадиционных конструктивных схем (имеющих внутреннее обустрой-

ство), используются расчетные схемы, в которых каждый элемент вагона (котел, рама, опора, внутреннее обустройство) рассчитывается отдельно, что не позволяет учесть совместное восприятие ими эксплуатационных нагрузок.

Из проведенного анализа методов прочностных расчетов сложных конструкций был сделан вывод, что наиболее эффективным методом для решения поставленной задачи является метод конечных элементов (МКЭ).

При расчете динамической нагруженности вагонов, учитывая, что возмущения, действующие со стороны рельсового пути на экипаж в реальных условиях являются случайными, использовались методы статистической динамики.

Вторая глава посвящена выбору и разработке расчетных схем, теоретическим исследованиям статической и динамической нагруженности цистерны.

Для исследования НДС цистерны при статической нагрузке получена конечноэлементная модель конструкции, которая представлена (рис. 1) 573 конечными элементами, соединенными в 349 узлов; эта модель позволяет учитывать все особенности конструкции: ее пространственный характер, различную толщину листов обечайки котла и днища, конструктивные особенности опоры, внутреннее обустройство, наличие полушпангоута.

В данной главе приведен алгоритм расчета и результаты численного эксперимента по расчету прочности конструкции исследуемой цистерны при различных эксплуатационных нагрузках и толщинах броневых листов обечайки котла с использованием элементов САПР, разработанной в Укр НИИВ. Отмечено, что основную часть суммарных напряжений (70-80%) при 1 режиме нагружения составляют напряжения от продольных нагрузок, максимальные

Расчетная схема вагона-цистерны для порошкообразных грузов с внутренним
обустройством

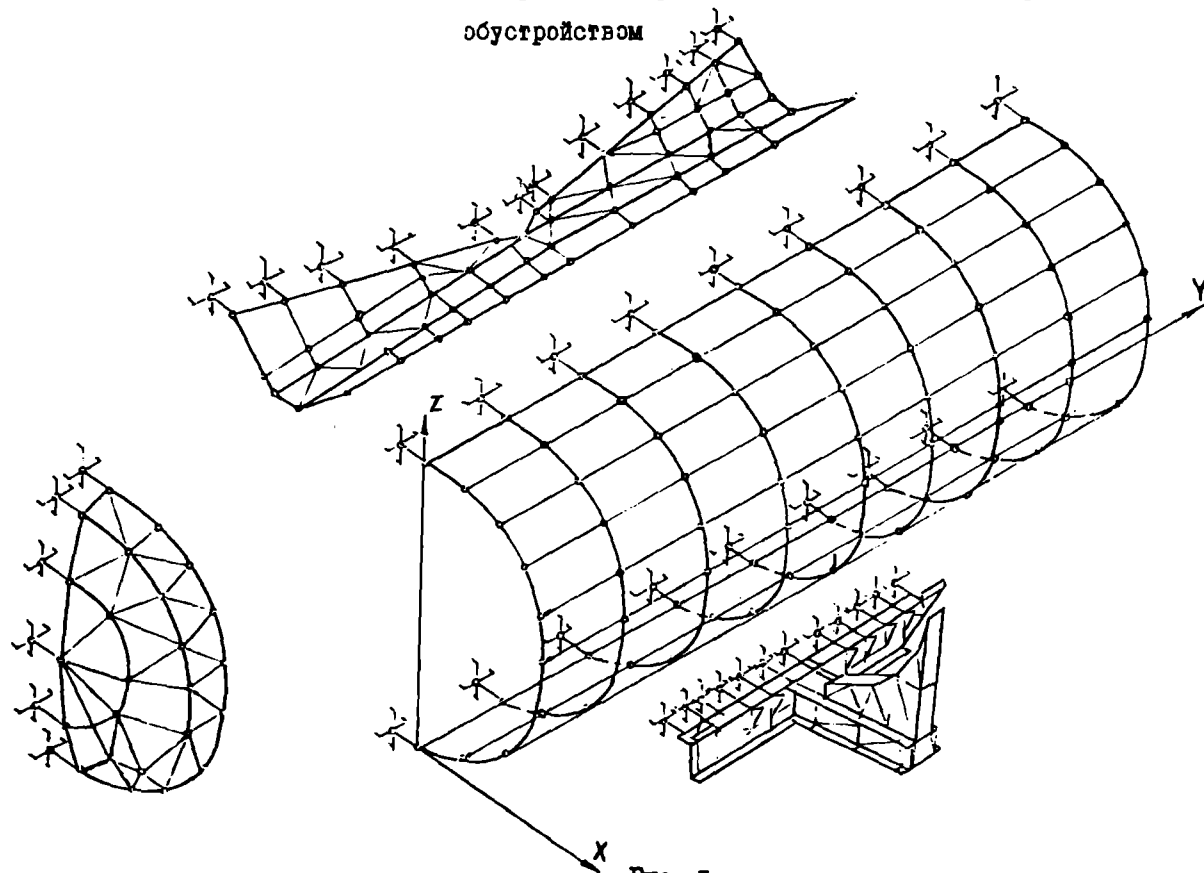


Рис. I

из которых зафиксированы вдоль нижней образующей котла. Исследовано влияние внутреннего устройства на НДС котла. Установлено, что внутреннее устройство снижает уровень напряжений в наиболее нагруженных зонах котла до 20% (рис. 2).

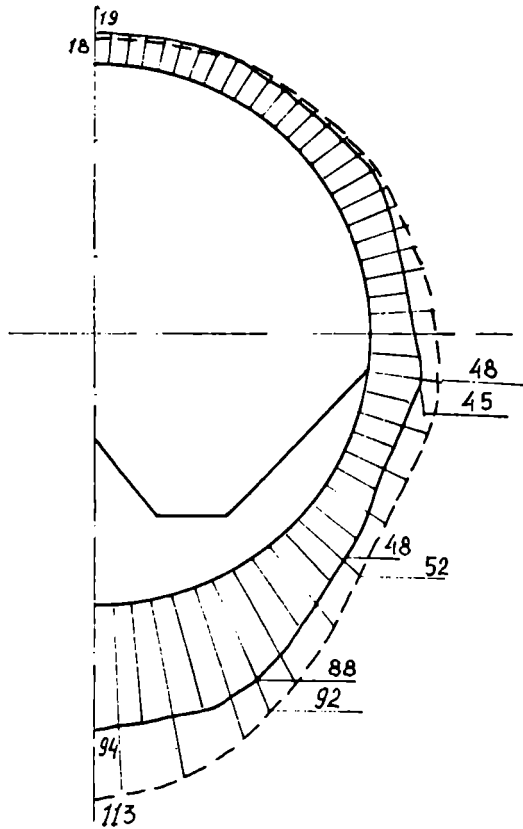
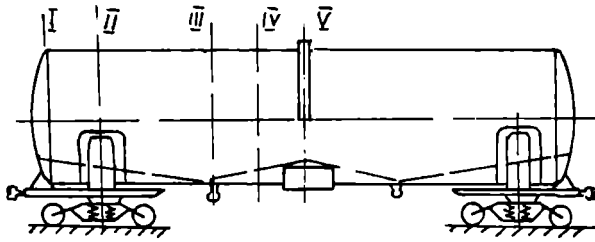
На основании проведенных многовариантных расчетов рекомендовано уменьшить толщину нижнего листа обечайки котла и днища на 1 мм.

В этой же главе приведены теоретические исследования динамической нагруженности цистерны с использованием методов статистической динамики. Изложена методика определения динамической нагруженности котла цистерны с учетом внутренних устройств при воздействии на вагон случайных возмущений со стороны рельсового пути.

Для исследований влияния внутренних устройств котла цистерны на его динамическую нагруженность и долговечность разработана расчетная схема (рис. 3), которая представляет собой механическую систему, состоящую из нескольких подсистем, соединенных между собой упруго-диссипативными связями. Котел цистерны представляет первый ярус расчетной схемы и аппроксимируется упругой тонкостенной оболочкой переменной толщины, опирающейся на опору, жесткость которой аппроксимируется в виде пружин, дискретно соединенных с котлом. Обрессоренная часть тележки (надрессорная балка) представляет второй ярус. Третий ярус состоит из необрессоренных частей тележки и элементов упруго-диссипативного пути, через которые передаются кинематические случайные возмущения (неровности пути). Внутреннее устройство котла, представляющее собой систему пластин и стержней, аппроксимируется дискретно расположенными упругими элементами, установленными в местах соединения внутреннего

II

Распределение эквивалентных напряжений от статических нагрузок в средней части котла (сечение У-У), МПа



— с внутренним устройством

- - - без внутреннего устройства

Рис. 2

Расчетная схема четырехосной безрамной цистерны с внутренним
обустройством

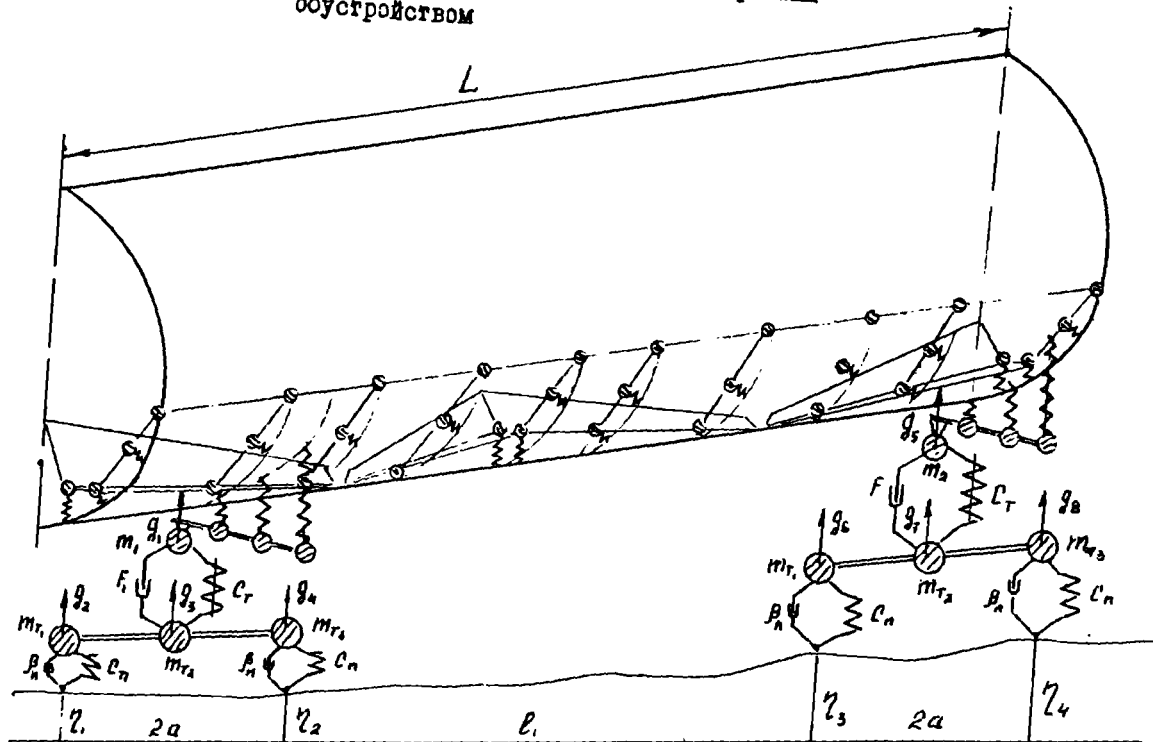


Рис. 3

обустройства с котлом. Детали, прикрепленные к котлу (тормозной цилиндр, запасной резервуар, разгрузочные патрубки и т. д.), представляются сосредоточенными массами. Тележки представлены трехмассовыми плоскими упругими балками, массы которых сосредоточены в дискретно-расположенных узлах.

Особую важность для безрамных длиннбазовых цистерн имеет учет изгибной жесткости котла, так как причиной зарождения и развития усталостных трещин в элементах котла являются интенсивные изгибные колебания, поэтому при выборе расчетной схемы принималась во внимание конечная жесткость котла цистерны и исследовались колебания конструкции в продольной вертикальной плоскости симметрии.

Математическая модель колебаний цистерны описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, полученных с помощью уравнения Лагранжа II рода.

Суммарные потенциальная и кинетическая энергии котла находятся из основных положений гипотезы полубезмоментной теории оболочки, а для ходовых частей (нижнего яруса) с использованием принципов МКЭ.

При использовании метода статистической линейаризации математическая модель колебаний цистерны опишется следующей системой линейаризованных дифференциальных уравнений:

$$[M] \{\ddot{H}m(t)\} + [C] \{\dot{H}m, n(t)\} = \{P_1(t), P_2(t)\} \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_1 \ddot{q}_1 + \beta_r \dot{q}_1 + C_r q_1 - C_r q_3 - \beta_r \dot{q}_3 = P_1 \\ m_r \ddot{q}_2 + \beta_n \dot{q}_2 + C_n q_2 - K_{r1}^T q_1 - K_{r2}^T q_3 + K_{r3}^T q_4 - C_n \eta_1 + \beta_n \dot{\eta}_1 \\ m_r \ddot{q}_3 + \beta_r \dot{q}_3 + C_r q_3 - C_r q_1 - \beta_r \dot{q}_1 + K_{21}^T q_2 + K_{22}^T q_3 + K_{23}^T q_4 = 0 \\ m_r \ddot{q}_4 + \beta_n \dot{q}_4 + C_n q_4 + K_{31}^T q_2 + K_{32}^T q_3 + K_{33}^T q_4 - C_n \eta_2 + \beta_n \dot{\eta}_2 \\ m_2 \ddot{q}_5 + \beta_r \dot{q}_5 + C_r q_5 - \beta_r \dot{q}_7 - C_r q_7 = P_2 \\ m_r \ddot{q}_6 + \beta_n \dot{q}_6 + C_n q_6 + K_{11}^T q_5 + K_{12}^T q_7 + K_{13}^T q_8 - C_n \eta_3 + \beta_n \dot{\eta}_3 \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} m_1 \ddot{q}_1 + \beta_1 \dot{q}_1 + C_1 q_1 - C_2 q_2 - \beta_2 \dot{q}_2 + K_{12}^T \dot{q}_2 + K_{12}^T q_2 + K_{11}^T q_1 = 0 \\ m_2 \ddot{q}_2 + \beta_2 \dot{q}_2 + C_2 q_2 + K_{21}^T \dot{q}_1 + K_{21}^T q_1 + K_{22}^T q_2 = C_2 \eta_2 + \beta_2 \dot{\eta}_2 \end{cases}$$

где q_i - обобщенные координаты ($i = 1-8$)

$[M], [C]$ - матрицы инерции и жесткости котла как подкрепленной упругой оболочки;

Hm_1, Hm_2 - коэффициенты и их вторые производные разложения в ряд радиальных перемещений оболочки котла;

$\{P_1, P_2\}$ - вектор неизвестных динамических сил взаимодействия котла с наддресорной балкой;

m_1 - сосредоточенная масса обдресоренной части тележки;

m_2 - сосредоточенная масса необдресоренных частей тележки;

C_1 - жесткость пружин рессорных комплектов тележек;

C_2 - жесткость рельсового пути;

β_{1i} - эквивалентный коэффициент вязкого сопротивления рессорного подвешивания i -ой тележки;

β_{2i} - коэффициент вязкого сопротивления рельсового пути;

η_i - геометрические неровности пути;

K_{ij} - элементы матрицы жесткости тележки;

Уравнение (1) описывает изгибные колебания котла, а уравнения системы (2) - наддресорных балок и тележек. Связь между ними осуществляется через векторы правых частей.

При теоретическом расчете для учета внутреннего устройства матрицы инерции $[M]$ и жесткости $[C]$ в уравнении (1) для котла строились с учетом наличия внутреннего устройства

$$[M] = [M_0] + [M_m],$$

где $[M_0]$ - матрица инерции цилиндрической части котла, определенная путем минимизации потенциальной энергии деформации;

$[M_m]$ - матрица инерции элементов внутреннего устройства.

Аналогично определяется и матрица жесткости. Статическая

величина жесткости внутреннего обустройства определялась по МКЭ, как отношение величины силы, приложенной в узле, к перемещению этого узла:

$$G(\omega) = \bar{P} / W_i,$$

где W_i - перемещение i -го узла внутреннего обустройства под действием силы P_i .

Основные характеристики исследуемых процессов определялись с использованием матрицы спектральных плотностей выходного процесса:

$$[S_y] = [\Phi(j\omega)] \cdot [S_x(\omega)] \cdot [\Phi(j\omega)]^*$$

где $[S_x(\omega)]$ - матрица взаимных спектральных плотностей входных процессов;

$[\Phi(j\omega)]$ - матрица амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) обобщенных координат;

$[\Phi(j\omega)]^*$ - матрица, эрмитово-сопряженная с матрицей АЧХ, каждый элемент которой φ_{ki} есть АЧХ k -ой обобщенной координаты, соответствующей i -му входу;

ω - текущая частота.

Принимается, что случайные входные воздействия, действующие на колесные пары, одинаковы, но имеют запаздывание, зависящее от скорости движения и расстояния между колесными парами. Элемент матрицы спектральных плотностей входных процессов может быть выражен через спектральную плотность возмущений для первой колесной пары и задача сводится к эквивалентной системе с одним входом

$$S_{jk} = S_j \exp(-j(\tau_i - \tau_k))$$

где τ_i и τ_k - время запаздывания возмущений, поступающих на i и k колесные пары.

Спектральная плотность полного возмущающего воздействия определялась как сумма некоррелированных между собой составляющих спектральных плотностей возмущений, обусловленных длиной

рельсового звена, наличием стыков, представленных в виде периодически повторяющихся импульсов одинаковой формы и длительности, микро- и макронеровностями рельсов.

Спектральная плотность полного возмущающего воздействия рельсового пути на экипаж в вертикальной плоскости определяется:

$$S_f(\omega) = \frac{D_\eta}{2\pi} \left[\frac{\alpha}{\alpha^2 + (\omega + \beta)^2} + \frac{\alpha}{\alpha^2 + (\omega - \beta)^2} \right] + \frac{|F(\omega, \tau_s)|^2}{\nu_s} \times \\ \times \left[\frac{2\pi}{\nu_s} m_2^2 \sum_{n=1}^{\infty} \delta(\omega - n\omega_s) + \sigma_2^2 \right] + 1.67 \cdot 10^{-7} \frac{V^2}{l_s \omega^2}$$

D_η дисперсия данной составляющей возмущения;

α, β - коэффициенты, зависящие от скорости движения и состояния пути.

ω - текущая частота периодической составляющей неровностей;

$F(\omega, \tau_s)$ - спектр принятого импульса на стыке;

ν_s период основной гармоники стыковой неровности;

длительность импульса от стыковой неровности;

m_2, σ_2 - математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение амплитуды стыковой неровности;

g - число учитываемых частот при возбуждении от неровности;

$\delta(\omega)$ дельта функция;

l_s длина выбранного участка пути;

V - скорость движения вагона.

Динамическая нагруженность конструкции цистерны исследовалась при различных ее конструктивных исполнениях.

Теоретические расчеты показывали, что внутренние устройства оказывают существенное влияние на динамические процессы колебаний котла. Так, при резонансной скорости движения (110 км/ч), внутренние устройства снижают скорости и ускорения перемещений оболочки котла в опорной зоне в три раза по сравнению с котлом без устройств. При этом радиальные перемещения оболочки котла цистерны уменьшаются в отдельных зонах почти в два раза.

Существенное влияние на динамическую нагруженность внутренние обустройства оказывают в зоне максимальных напряжений, возникающих по нижней образующей котла (рис. 4).

Полученные значения распределения максимальных напряжений позволили оценить долговечность элементов конструкции по критерию усталостной прочности. Результаты расчетов показали, что внутреннее обустройство увеличивает долговечность котла на 16%.

В третьей главе рассмотрены результаты экспериментальных исследований, проведено сравнение опытных данных с теоретическими результатами. Представлено описание и результаты полного цикла испытаний, включающего в себя статические, ударные ресурсные и динамико-прочностные испытания.

Сравнивая результаты эксперимента с теоретическими данными, приведенными во второй главе диссертации, следует отметить их удовлетворительное совпадение. Максимальная величина относительной погрешности в зонах максимальных напряжений составила для статистики-11%, для динамики-12% (табл. 1).

Таблица 1

Наименование элемента сечения и зоны определения напряжений	Величина напр. (МПа) при нагрузках					
	статических			динамических		
	эксп.	расч.	z расч.	эксп.	расч.	z расч.
1	2	3	4	5	6	7

Котел:

по нижней образующей

в сечениях	II	64	63	2	19	19,7	4
	III	97	86,8	11	6	6,97	14
	V	109	103,2	5	6	4,8	25

по средней образу-

ющей	сеч V	27	21,6	25			
------	-------	----	------	----	--	--	--

Днепропетровский
Институт
защиты и
транспортировки
БСН ОТЕСА

5713a

Эпюры эквивалентных динамических напряжений (МПа), в оболочке
 котла цистерны при скорости движения $V = 30,6$ м/с

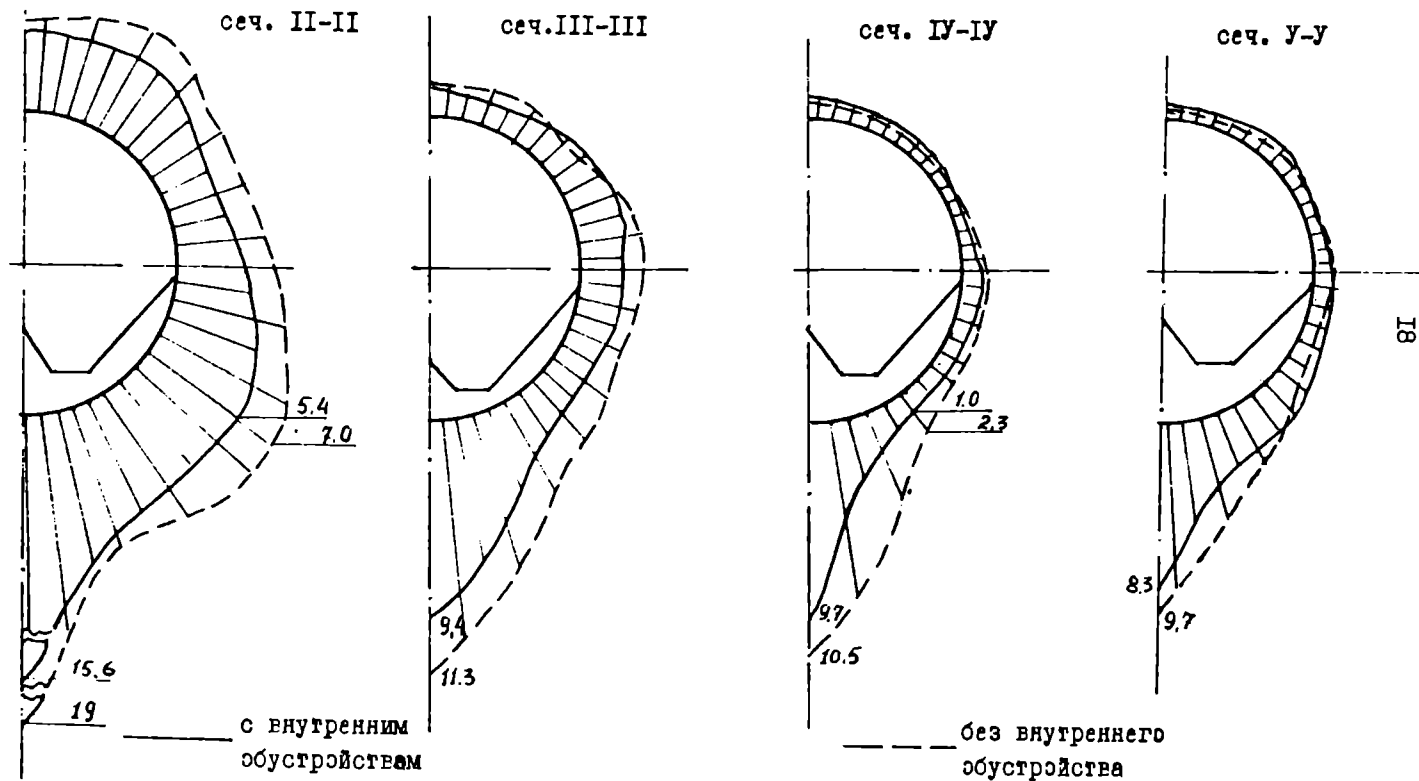


Рис. 4

Продолжение табл. I

1	2	3	4	5	6	7
Опора:						
в зоне перехода от вертикальной диафраг- мы к котлу	68	61	11	16	18	12
Хребтовая балка :						
в зоне крайнего упора	300	326,84	8			
на конце полурамы в зоне соединения с ниж- ней образующей котла	134	120,5	11	19	19,7	4
Зона соединения нижнего листа шворневой с хреб- товой балкой						
	111	116	5			

В четвертой главе изложена методика расчета потребности народного хозяйства в новых вагонах на перспективу, разработан алгоритм расчета с учетом динамики изменения их технико-экономических параметров. Отмечено, что основные методические указания по расчету потребности не учитывают ряд факторов, таких как изменение средней статической нагрузки в вагонном парке конкретного типа подвижного состава при появлении в нем новых вагонов повышенной грузоподъемности.

Средняя статическая нагрузка устанавливается расчетным путем, в зависимости от универсальности вагона по формуле:

$$P_{i\text{ ср}}^{\text{сп}}(\Delta t) = \frac{\sum_k a_{ik}(\Delta t)}{P_i(\Delta t) \sum_k a_{ik}(\Delta t) / \lambda_i(\Delta t)}$$

где $a_{ik}(\Delta t)$ - абсолютное количество или доля k -го груза;

$P_i(\Delta t)$ - грузоподъемность i -го типа вагона;

$\lambda_i(\Delta t)$ - коэффициент использования грузоподъемности.

Здесь же излагается методика определения объема перевозок

на перспективу, основанная на методах статистического анализа.

Потребность в поставках новых вагонов в рассматриваемом временном интервале с учетом разработанного алгоритма определится по формуле:

$$N = \Delta Q_i \cdot A_i / (P_{ct}^N \cdot 365)$$

где Q_i - объем перевозок в i -ом интервале;

A_i - коэффициент, учитывающий неравномерность загрузки, оборот вагона, при известной статической нагрузке вновь изготавливаемых вагонов (P_{ct}^N) в i -ом интервале.

Предложенный в диссертации алгоритм расчета потребности вагонов на перспективу реализован в программе "POTR" и позволяет в удобной табличной форме выводить результаты расчета.

В пятой главе представлен расчет экономической эффективности от использования в народном хозяйстве нового вагона-цистерны увеличенной грузоподъемности. Приведен экономический эффект от предложенных рекомендаций.

Экономический эффект от применения новой цистерны составит на один вагон 10,7 тыс. руб. (в ценах на 1991 г.). Снижение себестоимости от внедрения предложенных мероприятий составит на одну цистерну 39 руб., а на выпуск - 19,5 тыс. руб. Экономия металлопроката на выпуск составит 97 т.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основании анализа отечественного и зарубежного опыта установлено, что одной из основных тенденций развития цистерностроения является снижение удельной металлоемкости путем создания четырехосных специализированных (в частности для перевозки порошкообразных грузов) цистерн безрамной конструкции. Исходя из этого, а также учитывая отсутствие опыта эксплуатации в стране безрамных четырехосных цистерн, установлена целесооб-

разность проведения теоретических и экспериментальных исследований прочностных и динамических качеств безрамной четырехосной цистерны с внутренними устройствами.

2. Проведенный анализ методов теоретических исследований статической и динамической нагруженности цистерны показал, что для учета влияния элементов конструкции (внутреннего устройства) на НДС котла наиболее приемлемым методом прочностного расчета является МКЭ, а для оценки их влияния на динамическую нагруженность и долговечность котла при воздействии на вагон случайных возмущений со стороны рельсового пути-методы статистической динамики.

3. Проведенные исследования статической и динамической нагруженности безрамной четырехосной цистерны с внутренним устройством показали, что суммарные эквивалентные напряжения от действия эксплуатационных нагрузок не превышают допустимых, причем примерно 70% их величины являются следствием воздействия продольных нагрузок. Максимальные напряжения возникают по нижней образующей котла ближе к его середине.

4. Расчет на статическую нагрузку исследуемой цистерны показал, что внутреннее устройство выполняет роль дополнительного элемента жесткости и оказывает существенное влияние на НДС котла особенно в зоне высоких напряжений, где оно снижает их уровень на 20%.

5. Сопоставление результатов теоретического расчета с экспериментальными данными подтверждают достаточную достоверность оценки статической нагруженности цистерны с применением разработанных расчетной схемы и методики расчета: в зоне максимальных напряжений расхождение их расчетных и экспериментальных величин не превышает 11 %.

6. Предложенная методика расчета динамической нагруженности котла с учетом его изгибной жесткости и жесткости внутренних устройств при действии на вагон случайных возмущений со стороны рельсового пути дает результаты достаточно близкие к данным ходовых динамико-прочностных испытаний; расхождение значений результатов составляет не более 20%, что подтверждает правильность разработанной расчетной схемы и дает возможность оценить влияние внутреннего устройства на долговечность котла и его динамическую нагруженность.

7. Показано, что внутреннее устройство цистерны уменьшает изгибные колебания котла, и в наиболее нагруженных зонах снижает уровень динамических напряжений до 20% и повышает его долговечность минимум на 16%. Поэтому, при расчете аналогичных конструкций необходимо учитывать внутреннее устройство, что позволяет получить уточненную оценку НДС конструкции и выявить резервы по снижению ее металлоемкости.

8. На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований дан ряд рекомендаций по совершенствованию конструкции цистерны, которые касаются конструкции опорного узла, разгрузочного патрубка, предложено уменьшить толщину нижнего листа обечайки котла и днища на 1 мм.

9. Уточнена методика для определения поставок новых вагонов на перспективу с учетом динамики изменения их технико-экономических параметров, алгоритм которой реализован на ЭВМ.

10. Разработанные рекомендации внедрены на Мариупольском ЛУ "Азовмаш". Экономический эффект от применения новой цистерны составит на один вагон 10,7 тыс. руб. по сравнению с цистерной того же назначения, выпускаемой до настоящего времени. Снижение себестоимости на один вагон от предложенных мероприятий

составит на одну цистерну 39 руб., а на выпуск (500 шт.) 19,5 тыс. руб. Экономия металлопроката на выпуск составит 97 т. (в ценах на 1991 г.).

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Лагута В. С., Бодяников Ю. Я., Олещак В. С. Статическая нагруженность котла вагона-цистерны с учетом конструктивных исполнений опоры. - Сб. науч. тр. ВНИИВ, М., вып. 61, 1987 с. 40-44.

2. Олещак В. С. Исследование напряженного состояния элементов котла вагона-цистерны для порошкообразных грузов. - Сб. науч. тр. ВНИИВ, вып. 71, 1991 с. 47-53 .

3. Кельрих М. В., Олещак В. С., Шабан М. А., Романенко Н. И. Напряженное состояние четырехосной железнодорожной цистерны безрамной конструкции для перевозки кальцинированной соды. Сб. ЦНИИТЭИтяжмаш, серия 9, вып. 9-90-06, М., 1990. с. 21-26

4. Водяников Ю. Я., Олещак В. С. О прогнозировании поставок грузовых вагонов на перспективу. Сб. тр. ВНИИВ. М., вып. 70, 1990 с. 82-86

5. Холод Ю. А., Донченко А. В., Лагута В. С., Олещак В. С. "Железнодорожная цистерна": а. с. № 1169686.

6. Водяников Ю. Я., Донченко А. В., Олещак В. С., Лагута В. С. и др. "Железнодорожная цистерна" а. с. N 1402466.

