

У 36

Министерство путей сообщения СССР

Днепропетровский институт инженеров  
железнодорожного транспорта имени М. И. Калинина

На правах рукописи

629.463.3

*Кельрих Моисей Борисович*

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ  
НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ  
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ТИПА КОТЛОВ  
БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ЦИСТЕРН**

**05.22.07 — ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЯГА  
ПОЕЗДОВ**

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Днепропетровск 1979 г.



МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ С С С Р

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА  
имени М.И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

КЕЛЬРИХ Моисей Борисович

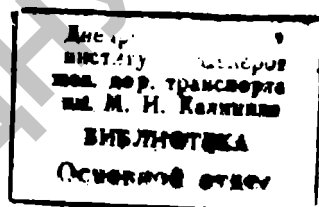
ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ  
КОНСТРУКЦИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ТИПА КОТЛОВ  
БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ЦИСТЕРН

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 1979



Работа выполнена на кафедре "Вагоны и вагонное хозяйство" Ленинградского ордена Ленина института инженеров железнодорожного транспорта имени академика В.И.Образцова и в научно-исследовательском, проектно-конструкторском и технологическом институте производственного объединения "Хдановтяжмаш".

Научные руководители:

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор И.И.Челноков .

доктор технических наук, профессор М.М.Соколов.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор П.В.Шевченко,

кандидат технических наук Ю.Д.Демин.

Ведущее предприятие - Всесоюзный научно-исследовательский институт вагоностроения.

Защита диссертации состоится "28" *февраля* 1980 г. в 14 час. на заседании специализированного совета К II4.07.01. Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта имени М.И.Калинина (г.Днепропетровск, 320629, ГСП, ул.Университетская, 2).

О диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "25" *января* 1980 г.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направить в адрес специализированного совета.

Ученый секретарь специализированного совета  
кандидат технических наук, доцент

Л.В.ПЕТРОВИЧ

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Решение задач, поставленных перед железнодорожным транспортом XXV съездом КПСС, связано с дальнейшим повышением веса и скоростей движения поездов, улучшением использования существующего подвижного состава и оснащение вагонного парка железных дорог большегрузными восьмиосными вагонами.

Для удовлетворения растущих перевозок нефтепродуктов на железнодорожном транспорте внедряется восьмиосная цистерна безрамной конструкции, созданная производственным объединением "Эдванстязмаш" в содружестве с Московским институтом инженеров железнодорожного транспорта. Применение таких цистерн позволяет максимально увеличить погонные и осевые нагрузки, обеспечивает лучшее использование полезного объема габарита подвижного состава, а следовательно, повышение веса поездов и провозной способности железных дорог.

Однако результаты эксплуатации первых опытных партий восьмиосных цистерн показали, что отдельные их узлы требуют дальнейшей конструктивной доработки и повышения эксплуатационной надежности. Выявленные в процессе эксплуатации трещины в котлах и опорных узлах имели в основном усталостный характер. Определяющим фактором, обуславливающим ресурс и эксплуатационную надежность конструкции цистерны, является динамическая прочность. Поэтому решаемые в реферируемой работе вопросы исследования эксплуатационной нагруженности и динамической прочности несущих узлов восьмиосной цистерны являются актуальными.

Цель и задачи исследования. Цель настоящей диссертации состояла в исследовании эксплуатационной нагруженности и динамической прочности несущих конструкций подвижного состава типа котлов большегрузных железнодорожных цистерн и доработка ускоренного

метода их стендовых испытаний на долговечность.

Для достижения этой цели в настоящей работе были поставлены следующие задачи:

1. Разработать методику исследования вынужденных колебаний восьмисоной цистерны с учетом изгибных колебаний упругого котла при случайных возмущениях и определить статистические характеристики его нагруженности при различных скоростях движения.

2. Уточнить методику и создать вибрационную установку, позволяющие определять динамическую прочность подвижного состава с учетом эксплуатационной нагруженности его несущих конструкций.

3. Произвести оценку долговечности и установить рациональные параметры котлов восьмисоных цистерн для серийного производства.

Общая методика исследования. В основу проведенных исследований положен отечественный и зарубежный опыт, накопленный при разработке различных вопросов динамики и прочности подвижного состава. В работе использована комплексная методика исследования, включающая разработку математических моделей и проведение экспериментальных исследований на натурных образцах восьмисоных цистерн. На первом этапе проводились теоретические исследования по установлению общих закономерностей колебательного процесса цистерны с упругим котлом, имеющим переменную по длине жесткость, при движении по пути со случайными неровностями. Этот этап включал решение вопросов разработки математической модели вынужденных колебаний цистерны и теоретической оценки эксплуатационной нагруженности котлов с различными вариантами подкрепления.

На втором этапе определялась эксплуатационная нагруженность несущих конструкций цистерн при ходовых испытаниях и проводилось сравнение с результатами теоретических исследований.

На третьем этапе уточнялась методика воспроизведения эксплуатационных нагрузок при стендовых усталостных испытаниях, создавалась специальная вибрационная установка для реализации этой методики, проводилась оценка прочности и долговечности несущих кон-

струкций восьмисосных цистерн. Результаты проведенных исследований явились основой для разработки рекомендаций по совершенствованию конструкций цистерн, и освоению их серийного производства. По результатам работы выполнялась оценка экономической эффективности от внедрения методики ускоренных испытаний и мероприятий, повышающих динамическую прочность несущих конструкций цистерн.

Научная новизна. Разработана математическая модель колебаний восьмисосной цистерны, позволяющая осуществлять в вероятностном аспекте расчеты эксплуатационной нагруженности упругого котла с различными подкреплениями. Установлено влияние избыточного давления и вакуума в котле на его эксплуатационную нагруженность. Уточнена методика определения динамической прочности и долговечности несущих конструкций цистерн при статических испытаниях. Изучено влияние различных конструкций подкрепления котлов цистерн на их нагруженность и динамическую прочность.

Практическая ценность. Создана методика экспериментальной отработки конструкций несущих котлов, позволяющей сократить сроки создания и освоения производства цистерн. Разработаны предложения по выбору рациональных схем размещения шпангоутов на котле. Создана вибрационная установка для определения динамической прочности и долговечности несущих конструкций подвижного состава (авторское свидетельство № 364739). Разработан способ повышения эффективности воздействия вибрационных нагрузок и сокращения сроков проведения испытаний цистерн на долговечность с помощью вакуума в котле (авторское свидетельство № 379844).

Реализация работы. Материалы диссертации являются основной частью научно-исследовательских работ, направленных на создание надежных, имеющих рациональные параметры и конструктивные схемы восьмисосных цистерн. Практические рекомендации по выбору рациональных конструктивных решений для повышения долговечности несущих

щих конотрукций цистерны внедрены на производотвенном объединении "Ждановтяжмаш" при отработке и освоении серийного производства восьмиосных цистерн. Результаты исследований используются при создании восьмиосной цистерны габарита Т для БАМ и других новых перспективных типов подвижного состава. Конструкция вибрационной установки успешно применяется в производотвенном объединении "Ждановтяжмаш" и на Днепродзержинском вагоностроительном заводе имени газеты "Правда".

Публикации и апробация работы. По материалам исследований опубликовано 4 статьи, получено 3 авторских свидетельства. Основные результаты работы были рассмотрены и одобрены на научных конференциях профессорско-преподавательского состава ХИИТа (1972 г., 1974 г., 1975 г.), на заседании кафедры "Вагоны и вагонное хозяйство" и научно-исследовательской лаборатории "Динамика вагонов" ЛИИЖТа (1971 г., 1974 г., 1979 г.), научно-технической конференции по проблемам проектирования и строительства БАМ (ЛИИЖТ, 1976 г.), на техническом совете производотвенного объединения "Ждановтяжмаш" (1979 г.).

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, общих выводов и заключения, списка литературы, приложения. Она изложена на 223 страницах машинописного текста, включая 10 таблиц, 58 рисунков, 138 литературных источников.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию выбранной темы и основных направлений исследований.

В первом разделе диссертации представлен краткий обзор и анализ теоретических и экспериментальных исследований динамики и прочности подвижного состава, приведены результаты изучения технического состояния опытных восьмиосных цистерн в эксплуатации, сформулированы цель и задачи исследования.

Большой вклад в изучение динамических процессов и совершенст-



5  
вование подвижного состава внесли Е.П.Блохин, О.Г.Бойчевский, Веригин М.Ф., С.З.Вершинский, М.В.Винокуров, А.М.Годыцкий-Цвирко, Л.О.Грачева, В.Н.Данилов, А.А.Долматов, И.П.Исаев, Л.И.Кальницкий, А.А.Камаев, Н.А.Ковалев, М.Л.Коротенко, В.Н.Котуранов, Н.Н.Кудрявцев, Л.Д.Кузьмич, С.М.Кущенко, В.А.Лазарян, А.А.Львов, В.Б.Медель, Е.Н.Никольский, М.А.Пахомов, Н.П.Петров, А.А.Попов, А.Н.Савосский, Т.А.Тибиллов, В.Ф.Ушкалов, Л.И.Челноков, Л.А.Шадур, П.В.Шевченко, В.Ф.Яковлев, а также зарубежные исследователи Картер, Кафман, Шперлинг и др.

В работах Л.А.Шадура, В.Н.Котуранова, Б.С.Бюстафьева, В.Д.Хусидова, В.Н.Филиппова, Т.А.Осипова, Г.Ф.Чугунова, С.И.Пашарина и др. решены многие вопросы динамики и прочности восьмисосных цистерн.

Однако вопросы исследования эксплуатационной нагруженности и динамической прочности цистерн при случайном характере нагружения, влияния на долговечность котла различных его конструктивных подреplений, создания методов отработки конструкций цистерн разработаны недостаточно. В результате этого при эксплуатации опытных восьмисосных цистерн было установлено появление трещин в котлах и опорах при пробеге 150...200 тысяч километров, что приводило к частым поступлениям цистерн в отцепочный ремонт.

В связи с этим из общей проблемы создания и отработки конструкции восьмисосной цистерны в работе поставлены задачи исследования эксплуатационной нагруженности и динамической прочности, а также разработки предложений по повышению долговечности их несущих конструкций.

Во втором разделе освещаются вопросы, связанные с разработкой методики теоретической оценки эксплуатационной нагруженности котлов цистерн с различным расположением шпангоутов. При выборе расчетной схемы и обосновании вводимых допущений были проведены специальные экспериментальные исследования, в которых определялись собственные частоты, декременты и формы изгибных колебаний котла о

жидким грузом. В результате этих экспериментов было установлено, что на параметры нагруженности существенное влияние оказывает только первый тон изгибных колебаний котла, а взаимодействием колебаний жидкости с колебаниями котла при стандартных недоливах ( $< 0,2R$ ) можно пренебречь.

Проведенные исследования позволили представить восьмиступенчатую цистерну с жидким грузом в виде механической системы из семи тел: двухопорной упругой балки с неравномерно распределенной по длине массой и жесткостью, двух соединительных балок и четырех тележек. В качестве возмущающего воздействия принимались случайные неровности железнодорожного пути. Действие сил сухого трения в гапс-телях колебаний тележек заменялось эквивалентным вязким сопротивлением.

При составлении дифференциальных уравнений движения цистерны в качестве обобщенных координат были приняты величины, соответствующие поступательным и угловым перемещениям тел системы. В соответствии с количеством степеней свободы принятой расчетной схемы математическая модель вынужденных колебаний обреченной части восьмиступенчатой цистерны представлялась в следующем виде:

$$(m_n + 2m_g)\ddot{z}_c + 4z\dot{z}_c + 4cz_c + 4zf(x_0)\dot{S} + 4cf(x_c)\dot{S} = \frac{1}{2}z\sum_{j=1}^5\dot{\eta}_j + \frac{1}{2}c\sum_{j=1}^5\eta_j ; \quad (a)$$

$$(J_n + 2m_g l_n^2)\ddot{\psi} + 4z\dot{l}_n^2\dot{\psi} + 4cl_n^2\psi = \frac{1}{2}z\dot{l}_n^2\left(\sum_{j=1}^4\dot{\eta}_j - \sum_{j=5}^5\dot{\eta}_j\right) + \frac{1}{2}cl_n^2\left(\sum_{j=1}^4\eta_j - \sum_{j=5}^5\eta_j\right) ; \quad (b)$$

$$4zf(x_0)\dot{z}_0 + 4cf(x_0)z_0 + \ddot{S} \int_0^t m_n(x) f^2(x) dx + [4zf(x_0) + 2\beta \int_0^t E J(x) (f'')^2 dx] \dot{S} + [4cf(x_0) + \int_0^t E J(x) (f'')^2 dx] S = \quad (b)$$

$$= \frac{1}{2} z f(x_0) \sum_{j=1}^n \dot{\eta}_j + \frac{1}{2} c f(x_0) \sum_{j=1}^n \eta_j \quad (r)$$

$$J_0 \ddot{\eta}_1 + 2z l_2^2 \dot{\eta}_1 + 2c l_2^2 \eta_1 = \frac{1}{2} z l_2^2 \left( \sum_{j=1}^n \dot{\eta}_j - \sum_{j=1}^4 \dot{\eta}_j \right) + \frac{1}{2} c l_2^2 \left( \sum_{j=1}^n \eta_j - \sum_{j=1}^4 \eta_j \right) \quad (e)$$

$$J_0 \ddot{\eta}_2 + 2z l_2^2 \dot{\eta}_2 + 2c l_2^2 \eta_2 = \frac{1}{2} z l_2^2 \left( \sum_{j=1}^n \dot{\eta}_j - \sum_{j=1}^4 \dot{\eta}_j \right) + \frac{1}{2} c l_2^2 \left( \sum_{j=1}^n \eta_j - \sum_{j=1}^4 \eta_j \right) \quad (g)$$

- где  $z, \psi$  — подпрыгивание и галопирование котла;  
 $S$  — координата функции времени упругих перемещений котла;  
 $\eta_1, \eta_2$  — галопирование соединительных балок;  
 $m_k$  — масса груженого котла;  
 $J_k$  — момент инерции груженого котла;  
 $m_s$  — масса соединительной балки;  
 $J_s$  — момент инерции соединительной балки;  
 $\eta_j$  — функция воздействия неровности железнодорожного пути;  
 $\beta$  — характеристика затухания при нелинейных колебаниях;  
 $\gamma$  — параметр, характеризующий рассеяние при скользящем трении;  
 $C$  — вертикальная жесткость резинового подвешивания тележки;

$f(x)$  — собственная форма изгибных колебаний котла;  
 $j$  — номер колесной пары цистерны.

В системе (I) уравнения (а) и (б) описывают колебания подвешивания и галоширования обрешеченной части цистерны, уравнение (в) — изгибные колебания котла, а уравнения (г) и (д) — галоширование тележек. Выражения для определения вертикальных ускорений  $\ddot{Z}_c(x,t)$ , изгибающих моментов  $M(x,t)$  и перерезывающих сил в произвольном сечении котла имеют вид

$$\ddot{Z}(x,t) = \ddot{Z}_c(t) + (x - x_c) \ddot{\psi}(t) + f(x) \ddot{S}(t) ; \quad (2)$$

$$Q(x,t) = A_1(x) \ddot{Z}_c(t) + A_2(x) \ddot{\psi}(t) + A_3(x) \ddot{S}(t) ; \quad (3)$$

$$M(x,t) = B_1(x) \ddot{Z}_c(t) + B_2(x) \ddot{\psi}(t) + B_3(x) \ddot{S}(t) \quad (4)$$

В этих формулах  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  и  $B_3$  — коэффициенты, зависящие от места расположения исследуемого сечения котла.

Для получения статистических характеристик указанных параметров нагруженности (спектральной плотности, дисперсии и максимально вероятных значений) были использованы соотношения статистической динамики, связывающие эти характеристики со спектральной плотностью возмущающего воздействия.

Расчеты выполнялись в интервале частот от 0 до 11 Гц и скоростей от 10 до 40 м/с. В диссертации приводится описание процесса расчета форм и частот изгибных колебаний и определения статистических характеристик нагруженности котла.

В результате проведенных расчетов трех вариантов цистерн, отличающихся различным количеством и местом установки подкрепляющих котел шпангоутов, было установлено, что величины динамических сил, действующих на котел восьмислойной цистерны, отличаются для различных сечений по длине котла. Уровень вероятных значений ускорений для средних сечений котла на 15...20% выше, чем над опорными сечениями. Наибольшие вероятные значения коэффициентов динамической перегрузки в среднем сечении превышают 0,75 и отличаются от значений, полученных по эмпирическим формулам, рекомендуемым "Нормами для расчетов на прочность и проектирования механической части вагонных колес 1520 мм" для определения динамических нагрузок на несущие детали кузова вагона.

Анализ влияния установки шпангоутов показал, что при невысоких скоростях движения (до 15 м/с) у цистерн с шестью шпангоутами наблюдается более высокий уровень ускорений и коэффициентов динамической перегрузки. При скоростях свыше 20 м/с показатели динамической перегрузки у цистерн с большим количеством шпангоутов становятся меньшими. При скоростях движения свыше 30 м/с ускорения ниже на 7%, чем у цистерн с четырьмя шпангоутами и на 15 % чем у цистерн без шпангоутов.

В третьем разделе приводятся результаты экспериментальных исследований эксплуатационной нагруженности цистерн при ходовых прочностных испытаниях, которые проводились на различных участках Южной, Юго-Западной, Московской и Горьковской железных дорог как в опытных пробегах специального поезда, так и в составе обычных грузовых поездов.

В качестве объектов для экспериментального исследования были выбраны четыре образца восьмислойных цистерн, отличающиеся друг от друга отдельными параметрами и конструктивными особенностями. В диссертации приведено подробное описание конструкций испытываемых ци-

цотери, схемы расположения измерительных приборов на цотерях, методики проведения испытаний и обработки их результатов.

В процессе проведения экспериментальных исследований на осциллографные и магнитные ленты регистрировались отдельные реализации случайных процессов изменения динамических напряжений в котлах и его опорах, боковых рамах, надбессорных и соединительных балках тележек, вертикальных ускорений различных сечений котла, динамических прогибов бессорных комплектов тележек и деформаций котла.

Обработка материалов исследований проводилась статистическими методами с использованием аппаратуры амплитудного и спектрального анализа, а также по специальным программам на ЭЦМ. В результате этого получен обширный материал по оценке спектральных плотностей, мгновенных, максимальных и среднеквадратичных значений напряжений и ускорений котлов цотери, который позволяет объективно оценить эксплуатационную нагруженность исследуемых конструкций цотери. Спектральный анализ был проведен в частотном диапазоне до 25 Гц, результаты которого показали, что спектры динамических напряжений и ускорений котла являются относительно узкими и в большинстве случаев одновершинными. Дисперсия напряжений и ускорений распределена в диапазоне до 10 Гц, причем ее значительная доля 80...80% сосредоточена в интервале частот 2...6 Гц.

Анализ полученных статистических характеристик показал, что котел восьмисосной цотери с четырьмя шпангоутами, расположенными над опорами, испытывает в своей средней части динамические перегрузки, в два раза превышающие статические. В случае установки двух шпангоутов в центре котла динамические перегрузки в средней части котла несколько уменьшаются, но в то же время повышаются в опорных зонах.

Установка шпангоутов на опорах котла и в районе люков существенно снижает уровень динамических добавок в опорной и средней частях котла. Наибольший эффект достигается при установке шпангоутов на опорах и в центре котла. Сравнивая полученные экспериментальные распределения коэффициентов вертикальных динамических перегрузок по длине котла с теоретическими, можно отметить их хорошую качественную и удовлетворительную количественную сходимость. Различия в результатах теоретического и экспериментального исследований не превышает 14...18%.

Проведенный статистический анализ позволил оценить эксплуатационную нагруженность узлов цистерн и выявить зоны с наибольшим уровнем динамических напряжений.

В четвертом разделе приводятся результаты исследований по уточнению методики стендовых испытаний восьмисосных цистерн на динамическую прочность и определению долговечности конструкций узлов цистерн.

В связи с тем, что выпускаемые промышленностью стандартные испытательные машины не пригодны для испытаний натуральных восьмисосных цистерн, характеризующихся большими габаритными размерами, низкими значениями собственных частот и значительными деформациями, была создана специальная вибрационная установка, позволявшая проводить усталостные испытания в режиме переменных нагрузок, максимально приближающихся к эксплуатационным.

В качестве источников возмущающей силы, передаваемой на обессоренные части цистерн, использовались пневмопульсаторы, снабженные ограничителем хода поршня в виде кольцевого ряда отверстий в стенке цилиндра пульсатора. Пневматические пульсаторы устанавливались на металлических плитах, прикрепленных к железнодорожным рельсам на которых располагалась испытываемая цистерна.

Шток пневматического пульсатора прикреплен к хребтовой балке

полудамы цистерны.

По механизму ооздания переменных нагрузок рассматриваемая вибрационная установка относится к резонансным, работающим в автоколебательном режиме. Под дейотвием пневмопульсатора, являющегося источником внешней возмущающей силы, в нагружаемой системе возникает колебания, зависящие как от возмущающей нагрузки, так и от собственных параметров системы.

Параметры пульсатора были определены с помощью аналитических исследований системы "цистерна-пульсатор-пневмоисточник", уравнения автоколебаний которой представлялись в виде:

$$m\ddot{z} + F_{\tau} \text{Sign } \dot{z} + cz = mg - (P - P_2) F_s \quad (5)$$

$$\dot{p}(h-z) = \frac{\pi R_0 T}{F_s} [S_1 p_1 - R S_2 p_2 (z - z_0)] + p \dot{z} .$$

где  $P, P_1, P_2$  - давление воздуха, соответственно в пневмопульсаторе, в воздушной магистрали и в атмосфере;  $F_s$  - площадь поршней пневмопульсаторов;  $S_1, S_2$  - эффективные площади соответственно впускных и выпускных каналов пневмопульсаторов;  $F_{\tau}$  - сила трения в ресорном подвешивании цистерны;  $R_0$  - постоянная Клапейрона;  $T$  - абсолютная температура воздуха;  $h$  - координата нижнего торца пневмопульсатора;  $\pi$  - коэффициент, характеризующий истечение воздуха,

$$p_2(z - z_0) = \begin{cases} 0 & \text{при } z \geq z_0 \\ 1 & \text{при } z < z_0 \end{cases} \quad - \text{ступенчатая функция,}$$

которая равна нулю при закрытом выпускном отверстии, единице - при открытом выпускном отверстии.

Решение приведенной системы уравнений проводилось методом



гармонического баланса. В диссертации приведены подробные данные расчетов о влиянии параметров пульсаторов и пневмоисточников, а также динамических характеристик цистерн на величины развиваемых пульсаторами возмущающих сил и амплитуды колебаний цистерны.

В дальнейшем на этой вибрационной установке были проведены экспериментальные исследования, в которых определялись скорости распространения трещин и степень склонности испытываемой конструкции к их появлению, устанавливалось влияние изменения конструктивных параметров котла цистерны на его долговечность, разрабатывались мероприятия по снижению чувствительности конструкции к усталостным трещинам.

В процессе усталостных испытаний периодически через каждые 150000...200000 циклов нагружения производилась регистрация и измерение величин напряжений и ускорений в отдельных сечениях и зонах исследуемых узлов цистерны, динамических прогибов пружинных комплектов и частот колебаний, количества наработанных циклов переменного нагружения, а также осуществлялся визуальный осмотр состояния цистерн под нагрузкой и без приложения нагрузки.

Оценка динамической прочности и долговечности несущих узлов цистерн производилась исходя из условия работы узла без усталостных повреждений в течение всего календарного срока службы и с учетом особенностей накопления повреждений при воздействии переменных амплитуд динамических напряжений.

На первом этапе экспериментальных исследований динамической прочности натурных образцов восьмисонных цистерн были проведены стендовые испытания при установившемся эквивалентном нагружении (гармоническом), вызывающем одинаковый с эксплуатационным режимом повреждающий эффект и более удобным для воспроизведения. При длительном воздействии вибрационных нагрузок таким повреждающим эффектом является усталостное повреждение или трещина, опас-

ная для дальнейшей эксплуатации конструкции.

При определении величин эквивалентного напряжения установленного режима, приведенного к базовому числу циклов  $N_0$ , принималось, что для натуральных вагонных конструкций из-за коррозионных явлений, происходящих в реальных условиях эксплуатации и снижающих предел выносливости, напряжения любого уровня вызывают усталостные повреждения. В диссертации приведены вид и значения эквивалентных напряжений в узлах цистерн в зависимости от срока службы и частоты изменения напряжений.

При проведении вибрационных испытаний с установившимся гармоническим режимом за базовое число  $N_0$  было принято  $10^7$  циклов. При возникновении трещин или повреждений после наработки количества циклов  $N_1$ , меньшем базового числа  $N_0$ , производился расчет ограниченной долговечности.

Вторым этапом приближения режима отендовых усталостных испытаний к реальным эксплуатационным нагрузкам является программное изменение переменных нагрузок, при котором случайный процесс колебаний конструкции заменяется процессом с постоянной частотой, но случайным появлением амплитуд нагрузок. Такая замена объясняется возможностью перехода от энергетического спектра нагрузок к спектрам амплитуд без учета действующей частоты ввиду фильтрации высокочастотных составляющих напряжений естественным механическим фильтром, которым является котел цистерны, пропускающий узкий спектр низких частот. В диссертации приведено описание методики составления программы испытаний, в основе которой лежит предположение об эквивалентности замены произвольного характера чередования амплитуд напряжений некоторым упорядоченным, и сформулированы основные требования, предъявляемые к испытательным установкам, обеспечивающим проведение программных испытаний.

В настоящее время испытательные установки для программных усталостных испытаний таких крупногабаритных конструкций как восьмисная цистерна промышленностью не выпускается. Поэтому для проведения испытаний восьмисной цистерны с созданием программного нагружения описанная выше вибрационная установка была оборудована специально разработанным и изготовленным устройством, позволяющим ступенчато регулировать амплитуду колебаний цистерны по заданной программе с учетом закона распределения числа циклов нагружения по уровням напряжений.

Для достижения ускорения испытаний и сокращения их продолжительности был предложен способ повышения эффективности воздействия вибрационных нагрузок на испытываемый котел цистерны при одновременном снижении или сохранении их воздействия на детали тележек, обладающие меньшей долговечностью. Сущность этого способа состоит в следующем. В процессе испытаний при нагружении цистерны переменными нагрузками в герметически закрытом котле с помощью вакуумного насоса, трубопровода и регулирующего вентиля создается вакуум (разрежение) до величины, не превышающей критическую по условию обеспечения устойчивости оболочки котла при действии внешнего избыточного давления.

Достоверность и эффективность предложенного способа были подтверждены результатами проведенного расчета, анализом материалов исследований при статических нагружениях и в процессе вибрационных испытаний. При этом было установлено, что наличие в котле внутреннего избыточного давления увеличивает, а вакуума уменьшает жесткость котла при изгибе и его сопротивляемость действию вибрационных нагрузок.

В результате проведенных экспериментов на натурных восьмисных цистернах было установлено, что создание в котле избыточного давления 0,1-5 МПа понижает величину динамических на-

6823a

напряжений в нем на 15...20% при одном и том же значении величины возмущающей силы возбудителей вибростенда. В то же время наличие в котле вакуума 0,03 МПа приводит к повышению динамических напряжений на 35...40%.

В результате проведенных усталостных испытаний были выявлены зоны котлов восьмиосных цистерн, имеющих недостаточную долговечность. При этом было показано, что трещины и повреждения в этих котлах по месту и срокам появления при испытаниях удовлетворительно согласуются с материалами эксплуатационных наблюдений. Было установлено, что постановка дополнительных двух шпангоутов в средней части котла способствовала снижению динамических напряжений в опорной зоне на 40...60% при одном и том же уровне возмущающей силы вибростенда. Проведенные исследования позволили установить, что наиболее долговечной конструкцией является цистерна с котлом, укрепленным шестью шпангоутами.

На завершающем этапе были проанализированы материалы обследования технического состояния восьмиосных цистерн с котлами, имеющими улучшенные динамические характеристики, при их эксплуатации на различных железных дорогах страны. Полученные данные свидетельствуют о существенном (на 80...90%) снижении повреждаемости несущих узлов цистерн, что подтверждает правильность выводов теоретических и экспериментальных исследований. Это позволило рекомендовать цистерну модели 15-87I-6 к серийному производству.

В заключение этого раздела приводится расчет экономической эффективности внедрения рассмотренных в диссертации предложений по совершенствованию конструкций восьмиосных цистерн и методов их испытаний на динамическую прочность.

## Общие выводы и рекомендации

В работе выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований эксплуатационной нагруженности и динамической прочности несущих конструкций восьмиосных большегрузных цистерн и получены следующие основные результаты:

1. Проведен анализ технического состояния находящихся в эксплуатации опытных партий восьмиосных цистерн, выявлены причины повреждений их несущих конструкций и показана необходимость размещения подкрепления котла с учетом эксплуатационной нагруженности его различных зон.

2. Разработана математическая модель колебаний восьмиосной цистерны, позволяющая определять статистические характеристики эксплуатационной нагруженности котлов с различным расположением шпангоутов.

3. Определены величины сил, действующих в сечениях по длине котла с различными вариантами расположения шпангоутов и установлены закономерности изменения коэффициентов динамической перегрузки в средней и опорной частях восьмиосных цистерн.

4. Уточнена методика экспериментальной отработки несущих конструкций цистерн с помощью стендовых, ходовых и эксплуатационных испытаний. Установлено влияние внутреннего избыточного давления и разрежения в котле на его эксплуатационную нагруженность. Предложен способ ускорения стендовых испытаний на долговечность путем повышения эффективности воздействия вибрационных нагрузок на испытываемую цистерну созданием в котле пониженного давления.

5. Создана пневматическая вибрационная установка для определения долговечности несущих конструкций подвижного состава. Определены зависимости динамической нагруженности вагона при испытаниях на виброустановке от характеристик пневмопульсаторов и пневмоисточника

6. Проведены усталостные испытания пяти вариантов конструктивно-го исполнения восьмисосных цистерн, определено количество циклов нагружений до возникновения повреждений и установлено влияние технологических факторов на долговечность цистерн.

7. Разработаны и внедрены предложения по совершенствованию котлов и опорных узлов восьмисосной цистерны и произведена доработка ее конструкции для серийного производства на производственном объединении "Ждановтяжмаш".

8. Подтверждена достоверность и эффективность предложений по повышению динамической прочности восьмисосных цистерн в эксплуатации на различных железных дорогах страны. Сокращена повреждаемость котлов на 20...30%.

9. Общий экономический эффект от внедрения разработанных в диссертации предложений за счет снижения себестоимости изготовления и испытаний восьмисосных цистерн, а также экономии от сокращения эксплуатационных расходов железных дорог при выпуске 2000 цистерн в год составляет 1600 тыс. рублей.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Особенности вертикальной динамики вагонов с упругими кузовами и подвижными грузами. Труды ЛИИЖТа, вып. 390, Л., 1975 (в соавторстве).

2. Вибрационная установка для усталостных испытаний железнодорожных цистерн. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, № 5-75-II, М., 1970 .

3. Исследование колебаний жидкости в котле восьмисосной цистерны грузоподъемностью 120 т. "Технология и организация производства". № 8, Киев, 1975 (в соавторстве).

4. Исследование напряженного состояния котла восьмисосной цистерны для БАМа. Сборник трудов ЛИИЖТа "Проектирование, строительство и эксплуатация БАМ", Л., 1978 (в соавторстве).

БН-16290 21.12.79 г.

ЖСТМ, ТО, зак.1423 тир.130.

НТБ  
ДНУЖТ