

1191
МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР

Московский ордена Ленина и ордена Трудового Красного
Знамени институт инженеров железнодорожного транспорта
им. Ф.Э.Дзержинского

На правах рукописи

МУРАДЯН Леонтий Абрамович

УДК: 629.463.3

ОСОБЕННОСТИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЦИСТЕРН
ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ НАГРУЗКАХ

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

Москва - 1989

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени институте инженеров железно-
дорожного транспорта имени Ф.Э.Дзержинского.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор А.А.Хохлов

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор В.Д.Данович
- кандидат технических наук,
доцент В.В.Кобищанов

Ведущее предприятие - производственное объединение
"Азовмаш"

Защита диссертации состояла "1" января 1989г.
в 16⁰⁰ час. на заседании специализированного совета
Д И14.05.05 при Московском институте инженеров железно-
дорожного транспорта по адресу: ИО1475, ГСП, г. Москва, А-55,
ул.Образцова, 15, ауд. 2417

С ~~подписанной~~ ~~метки~~ ~~содержимого~~ в библиотеке

Повернуть книгу не позднее указанного времени.

прошм

1989 г.

М.Луков

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Основные направления экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года ориентируют на дальнейшее увеличение объема перевозок груза. Это достигается повышением пропускной и провозной способности железных дорог, производительности грузовых вагонов, пополнением и обновлением парка вагонов путем оснащения его более надежными и экономичными грузовыми вагонами.

Особое значение имеет повышение эффективности использования цистерн, т.к. этот вид перевозок является одним из наиболее массовых на железнодорожном транспорте, как в настоящее время, так и в обозримой перспективе.

Это требует пополнения вагонного парка цистернами, которые должны быть дешевы в изготовлении и характеризоваться низкой себестоимостью перевозок. Последнее можно обеспечить путем повышения грузоподъемности и вагонной нагрузки до предельно возможного значения.

В связи с этим важное значение приобретает совершенствование процесса проектирования новых цистерн с улучшенными эксплуатационными и техническими показателями, позволяющими увеличить грузооборот железных дорог.

Одним из наиболее уязвимых в эксплуатации ответственных узлов железнодорожной цистерны является конструкция лап крепления котла к элементам рамы. Поэтому в работе большое внимание уделено вопросам исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) оболочки котла.

рамы и лап крепления цистерн современных и перспективных рамных и безрамных конструкций при действии нормативных продольных и вертикальных нагрузок.

Необходимость проведения подобных исследований обусловлена многолетним опытом испытаний и эксплуатации железнодорожных цистерн, который выявляет высокий уровень отказов и разрушений в зоне крепления котла к элементам рамы. Поиск прогрессивных конструктивных форм лап крепления будет способствовать улучшению работоспособности узла. Работоспособность повышается за счет выбора таких форм конфигураций лап, которые обеспечивают более равномерное распределение напряжений в этом ответственном узле.

Цель работы. Разработать методику по определению НДС зоны узла крепления котла к хребтовой балке, включая выбор и обоснование расчетной схемы железнодорожной цистерны, разработку алгоритма, создание программного комплекса.

Достоверность алгоритма подтвердить сравнением теоретических и экспериментальных исследований НДС различных современных и перспективных конструкций.

Провести расчеты по выбору рациональной формы и места расположения лап крепления. По результатам исследований предложить конкретные решения.

Научная новизна характеризуется разработанной универсальной методикой, позволяющей рассматривать взаимодействие подкрепленной оболочки котла железнодорожной цистерны с различными типами устройств передачи несимметричных, относительно поперечной вертикальной оси, эксплуатационных продольных и вертикальных нагрузок.

Практическая ценность. На основе анализа НДС всевозможных конструктивных вариантов узлов передачи продольных и вертикальных нагрузок на котлы современных и перспективных железнодорожных цистерн рекомендуется наиболее рациональные параметры, позволяющие существенно снизить уровень максимальных напряжений в этих ответственных узлах.

Разработан универсальный алгоритм и программный комплекс по оценке НДС в зонах взаимодействия котлов железнодорожных цистерн с всевозможными вариантами устройств передачи эксплуатационных нагрузок.

Разработанная методика представляет один из этапов по созданию единых методов расчета конструкции цистерн и разработке одного из важных компонентов системы их автоматизированного проектирования.

Реализация работы. Научные положения, разработанные в диссертации, предназначены для использования в конструкторских бюро при создании и проектировании новых и модернизации существующих конструкций цистерн. Результаты исследований и практические рекомендации приняты к внедрению на ПО "Азовмаш".

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации доложены и получили одобрение на XII научно-технической конференции сотрудников ИРИИТа и специалистов эксплуатации и строительства железных дорог Сибири и БАМа (Иркутск, 1987 г.), на Всесоюзной научно-технической конференции по проблемам механики железнодорожного транспорта (Днепропетровск, 1988 г.), на заседании кафедры "Ваго-

ны и вагонное хозяйство" МИИТа (Москва, 1989 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано три работы.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено актуальности темы исследования. Здесь излагаются общие цели и задачи диссертации.

В первой главе приведен краткий обзор методов расчета упругих тонких оболочек.

Общую теорию упругих оболочек, основанную на гипотезах Кирхгофа, впервые предложил Г.Арон. Теория содержала ряд неточностей, которые устранил А.Ляв.

Значительный вклад в подготовке условий для создания общей теории оболочек внесли И.Г.Бубнов, С.П.Тимошенко. Дальнейшее развитие теория получила в трудах советских ученых В.З.Власова, Б.Г.Галеркина, А.Л.Гольденвейзера, В.В.Новожилова, А.П.Филина, С.Н.Кана, А.И.Дурье, Н.А.Кильчевского и др.

Теория оболочек охватывает различные направления. Исследуются всевозможные формы оболочек, устойчивость оболочечных конструкций, взаимодействие с жидкостью, статическое и динамическое поведение конструкции. К отдельному классу относятся и задачи о воздействии на оболочки нагрузок, приложенных в локальной области, которыми занимались Э.И.Григолик, А.П.Синицын, В.И.Моссаковский и др.

В перспективе предполагается, что будут разрабатываться также задачи, как дальнейшая разработка численных методов расчета, сложные контактные задачи совместной работы оболочки с опорным контуром.

Вопросам применения теории тонких упругих оболочек в вагоностроении посвящены работы проф. Е.Н.Никольского, проф. В.Н.Котуранова, А.П.Азовского, В.С.Лагуты, Г.Ф.Чугунова и др.

Проблемы взаимодействия оболочек с опорными устройствами применительно к котлам железнодорожных цистерн посвящены работы М.М.Болотина, В.И.Перебреста, В.С.Хадарова, В.М.Бубнова.

На основе проведенного обзора были уточнены цели и задачи диссертационной работы.

Во второй главе излагается вопрос разработки методики оценки НДС котла и элементов хребтовой балки железнодорожной цистерны при продольных нагрузках. Процедура вычислений основывается на минимизации полной энергии системы с использованием полубезмментной теории оболочек.

Потенциальная энергия упругой деформации системы в этой теории определяется формулой:

$$U = \sum_k \left[\frac{D}{2} \iint_{x_k, \xi_k}^{x_{k+1}, \xi_{k+1}} x_k^2 dx d\xi + \frac{D}{2} \iint_{x_k, \xi_k}^{x_{k+1}, \xi_{k+1}} \left(\epsilon_k^2 + \frac{1}{2} r^2 \right) dx d\xi \right], \quad (1)$$

где

x_k, x_{k+1} - координаты, ограничивающие k -ую панель вдоль образующей;

ξ_k, ξ_{k+1} - координаты расположения k -ой панели по дуге,

$$d\xi_k = R d\beta_k; \quad d\xi_{k+1} = R d\beta_{k+1}.$$

Здесь

β_k, β_{k+1} - углы, определяющие положение k -ой панели;

$\epsilon_1, \epsilon_2, \delta$ - деформации, выражающиеся через перемещения w, v и

μ - коэффициент Пуассона;

D - цилиндрическая жесткость оболочки при изгибе,

$$D = \frac{E h_k^3}{12(1-\mu^2)}$$

Здесь

h_k - толщина k -ой панели;

B - цилиндрическая жесткость оболочки при растяжении-сжатии,

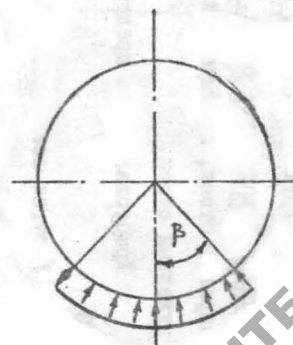
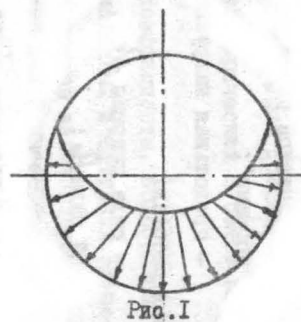
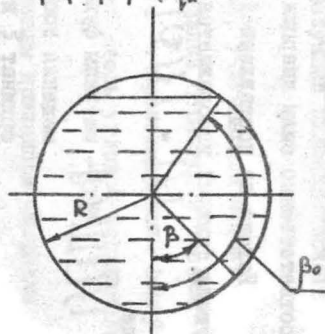
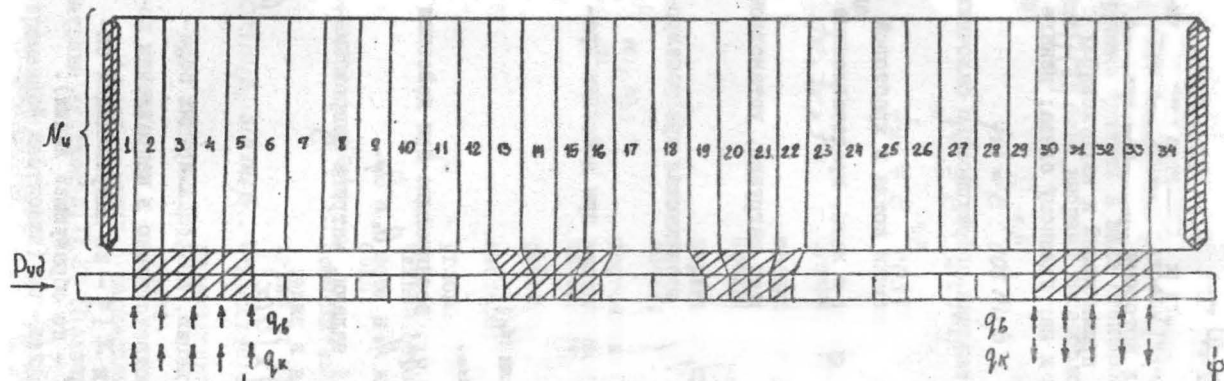
$$B = \frac{E h_k}{1-\mu^2};$$

E - модуль упругости.

На рис. I представлена расчетная схема. В основу методики положен метод конечных элементов (МКЭ) в форме метода перемещений. Цилиндрическая оболочка заменяется дискретной моделью, состоящей из набора цилиндрических отсеков, соединенных по узлам, соответствующим торцам цилиндрических конечных элементов (КЭ). При разработке алгоритма предполагалось, что линии скачкообразного изменения толщины, внешней нагрузки или установки шпангоута и продольного элемента жесткости совпадают с границами узлов отсеков.

В алгоритме предусмотрено четыре типа отсеков, отли-

Расчетная схема цистерны



НТБ
ДНУЖТ

чающиеся аппроксимацией неизвестных параметров по окружности; нагруженный отсек, к которому приложены внешние локальные нагрузки; отсек, примыкающий к нагруженному справа; отсек, примыкающий к нагруженному слева; ненагруженный отсек.

Хребтовая балка представлена совокупностью балочных КЭ.

Упругое взаимодействие оболочки котла и хребтовой балки осуществляется через опоры и лапы, представленные набором КЭ.

В расчетной схеме используются нагрузки, установленные "Нормами":

- продольная нагрузка P_H , возникающая при маневровых работах;
- сила инерции N_u , возникающая при действии продольной силы P_H ;
- собственный вес котла Q_k ;
- вес налитого груза Q_F ;
- реакции в опоре q_x и q_y , возникающие при действии соответственно силы инерции N_u и веса Q_k и Q_F .

Исходя из поставленной задачи, матрица аппроксимирующих функций изображается в виде:

$$[f] = [f(\xi)] \cdot [\psi(x)], \quad (2)$$

где

$[f(\xi)][\psi(x)]$ - матрицы функций, аппроксимирующих перемещения соответственно в направлении координат ξ и x (ξ - по направляющей окружности, x - по образующей линии).

При построении матрицы $[\psi(x)]$ используются аппроксимирующие функции в виде степенных полиномов, а для матрицы $[f(\beta)]$ были выбраны гиперболические тригонометрические функции:

$$\left. \begin{aligned} f_w &= e^{-\kappa_1 \beta} \cos m_1 \beta \\ f_v &= e^{-\kappa_2 \beta} \sin m_2 \beta \\ f_u &= e^{-\kappa_3 \beta} \cos m_3 \beta \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где

f_w, f_v, f_u - функции, аппроксимирующие, соответственно, радиальные, тангенциальные и продольные перемещения срединной поверхности цилиндрических отсеков оболочки;

$\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3$
 m_1, m_2, m_3 - постоянные коэффициенты, подобранные на основе численных и натурных экспериментов для котлов железнодорожных цистерн;

β - угловая координата, измеряемая от нижней образующей цилиндрического отсека;

$e^{-\kappa_i \beta}$ - множитель, учитывающий эффект затухания от нижней образующей отсека;

$\cos m_i \beta, \sin m_i \beta$ - множитель, аппроксимирующий форму перемещений вдоль угловой координаты отсека.

В соответствии с вариационным принципом Лагранжа матрица жесткости $[r]$ КЭ оболочки (цилиндрический отсек переменной жесткости) определяется по формуле:

НТБ
ДНУЖТ

$$[r]_0 = 2 \int_{\beta_K}^{\beta_{K+1}} \{ \varepsilon \}^T [B] \{ \varepsilon \} R dx d\beta, \quad (4)$$

где

- R - радиус срединной поверхности оболочки;
 β_K, β_{K+1} - соответственно, угловые координаты начала и конца K -ой панели цилиндрического отсека;
 ℓ - длина отсека;
 $\{ \varepsilon \}$ - матрица дифференциальных соотношений между деформациями и перемещениями;
 $[B]$ - матрица упругости цилиндрического КЭ.

Расчетная схема предполагает наличие отрингера и шпангоута, а их перемещения выражаются через перемещения срединной поверхности оболочки.

Потенциальная энергия шпангоута переменной жесткости, испытывающего деформации растяжения-сжатия и изгиба, имеет вид:

$$\Pi_{ш} = \frac{1}{2} \sum_K \left[\frac{EF^K \ell_i^2}{R^3} \int_{\beta_K}^{\beta_{K+1}} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \beta^2} + w \right)^2 d\beta + \frac{EJ_z^K}{R^3} \int_{\beta_K}^{\beta_{K+1}} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \beta^2} + w \right)^2 d\beta \right], \quad (5)$$

где

- F^K, J_z^K - соответственно, площадь и момент инерции K -ого участка шпангоута;
 ℓ_i - эксцентриситет нейтральной оси K -ого участка шпангоута относительно срединной поверхности оболочки котла;
 β_K, β_{K+1} - соответственно, угловые координаты начала и конца K -ого участка шпангоута;
 E - модуль упругости материала.

Потенциальная энергия отрингера переменной жесткости,

испытывающего деформации растяжения-сжатия и изгиба, может быть представлена

$$P_k = \frac{1}{2} \sum_k \left[E F^k \int_{x_k}^{x_{k+1}} \left(\frac{\partial u}{\partial x} - e_2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx - E J_2^k \int_{x_k}^{x_{k+1}} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx \right], \quad (6)$$

где

F^k, J_2^k - соответственно, площадь и момент инерции k -ого участка стрингера;

e_2 - эксцентриситет нейтральной оси k -ого участка стрингера относительно срединной поверхности оболочки котла;

x_k, x_{k+1} - соответственно, ординаты начала и конца k -ого участка стрингера.

Производя интегрирование выражения (5) по участкам постоянного поперечного сечения шпангоута и минимизацию по узловым перемещениям, получим

$$\left\{ \frac{\partial \Pi_{ш}}{\partial w_i^i}, \frac{\partial \Pi_{ш}}{\partial \theta_i^i}, \frac{\partial \Pi_{ш}}{\partial u_i^i}, \frac{\partial \Pi_{ш}}{\partial w_i^i}, \frac{\partial \Pi_{ш}}{\partial \theta_i^i}, \frac{\partial \Pi_{ш}}{\partial u_i^i} \right\} = \frac{1}{2} [r]_{ш} \cdot \bar{W}_{i(ш)}, \quad (7)$$

где

w_i^i, θ_i^i, u_i^i - узловые перемещения i -ого КЭ шпангоута;
 w_i^i, θ_i^i, u_i^i - матрица жесткости (МЖ) шпангоута;
 $[r]_{ш}$ - матрица жесткости (МЖ) шпангоута;
 $\bar{W}_{i(ш)}$ - вектор перемещений i -ого КЭ шпангоута.

Интегрирование и минимизация выражения (6) для получения МЖ стрингера выполняется подобным образом.

Построение общей матрицы жесткости подкрепленного отсека оболочки котла осуществляется путем наложения коэффициентов МЖ стрингера и шпангоута на соответствующие элементы матрицы $[r]$, цилиндрического элемента.

На основе исследования деформированного состояния в

зовах взаимодействия оболочки котла с различными вариантами опорных устройств и лап построены МЖ для КЭ опор котлов рамных и безрамных конструкций; лап диафрагменного и скользящего типов, применяющихся для связи консольных частей котлов с хребтовыми балками в конструкциях 8-осных цистерн; лап, применяющихся для передачи продольных нагрузок на котлы в цистернах рамных и безрамных конструкций. Принятая связь перемещений в орединной поверхности оболочки и нейтральной оси хребтовой балки обеспечивает, что очень важно, передачу момента на котел от продольной нагрузки (см. рис.1).

Разработанная конечноэлементная схематизация различных вариантов опорных устройств и лап представляет возможность гибкого перехода на уровне исходных данных от одной расчетной схемы к другой, что обеспечивает эффективное использование разработанной методики для реализации в системе автоматизированного проектирования цистерн.

В третьей главе представлен анализ сходимости результатов, выполненных по разработанной методики на основе расчетной схемы, показанной на рис.1, с данными натурных испытаний восьмисной цистерны модели 15-1500 и четырехосных рамных цистерн моделей 15-1556 и 15-1443. Несовпадение экспериментальных и расчетных напряжений в наиболее напряженных точках оболочки котла составило порядка 20 + 25%.

В четвертой главе исследуется влияние геометрических характеристик лап крепления котла к хребтовой балке

на уровень максимальных напряжений в этих узлах цистерны. Анализ проводится на основе расчетных схем, разработанных для рамной и безрамной конструкций и позволяющих учитывать асимметрию нагрузок относительно поперечной оси вагона, возникающих при маневровых работах.

Анализируется взаимное влияние жесткостных характеристик стрингеров, шпангоутов, лап. Контрольные эквивалентные напряжения определялись на верхних полках шпангоутов, в лапах, в хребтовой балке, в оболочке котла.

Следует отметить, что зона утановки лап крепления характеризуется высоким градиентом напряжений из-за локального воздействия нагрузок.

Здесь рассматриваются различные конструктивные решения, позволяющие существенно снизить уровень максимальных эквивалентных напряжений в элементах конструкции путем совершенствования в узлах крепления котла к хребтовой балке.

Наиболее характерные конструктивные варианты несущих элементов и их размещение на оболочке котла показаны на рис.2. В качестве примера была взята 4-осевая рамная цистерна модели 15-1443.

Эпюры эквивалентных напряжений в оболочке котла (зона утановки лапы) в зависимости от рассматриваемого варианта приведены на рис.3., где цифры обозначают номера сравниваемых вариантов. На рис.2 и 3 лапы крепления изображены в виде заштрихованных четырехугольников.

Анализ результатов расчетов позволяет сделать следующие выводы:

НИИ
ДНУЖТ

Варианты расчета

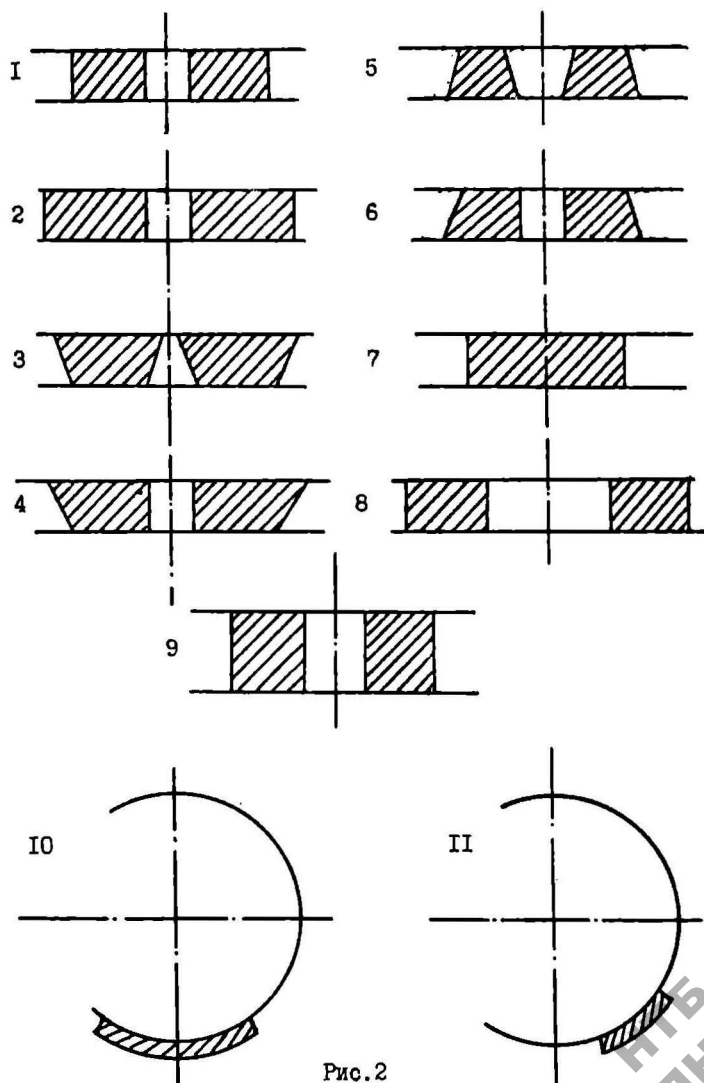


Рис. 2

Эпюры напряжений

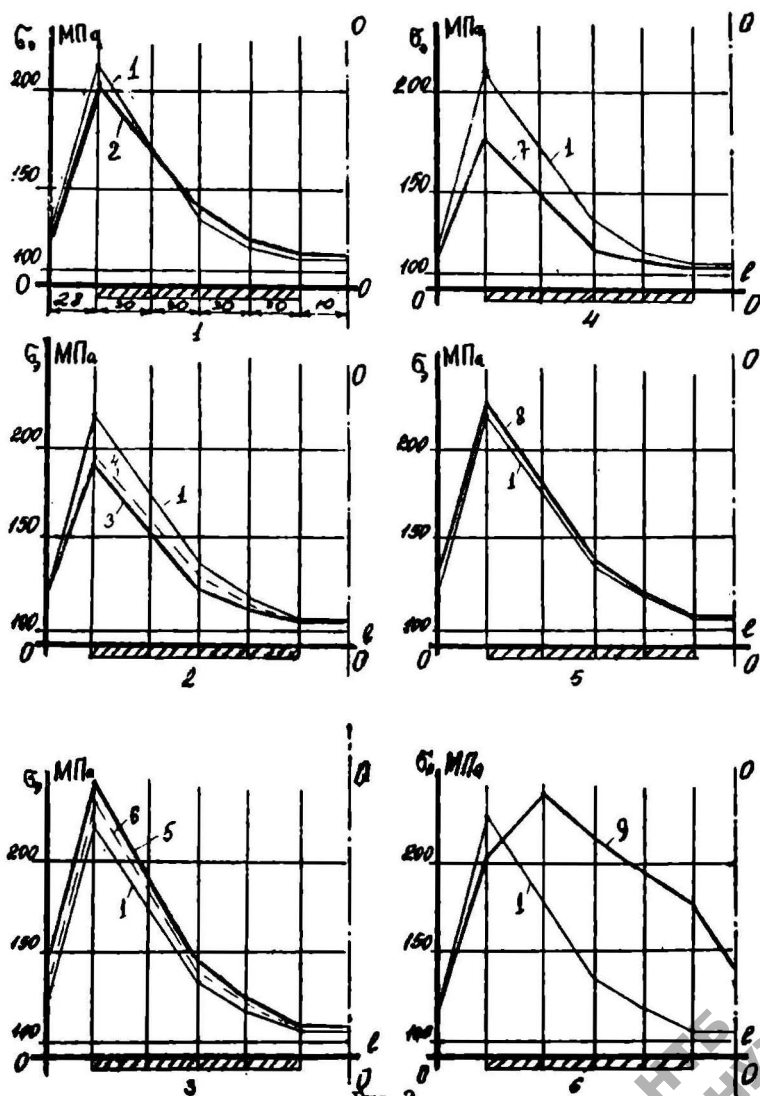


Рис. 3

- при увеличении длины лапы (рис.2.2) на 30% пик напряжений снизился в нижней зоне обечайки котла на 10%,

а напряжение вдоль лапы повысилось на 4 + 6% (рис.3.1);

- увеличение длины верхней части лапы вдоль образующей оболочки на 30% при неизменной длине нижней части лапы вдоль хребтовой балки (рис.2.3), приводит к уменьшению напряжений в оболочке на 8+10% (рис.3.2);

- при увеличении длины верхней части лапы на 30%, согласно варианту 2.4, напряжение в оболочке уменьшается на 6+9% (рис.3.2);

- уменьшение длины верхней части лапы вдоль образующей оболочки котла на 30%, при неизменной длине вдоль хребтовой балки (рис.2.5) ведет к увеличению напряжений в оболочке на 10+12% (рис.3.3);

- при уменьшении длины лапы на 30% в соответствии с вариантом 2.6, напряжение в оболочке возрастает на 7+9% (рис.3.3);

- если две лапы заменить одной (расположенной в средней части котла) с длиной, равной суммарной длине двух исходных (рис.2.7), то напряжение в оболочке уменьшается на 12+16% (рис.3.4);

- перемещение лап от середины оболочки вдоль образующей на 60 см (рис.2.8), приводит к незначительному увеличению напряжений на 3+5% в оболочке котла (рис.3.5);

- при увеличении эксцентриситета, т.е. увеличения расстояния между срединной поверхностью оболочки и нейтральной осью хребтовой балки (рис.2.9) пик эпюры напряжений увеличивается и перемещается к середине лапы креп-

ления (рис.3.6).

Необходимо отметить, что во всех вариантах при уменьшении рабочего сечения лапы, напряжения в ней заметно возрастали.

Рассмотрено влияние на НДС оболочки котла изменения параметров лап крепления и их расположения по угловой координате.

Из анализа полученных результатов установлено, что при увеличении угла крепления лапы к обечайке от 0° (рис.2.I0) до 28° (рис.2.II) напряжения в оболочке в зонах крепления изменяются соответственно от 201 МПа до 245 МПа.

Результаты расчетов показывают, что с точки зрения прочности наиболее приемлемыми из рассмотренных являются варианты:

1) для рамных железнодорожных цистерн, оборудованных нижним сливным прибором (например, цистерны моделей: I5-I428 - четырехосная цистерна для бензина и других светлых нефтепродуктов; I5-I566 - четырехосная цистерна для перевозки вязких нефтепродуктов) - целесообразно увеличение длины верхней части лапы вдоль образующей котла (рис.2.4) и уменьшение расстояния между лапами ордного крепления по угловой координате (рис.2.I0);

2) для рамных цистерн, оборудованных устройством для слива в верхней части котла или использующих вакуумный насос при разгрузке (цистерны моделей: I5-I5I4 - четырехосная цистерна для мелама; I5-I548 - четырехосная цистерна для метанола) рекомендуется увеличение длины ла-

пы крепления вдоль образующей котла (рис.2.3), уменьшение расстояния между лапами ординного крепления по окружности (рис.2.10) или установка одной длинной лапы вместо двух исходных (рис.2.7);

3) для безрамных железнодорожных цистерн (моделей I5-I500 - восьмисная цистерна для светлых нефтепродуктов, I5-I547 - четырехосная цистерна для бензина и др.) рекомендуется увеличение длины лапы вдоль образующей котла (рис.2.4), уменьшение расстояния между лапами крепления по окружности (рис.2.10); постановка дополнительного стрингера в виде усиливающей накладки между оболочкой и лапой крепления.

В пятой главе дается оценка экономической эффективности исследований, выполненных в диссертации, которые используются при разработке системы автоматизированного проектирования, а их внедрение составляет - 3% общего экономического эффекта от применения САПР - цистерна на ПО "Азовмаш". Ожидаемый экономический эффект от внедрения разработанного алгоритма составляет 28,83 тм.руб. в год за счет снижения себестоимости расходов при эксплуатации вагонов с улучшенными технико-экономическими параметрами.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Разработаны методика и универсальный алгоритм для оценки НДС узлов крепления железнодорожной цистерны при действии локальных нагрузок. Основное внимание уделялось узлу передачи продольных нагрузок на котел.

2. Методика позволяет учесть различные типы опорных

устройств, схемы передачи продольных нагрузок на котел, всевозможные подкрепления оболочки котла шпангоутами и стрингерами, Она отвечает переходу ПО "Азовмаш" на изготовление новых моделей цистерн и позволяет определять НДС в узлах передачи нагрузок на котел с учетом действия несимметричных, относительно поперечной оси вагона, продольных сил в принципиально новых конструктивных схемах железнодорожных цистерн.

3. Получение расчетных зависимостей базируется на решении дифференциальных уравнений технической теории цилиндрических оболочек МКЭ в форме метода перемещений. При этом для аппроксимации неизвестных параметров по окружности использовались гиперболотригонометрические функции со специально подобранными постоянными коэффициентами для оболочек типа котлов железнодорожных цистерн. Такой подход позволяет отразить особенности рассмотренной задачи, существенно упростить расчетные зависимости.

4. Проведенные численные эксперименты и анализ имеющихся экспериментальных данных показали, что на НДС котлов оказывает существенное влияние конструкция и расположение лап крепления. Так, НДС конструкции улучшается по мере приближения лап к середине котла. Проведенные расчеты указывают на целесообразность уменьшения угла между ними.

5. Предлагаемая методика и алгоритмы реализованы в программном комплексе по оценке прочности цистерн при действии продольных нагрузок в составе САПР-цистерна.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Мурадян Л.А. Напряженно-деформированное состояние котла 8-осной цистерны при ударе//Тезисы доклада на Всесоюзной конференции., XII научно-техническая конференция сотрудников ИРИИТа и специалистов эксплуатации и строительства железных дорог Сибири и БАМа.- Иркутск, 1987.-С.175-176.

2. Азовский А.П., Овечников М.Н., Мурадян Л.А. Универсальная программа по определению напряженно-деформированного состояния котлов железнодорожных цистерн от действия продольных ударных нагрузок//Тезисы на Всесоюзной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта".-Днепропетровск, 1988.-С.33.

3. Котуранов В.Н., Азовский А.П., Овечников М.Н., Мурадян Л.А. Исследование эффективности внедрения рифленого листа для производства котла цистерны/Деп. в ЦНИИТЭИ-ТЯЖМАШ, №390-тм89-15.05.89-11 с.

Мурадян

НТБ
ДНУЖТ

МУРАДЯН Леонтий Абрамович

ОСОБЕННОСТИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЦИСТЕРН
ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ НАГРУЗКАХ

05.22.07 - Подвижной состав железных дорог
и тяга поездов

Сдано в набор 30.10.89

Л - 24485

Подписано к печати 25.10.89

Объем 1,5 п.л.

Формат бумаги 60x90 1/16 Заказ 1663 Тираж 100

Типография МВНТ, 101475 ГСП, Москва А-55, ул. Образцова, 15

Сканировала Юнаковская В. В.