

На правах рукописи



КУЗНЕЦОВ АЛЕКСЕЙ ВИКТОРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕННОГО
СОСТОЯНИЯ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОБОЛОЧЕК ВРАЩЕНИЯ
ПРИ ЛОКАЛЬНЫХ ЦИКЛИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ**

Специальность 01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Екатеринбург – 2013

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения Уральского отделения Российской академии наук

Научный руководитель: Емельянов Игорь Георгиевич,
доктор технических наук, профессор

Научный консультант: Миронов Владимир Иванович,
кандидат технических наук, доцент

Официальные оппоненты: Чупин Владимир Васильевич,
доктор технических наук, профессор,
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Уральский федеральный университет им. первого
Президента России Б.Н. Ельцина», профессор

Вичужанин Дмитрий Иванович,
кандидат технических наук, ФГБУН ИМАШ УрО
РАН, старший научный сотрудник

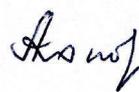
Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
"Уральский государственный университет путей
сообщения"

Защита состоится 26 декабря 2013г. в 10.00 часов на заседании диссертационного совета Д 004.023.01 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения Уральского отделения Российской академии наук по адресу: 620049, г. Екатеринбург, ул. Комсомольская, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения Уральского отделения Российской академии наук.

Автореферат разослан “ ” ноября 2013 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



А.В. Коновалов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

В настоящее время многие конструкционные элементы самого различного назначения выполнены в виде тонкостенных оболочек. При проектировании таких элементов конструкций приходится решать задачи по оценке их прочности и долговечности, т.е. оценивать их ресурс работы. Чтобы адекватно оценить ресурс необходимо уметь корректно определять их напряженно-деформированное состояние. Задачи по определению напряженного состояния различных элементов конструкций, в том числе тонкостенных, имеют длительную историю развития и свои специфические особенности. К числу особых задач для оболочечных конструкций относятся задачи их расчета под действием сосредоточенных или локальных нагрузок. При этом считается, что численные методы при решении таких задач малоэффективны.

Появившиеся в последнее время вычислительные комплексы, основанные на методе конечных элементов, позволяют решать широкий круг прикладных задач для оболочечных конструкций, в том числе от действия сосредоточенной силы. В отличие от точных аналитических методов, напряжения в них принимают конечные значения. Это связано с тем, что любой численный метод усредняет искомое значение функции. Поэтому чтобы найти точное (приемлемое) значение функции, в нашем случае напряжения, необходимо сгущать сетку конечных элементов. Поскольку на соотношение размеров конечных элементов накладываются определенные условия, то при уменьшении размеров элементов в одном направлении необходимо увеличивать количество элементов в другом направлении. Это сильно усложняет задачу с вычислительной точки зрения. Предлагаемый в данной работе метод решения задач для оболочек под действием локальных нагрузок свободен от этого условия.

Экспериментально доказано, что разрушение элементов конструкций с большей вероятностью происходит в местах концентрации напряжений. Существует два основных источника концентрации напряжений. Это геометрические особенности (разрезы, отверстия и др.) и локальные нагрузки, которые возникают при взаимодействии элементов конструкций. Предметом изучения данной работы будет второй источник

концентрации напряжений, возникающий в тонкостенных конструкциях при переменных и постоянных нагрузках.

Подсчитано, что более 80% всех случаев эксплуатационного разрушения элементов машиностроительных конструкций происходит в результате циклического нагружения.

Оценка усталостной прочности элементов тонкостенных конструкций на стадии их проектирования представляет собой актуальную задачу, которая ставится в данной работе. Чтобы корректно решить подобную задачу необходимо предварительно установить:

- распределение статических и динамических нагрузок за весь срок службы с учетом нестационарного характера реакции на внешние воздействия;

- напряженно-деформированное состояние тонкостенного элемента конструкции.

Имея данную информацию можно определить долговечность тонкостенного элемента конструкции в конкретных условиях эксплуатации на основе прочностных и ресурсных характеристик материала.

Цель работы: Разработать методику определения напряженно-деформированного состояния тонкостенных оболочек вращения при локальных нагрузках и оценить долговечность оболочек с учетом циклической деградации свойств материала.

Для достижения данной цели были сформулированы следующие **задачи:**

1. Разработать алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния оболочек вращения под действием локальной нагрузки.

2. Разработать методику численного расчета определения контактного давления для оболочки, взаимодействующей с несплошным основанием.

3. Определить напряженное состояние оболочки вращения, лежащей на упругом несплошном основании.

4. Провести испытания с построением полных диаграмм деформирования образцов конструкционной стали 09Г2С в исходном состоянии и после циклической наработки.

5. Определить спектр нерегулярных нагрузок конкретных оболочек по литературным данным.

6. Оценить долговечность оболочки, основываясь на линейном суммировании усталостных повреждений и с учетом циклической деградации свойств материала.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

1. Разработан вычислительный алгоритм определения напряженно-деформированного состояния оболочки вращения под действием локальной нагрузки, основанный на ее разложении в ряд Фурье.

2. Предложен метод определения контактного давления оболочки на несплошное основание.

3. Экспериментально определены циклические деградационные свойства стали 09Г2С.

4. Разработана методика оценки долговечности оболочки вращения с учетом циклической деградации свойств материала.

Практическая значимость. Разработанная методика решения задач определения напряженно-деформированного состояния и долговечности тонкостенных оболочек вращения при локальных нагрузках может быть применима при расчете реальных тонкостенных конструкций, таких как вагон – цистерна. Данная методика использована при выполнении работы «Разработка модели напряженно-деформированного состояния котла вагона – цистерны с усовершенствованной схемой опирания на раму», выполненной по договору №25/2004/1747К/50 с ФГУП «ПО Уралвагонзавод», и работы «Разработка математической модели, описывающей напряженное состояние от статической нагрузки и свободные колебания кабины машиниста локомотива ТЭ8», по договору № 14 / 2012 с «НПО Автоматики имени академика Н.А.Семихатова».

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной математической постановкой задачи, тщательным тестированием каждого вычислительного модуля, выполнением расчетов различными численными методами и их сопоставлением. Достоверность также подтверждается физической непротиворечивостью получаемых распределений контактных давлений, напряжений и прогнозируемой долговечности для реальных оболочечных конструкций. Физический эксперимент проведен на аттестованном и запатентованном оборудовании.

Разработанная вычислительная программа тестировалась с помощью лицензионных программ.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Вычислительный алгоритм определения напряженно-деформированного состояния оболочки вращения под действием локальной нагрузки, основанный на ее разложении в ряд Фурье.

2. Методика решения задач определения контактного давления и напряженно-деформированного состояния оболочек вращения, взаимодействующих с несплошным основанием.

3. Экспериментальное обоснование связи между статическими и циклическими свойствами конструкционной стали 09Г2С.

4. Методика решения задач определения долговечности оболочек вращения при нерегулярном циклическом нагружении.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы были представлены на конференциях Самарского Государственного Технического Университета «Математическое моделирование и краевые задачи» г. Самара, 2005-2008 г.; на XVII Российской научно-технической конференции «Неразрушающий контроль и диагностика» Екатеринбург: ИМАШ УрО РАН, 2005 г.; на V Всероссийской конференции «Механика микронеоднородных материалов и разрушение», Екатеринбург, 2008 г.; на III Всероссийской научно-технической конференции и XIII Школе молодых ученых «Безопасность критических инфраструктур и территорий», Екатеринбург, 2009 г.; на IV Российской конференции «Ресурс и диагностика материалов и конструкций», Екатеринбург, 2009 г.; на VI Российской научно-технической конференции «Механика микронеоднородных материалов и разрушение», Екатеринбург, 2010 г.; на международной научно-технической конференции «Прочность материалов и элементов конструкций», Киев, Украина, 2010 г.; на V Российской научно-технической конференции «Ресурс и диагностика материалов и конструкций», Екатеринбург, 2011 г.; на VII Российской научно-технической конференции «Механика микронеоднородных материалов и разрушение», Екатеринбург, 2012 г.; на Международной научно-

технической конференции «Усталость и термоусталость материалов и элементов конструкций», Киев, Украина, 2013 г.

Публикации. По материалам диссертационной работы имеются 28 публикаций, в том числе 6 статей в журналах, входящих в список ВАК Министерства образования и науки в РФ.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, научная новизна и практическая значимость результатов, сформулирована цель, представлены выносимые на защиту научные положения, приводится обзор публикаций по теме диссертации.

Первая глава посвящена постановке краевых задач механики оболочек. Рассматриваются тонкие оболочки вращения в геометрически и физически линейной постановке в предположении справедливости гипотез Кирхгофа – Лява. Определяется напряженно-деформированное состояние замкнутых в окружном направлении изотропных оболочек переменной толщины. Считается, что на оболочку действуют неосесимметричные поверхностные и контурные силовые нагрузки, обусловленные контактным взаимодействием с другими упругими телами, а также условиями работы конструкции. Координатная поверхность оболочки вращения отнесена к криволинейной ортогональной системе s, θ , где s – длина дуги меридиана, θ – центральный угол в параллельном круге. Линии $s = const, \theta = const$ являются линиями главной кривизны.

Следовательно, задача определения напряженного состояния оболочки с переменными вдоль образующей параметрами будет описываться системой

$$\frac{\partial \bar{Y}}{\partial s} = \sum_{m=0}^4 A_m(s, \theta) \frac{\partial^m \bar{Y}}{\partial \theta^m} + \bar{f}(s, \theta), \quad (1)$$

$$\bar{Y} = \{ N_r, N_z, \hat{S}, M_s, u_r, u_z, v, \vartheta_s \},$$

где \bar{Y} – вектор разрешающих функций; \bar{f} – вектор внешней нагрузки, компоненты которого зависят от поверхностных и температурных нагрузок; N_r, N_z – радиальное и осевое усилия; u_r, u_z – аналогичные перемещения; \hat{S} – сдвигающее усилие; M_s –

меридиональный изгибающий момент; v – окружное перемещение; ϑ_s – угол поворота нормали. Элементы матрицы A_m зависят от геометрических и механических характеристик оболочки.

Поскольку рассматриваются оболочки вращения, то все факторы нагрузки и напряженного состояния являются периодическими. В силу периодичности компонент поверхностной нагрузки все используемые функции, определяющие состояние оболочки, можно разложить в ряды Фурье по окружной координате θ .

Ввиду громоздкости формул приведено только разложение компонентов внешней распределенной нагрузки q_s, q_θ, q_γ , действующих по касательной к меридиану, к окружности и по нормали к поверхности оболочки

$$\begin{aligned} q_s(s, \theta) &= \sum_{k=0}^{\infty} [q_{s,k}(s) \cos k\theta + q'_{s,k}(s) \sin k\theta], \\ q_\theta(s, \theta) &= \sum_{k=0}^{\infty} [q_{\theta,k}(s) \sin k\theta + q'_{\theta,k}(s) \cos k\theta], \\ q_\gamma(s, \theta) &= \sum_{k=0}^{\infty} [q_{\gamma,k}(s) \cos k\theta + q'_{\gamma,k}(s) \sin k\theta]. \end{aligned} \quad (2)$$

В работе ограничимся рассмотрением только нормальной распределенной нагрузки q_γ (в дальнейшем индекс γ будем опускать).

Таким образом, с учетом разложения вида (2) система в частных производных (1) сводится к ряду систем обыкновенных дифференциальных уравнений восьмого порядка

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{Y}}{ds} &= A_k(s)\bar{Y}_k + \bar{f}_k(s), \\ (k = 0, 1, 2, \dots), \quad A_k(s) &= |a_{ij}^{(k)}(s)|, \quad (i, j = 1, 2, \dots, 8), \quad \bar{f}_k = \{f_{1k}, f_{2k}, \dots, f_{8k}\}, \end{aligned} \quad (3)$$

с граничными условиями

$$\begin{aligned} B_1 \bar{Y}(s_0) &= \bar{b}_1 \\ B_2 \bar{Y}(s_L) &= \bar{b}_2. \end{aligned}$$

Здесь B_1, B_2 – заданные матрицы; \bar{b}_1, \bar{b}_2 – заданные векторы, k – номер гармоники.

Система (3) интегрируется методом Рунге-Кутты с дискретной ортогонализацией С.К. Годунова.

Во второй главе исследуются оболочки при локальных нагрузках. В прикладных задачах механическая нагрузка, действующая на гладкую поверхность оболочки вращения, может быть либо от избыточного давления – распределенная нагрузка, либо от контактного взаимодействия с другими телами – локальная нагрузка. В первом случае задача становится одномерной, и достаточно описывать геометрию оболочки только в виде меридиана. Во втором случае нагрузка становится не осесимметричной, а задача становится двумерной. При исследовании методом конечных элементов оболочек вращения, нагруженных локальной нагрузкой, приходится строить двумерную поверхность оболочки. Чтобы описать небольшую область Ω , на которой действует сила P , приходится сгущать сетку конечных элементов, что требует больших вычислительных ресурсов. Одним из путей определять напряженное состояние оболочек вращения от локальных сил, не проводя дискретизацию оболочки по окружности, это использование другого численного метода – метода дискретной ортогонализации. Разложение компонент искомых функций в ряды Фурье позволяет определять их значения по окружности. Если распределение внешней локальной нагрузки известно по координате меридиана s , а распределение по окружной координате θ имеет плавный характер, то задача решается хорошо разработанными ранее методами. Однако при распределении нормальной нагрузки q по окружности в виде локальных сил, а также для нагрузки, которая определяется в процессе решения задачи, например в задачах контактного взаимодействия, определить напряженное состояние оболочки известными методами затруднительно. Для контактных задач распределение контактной нагрузки q и область ее приложения Ω не известны и, следовательно, уравнение (1) принимает вид

$$\frac{\partial \bar{Y}}{\partial s} = \sum_{m=0}^4 A_m(s, \theta) \frac{\partial^m \bar{Y}}{\partial \theta^m} + \bar{f}(s, \theta) + \lambda E \bar{q}(s, \theta), \quad (4)$$

$$\bar{q} = \{q, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0\}^T,$$

$$\lambda(s, \theta \in \Omega) = 1, \quad \lambda(s, \theta \notin \Omega) = 0,$$

где E – единичная матрица.

Для решения таких задач введем понятие виртуального оболочечного элемента, на котором примем постоянное значение нормальной нагрузки q (Рисунок 1).

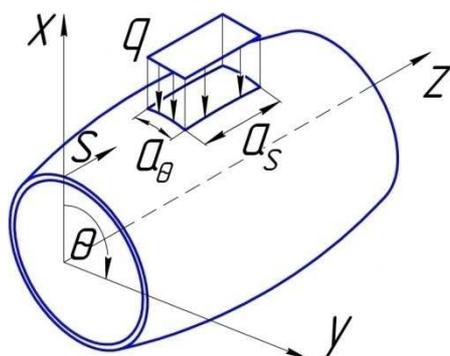


Рисунок 1 – Оболочка, нагруженная распределенной нагрузкой q , действующая на виртуальном элементе

Размеры a_s и a_θ по меридиану и окружности необходимо выбирать в зависимости от степени локализации заданной внешней силы P . Например при решении контактных задач для тонких оболочек известен эффект образования сосредоточенных сил на границе области контакта и, следовательно, размер элемента по окружности должен быть минимально возможным.

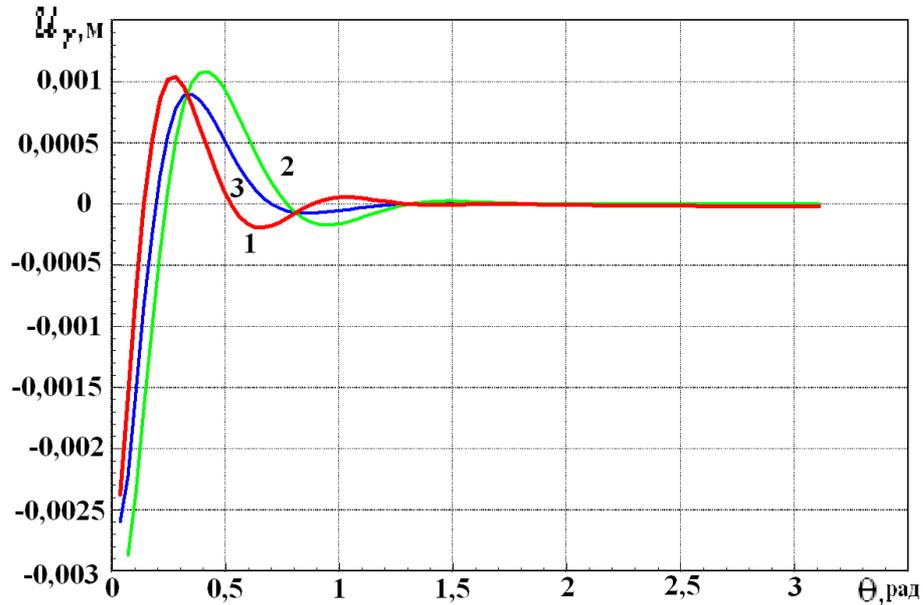
Распределенная нагрузка q , показанная на рисунке 1, представляется в виде ряда Фурье

$$q = \frac{P^*}{\pi R a_s} \left\{ \frac{1}{2} + \sum_{k=1}^n \frac{2 \sin(k \Delta \theta / 2)}{k \Delta \theta} \cos k \theta \right\}, \quad (5)$$

где n – количество удерживаемых гармоник, угол $\Delta \theta$ стягивает виртуальный элемент длиной a_θ .

Точность решения задачи (определение напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций от локальных нагрузок) зависит от точности аппроксимации нагрузки и точности интегрирования системы уравнений (3). Эта точность может быть установлена сопоставлением с другим численным методом. Сопоставление проведено с известными вычислительными программами, основанными на методе конечных элементов. Для тестового примера (Рисунок 2) показано изменение радиального перемещения u_r по окружной координате, определяемой углом θ . Поскольку

распределенная нагрузка q приложена симметрично относительно вертикальной оси X , то приводится только половина длины окружности оболочки (от 0 до π). Кривая 1 соответствует решению в рядах Фурье, 2 – решение в пакете Cosmos, 3 – решение в пакете ANSYS.



1 – аналитическое решение, 2 – решение в пакете Cosmos, 3 – решение в пакете ANSYS.

Рисунок 2 – Изменение радиального перемещения u_r по окружной координате, определяемой углом θ

Одной из разновидностей задач для оболочек под действием локальной нагрузки является контактная задача. В данной главе на примере одной прикладной задачи из многообразия контактных задач, встречающихся на практике, рассмотрен один из подходов к решению таких задач. Задача состоит в определении области контакта для тонкой изотропной оболочки вращения, лежащей на несплошном основании, и определении распределения по ней возникающих контактных давлений. Затем необходимо определить напряженное состояние исследуемой оболочки от внешней нагрузки и найденных контактных давлений. Расчетная схема представлена на рисунке 3.

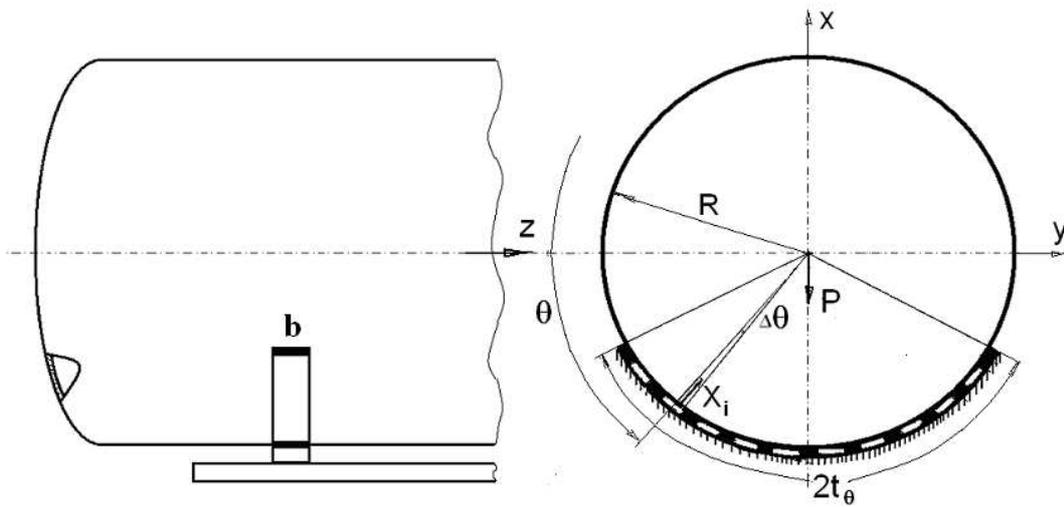


Рисунок 3 – Схема расположения оболочки вращения на несплошном основании

На рисунке 3 показана оболочка под действием произвольной внешней нагрузки P , лежащая на жестком основании шириной b . Учитывая, что ширина основания b значительно меньше длины и радиуса оболочки, то распределение контактных давлений по ширине основания принимается постоянно. Следовательно, напряженное состояние оболочки будет описываться системой (4), а двумерная область $\Omega = f(s, \theta)$ может быть аппроксимирована $1 \times K$ контактными элементами, где K – количество контактных элементов вдоль окружной координаты θ .

Взаимодействие между оболочкой и основанием представим конечным числом усилий X_i (см. Рисунок 3), приложенных на каждом элементе длиной a_θ . Для определения усилий взаимодействия будем использовать смешанный метод строительной механики. Каноническая система, описывающая условие контакта для K контактных элементов, распределенных непрерывным образом на длине $2t_\theta$ вдоль окружной координаты θ , будет иметь вид

$$\begin{aligned}
 & \sum_{i=1}^K \delta_{li} X_i + DX_1 - Z \cos \theta_1 + \Delta_{R1} = 0 \\
 & \dots\dots\dots \\
 & \sum_{i=1}^K \delta_{Ki} X_i + DX_K - Z \cos \theta_K + \Delta_{RK} = 0 \\
 & \sum_{i=1}^K \cos \theta_i X_i - P = 0, \quad K = \frac{2t_\theta}{a_\theta}.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Здесь δ_{ij} – перемещение в основной системе по направлению i связи от единичного усилия, введенного по направлению отброшенной j связи; $Z \cos \theta_i$ – перемещение в основной системе по направлению отброшенной i связи, происходящее от единичного перемещения по направлению введенной связи; P – внешняя нагрузка, действующая определенным образом на оболочку; X_i – неизвестные усилия взаимодействия оболочки; Δ_{Ri} – величина зазора между оболочкой и основанием по направлению i связи; D – оператор, связывающий реактивное усилие i точки поверхности основания (прокладки) и ее перемещение. Оператор D является аналогом параметра регуляризации, используемого в аналитических методах решения контактных задач теории оболочек, и определяет упругие свойства основания.

В системе (6) коэффициенты при неизвестных δ_{ij} – это функции влияния, описывающая изменение радиального перемещения u_r . Она определяется разложением (5).

Поскольку рассматриваемая задача состоит в определении области контакта для изотропной оболочки вращения, лежащей на несплошном основании, то область Ω должна быть представлена как сумма области возможного контакта Ω_+ и области вырезов Ω_-

$$\Omega = \Omega_+ + \Omega_- . \quad (7)$$

В данной задаче оболочка контактирует с основанием через упругие прокладки, следовательно, область прокладок Ω_+ можно аппроксимировать M контактными элементами. На этих элементах могут действовать усилия X_i ($i = 1 \dots M$). Область вырезов Ω_- будет аппроксимирована $K-M$ контактными элементами, на которых будут действовать $X_i = 0$ ($i = 1 \dots K - M$) усилия. Следовательно, в системе (6) суммирование нужно производить по M контактными элементами.

После решения системы (6) с учетом условия (7) находится распределение контактного давления на упругих прокладках в первом приближении. Поскольку возможны отставания оболочки от прокладок, то применяются итерационные процедуры

поиска реальной области контакта, которая зависит от геометрических и упругих параметров конструкции и величины нагрузки P .

На рисунке 4 показано распределение контактного давления q для случая взаимодействия с несплошным упругим основанием. По горизонтальной оси показана область контакта, определяемая углом θ . Показана только область контакта для углов θ от 116° до 244° .

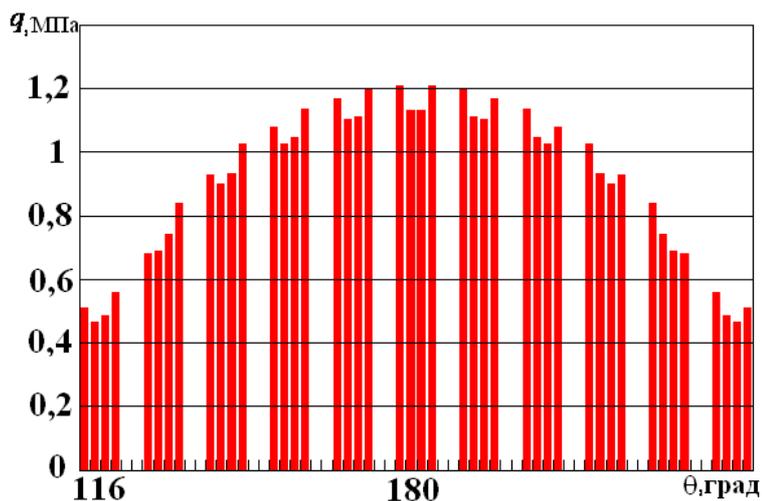


Рисунок 4 – Распределение контактного давления q для случая взаимодействия оболочки с несплошным упругим основанием

После определения контактных давлений необходимо определить напряженное состояние данной оболочечной конструкции. Задача определения напряженного состояния оболочки сводится к интегрированию уравнений (3) от переменной вдоль окружности нагрузки. Суммарную механическую нагрузку q_Σ , действующую на оболочку, необходимо аппроксимировать с помощью рядов Фурье. Эта суммарная нагрузка q_Σ складывается из контактной нагрузки q_i ($i=1 \dots M$), представленной на рисунке 4, и нагрузки от внешних сил, представленной дискретным образом p_i ($i=1 \dots N$).

Таким образом, будем иметь

$$q_{\Sigma i} = q_i + p_i, \quad (i=1, \dots, N) \quad (8)$$

Поскольку функция суммарной нагрузки $q_{\Sigma i}$ (8), определенная на множестве элементов, периодическая с периодом $2N$ и четная, то ее можно разложить в ряд Фурье по косинусам

$$q_f = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\theta + b_k \sin k\theta) . \quad (9)$$

Коэффициенты разложения представляются следующим образом

$$a_k = \frac{2}{N} \left[\frac{1}{2} q_{\Sigma i} + \sum_{i=1}^{N-1} q_{\Sigma i} \cos \frac{\pi k}{N} i + \frac{1}{2} (-1)^k q_{\Sigma N} \right], \quad (10)$$

$$b_k = 0.$$

На рисунке 5 сплошной линией показана исходное контактное давление q (см. Рисунок 4), а штриховой – аппроксимирующая функция нагрузки q_f , представленная в виде разложения в ряд Фурье (9) с коэффициентами разложения (10). В силу симметрии задачи относительно вертикальной оси X на рисунке 5 показана половина области контакта. Из рисунка видно, что кривые практически совпадают. Относительная ошибка δ , вычисленная как $\delta = |q - q_f| \times q_{\max}^{-1} \times 100\%$ (где q_{\max} - максимальное значение контактного давления q), не превышает 0,4%.

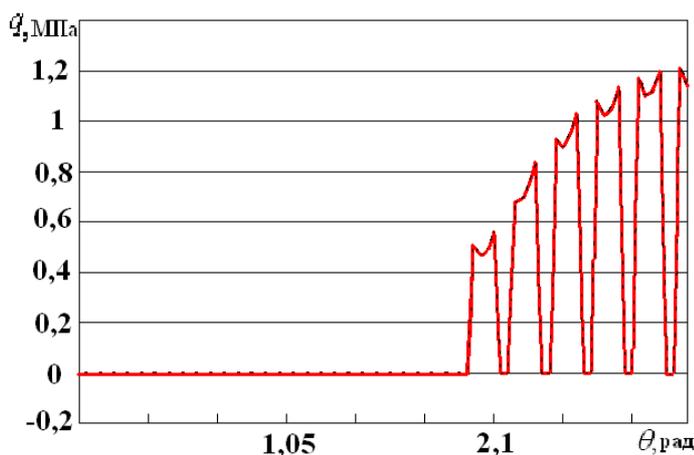


Рисунок 5 – Аппроксимация контактного давления q для случая взаимодействия оболочки с несплошным упругим основанием

Таким образом, можно констатировать, что поскольку, любую локальную нагрузку мы можем аппроксимировать с приемлемой точностью, то и напряженное состояние будет найдено с такой же точностью.

В третьей главе полученные выше результаты по определению действия локальных нагрузок используются для расчета прочности и долговечности реальной конструкции оболочки вагона – цистерны. На рисунке 3 показана расчетная схема вагона

– цистерны. В частности, несущего элемента цистерны, называемого котлом, который представляет собой тонкостенную цилиндрическую оболочку (обечайку) с эллиптическими днищами.

В соответствии с отраслевой методикой расчета котла вагона – цистерны рассмотрены три расчетных режима нагружения, имитирующих все многообразие эксплуатационных нагрузок. На основе вышеизложенных методов расчета оболочек было определено напряженно-деформированное состояние данной оболочки. Напряженное состояние оболочки определялось также на основе метода конечных элементов. На основе решения задачи по двум методам была определена наиболее нагруженная точка данной оболочечной конструкции. Эта точка, находящаяся на стыке обечайки с днищем, является потенциально опасным местом для зарождения усталостной трещины.

За эксплуатационный период вагона напряжения режима №1 появляются до 600 раз, напряжения режима №3 возникают до 300000 раз, а плановые гидроиспытания котла вагона – цистерны проводятся через каждые 50000 циклов режима №3. Полагаем, что нагрузки разных режимов чередуются пропорционально общему числу их за весь жизненный цикл вагона и сформируем блок напряжений, представленный для опасной точки (Рисунок 6). Величина напряжений на рисунке 7 определена при решении задачи расчета напряженного состояния для представленных расчетных случаев.

Поскольку порядок чередования циклов в блоке при использовании линейной гипотезы не влияет на величину поврежденности, положим: $n_1=2$; $n_3=1000$; $n_T=1$, а общее число циклов в блоке между гидроиспытаниями будет равно $n_6=50n_1+50n_3+n_T=50101$. Тогда в одном блоке число циклов напряжений режима №1 составит $50n_1$, число циклов режима №3 составит $50n_3$ и один цикл напряжений при гидроиспытаниях.

Нерегулярный характер эксплуатационных нагрузок учитывается, как правило, введением гипотезы линейного суммирования повреждений в виде

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a, \quad (11)$$

причем для большинства деталей полагают $a=1$.

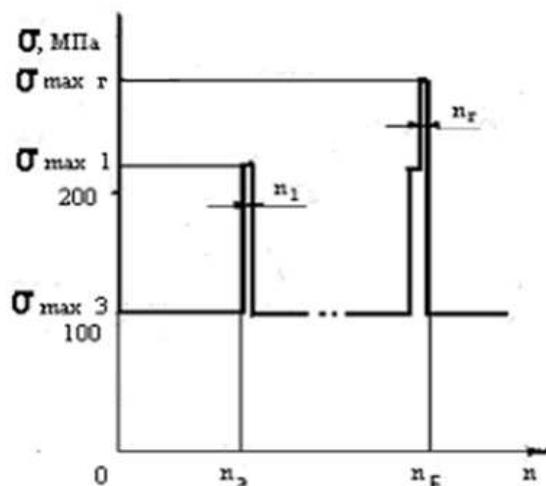


Рисунок 6 – Графическая интерпретация нагрузок в виде блока напряжений

Другая гипотеза о независимости повреждающего действия цикла напряжений от его места в общем спектре позволяет задействовать аппарат корреляционного и спектрального анализа. Названные гипотезы не имеют физического обоснования, но существенно упрощают расчеты, которые не всегда выдерживают экспериментальной проверки на достоверность. В области многоциклового усталости обычны многократные отклонения от гипотезы линейного суммирования. Прогноз долговечности конструкций на основе выражения (11) часто оказывается неприемлемым.

Так расчет по линейной гипотезе суммирования повреждений показал, что общее число блоков до разрушения наиболее нагруженной точки котла составит 89,72. С учетом значения числа циклов в одном блоке n_6 долговечность котла составит 4495004 цикла, что в 15 раз больше, чем общее число приложения расчетных эксплуатационных нагрузок по трем режимам. Следовательно, при проектном сроке эксплуатации вагона-цистерны 20 лет прогнозируемый ресурс, даже с учетом локальных нагрузок на опоре, составит около трехсот лет.

В работе для оценки долговечности оболочки использован альтернативный подход, основанный на учете циклической деградации свойств материала. Наиболее полное и логически завершённое представление о сопротивлении материала деформированию дают испытания нестандартных однократных образцов в жесткой испытательной машине с построением полной диаграммы деформирования (ПДД). Падающая до нуля

ветвь такой диаграммы (кривая 1, см. Рисунок 7) интегрально отражает протекающие в материале процессы накопления структурных повреждений при активном нагружении. Испытания образцов стали выявили нелинейную по циклам деградацию параметров исходной диаграммы, выразившуюся в снижении прочностных и деформационных свойств стали с ростом наработки (кривые 2 и 3, см. Рисунок 7). На рисунке 7 предел прочности стали в исходном состоянии σ_{B0} . Предел прочности стали $\sigma_B(\sigma_M, n)$ и пластичность стали $\varepsilon_C(\sigma_M, n)$, определяемые длиной ПДД, становятся функциями условий нагружения: максимального напряжения цикла σ_M и текущего числа циклов n . В силовом подходе использована опытная кинетическая кривая усталостного процесса в форме

$$\sigma_B(\sigma_M, n) = \sigma_{B0} - k_\sigma n^m \quad (12)$$

где m – опытная константа, равная 2,1 для стали 09Г2С, а кинетический коэффициент k_σ находится из условия усталостного разрушения

$$\sigma_B(\sigma_M, N) = \sigma_M, \quad (13)$$

отражающего снижение текущего значения предела прочности до уровня максимального напряжения цикла σ_M . Здесь N – точка усталостной кривой, заданной в обычной форме

$$\sigma^\alpha N = \sigma_{RK}^\alpha N_0. \quad (14)$$

Модель циклической деградации дополняется условием эквивалентности двух состояний материала при разной истории нагружения

$$\sigma_B(\sigma_{M1}, n) = \sigma_B(\sigma_{M2}, n_2), \quad (15)$$

определяющим правило перехода с одной кинетической кривой на другую при нестационарном нагружении, а также принятым в расчетах вагонов выражением, учитывающим снижение предела выносливости детали общим коэффициентом K_D ,

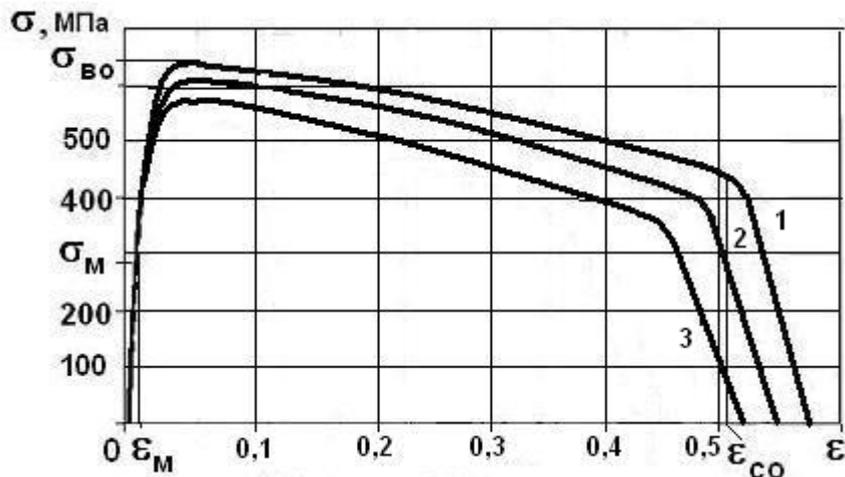
$$\sigma_{KD} = \frac{\sigma_{-1} + (1 - \Psi)\sigma_m}{K_D}, \quad (16)$$

где σ_m – среднее напряжение цикла, σ_{-1} – предел выносливости образца при симметричном цикле, Ψ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

В качестве приведенного напряжения используется напряжение Мизеса, подтвержденное большинством экспериментальных результатов.

Расчет напряженно-деформированного состояния оболочки, представленный графиками чередования циклов напряжений в блоке (см. Рисунок 7) и модель циклической деградации материала (12)-(16) объединены в рабочей программе расчета долговечности обечайки.

На рисунке 8 показано влияние показателя степени m , зависящего от типа материала, на долговечность обечайки, определяемую количеством циклов до разрушения конечного элемента в опасной точке.



1 – исходное состояние, 2 – степень наработки $n_T=0,3$, 3 – степень наработки $n_T= 0,5(n_T=n/N)$

Рисунок 7 – Циклические диаграммы деформирования стали 09Г2С

Численные значения параметра m указаны рядом с соответствующими кинетическими кривыми. Расчетные кривые построены для наиболее нагруженной точки котла в месте стыка эллиптического днища и цилиндрической обечайки.

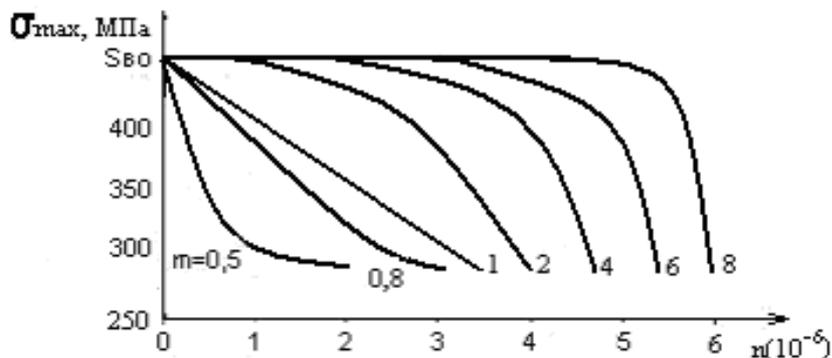


Рисунок 8 – Кривые снижения предела прочности оболочки из различных материалов при блоке циклических напряжений

Как следует из проведенных расчетов, усталостный ресурс вагона – цистерны будет определяться ресурсом котла для всех значений параметра m . В нелинейной постановке задачи прогнозируемая долговечность вагона составляет 586930 циклов или 39 лет.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан вычислительный алгоритм определения напряженно-деформированного состояния оболочки вращения под действием локальной нагрузки, основанный на разложении в ряд Фурье. Проведено сравнение напряженного состояния оболочки и получено хорошее совпадение с результатами полученными другими численными методами. Предложенный метод позволяет размерность задачи уменьшить на 1 и, таким образом, не строить поверхность оболочки.

2. Разработана методика определения контактного давления для оболочки, взаимодействующей с несплошным основанием. Методика позволяет определять область контакта и распределения контактного давления для оболочек, взаимодействующих с жесткими или упругими основаниями.

3. Экспериментально определены параметры процесса циклической деградации конструкционной стали 09Г2С. Полученные кривые деформирования могут быть использованы для определения напряженного состояния и долговечности конструкций из данной стали.

4. Разработана методика оценки долговечности оболочки вращения с учетом циклической деградации свойств материала. Разработанную методику можно использовать для определения долговечности различных элементов конструкций. Расчет долговечности по данной методике позволяет получить более правдоподобный результат долговечности, который не идет в запас прочности.

Результаты исследования могут лечь в основу дальнейшего развития расчетных методов определения напряженного состояния и оценки долговечности тонкостенных конструкций.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в научных изданиях, входящих в список ВАК РФ:

1. Емельянов, И.Г. Модель напряженно-деформированного состояния котла вагона-цистерны с усовершенствованной схемой опирания на раму / И.Г. Емельянов, В.П. Ефимов, А.В. Кузнецов // Тяжелое машиностроение. – 2005. – № 8. – С. 44-49.

2. Емельянов, И.Г. Модель напряженно-деформированного состояния котла вагона-цистерны с усовершенствованной схемой опирания на раму / И.Г. Емельянов, А.В. Кузнецов // Вестник УГТУ-УПИ. Компьютерный инженерный анализ. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. – 2005. – С. 86-88.

3. Емельянов, И.Г. Определение напряженного состояния и ресурса оболочечной конструкции / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – № 5. – С. 57-65.

4. Миронов, В.И. Альтернативная оценка долговечности элементов вагона-цистерны / В.И. Миронов, И.Г. Емельянов, А.В. Кузнецов // Транспорт Урала. – 2009. – №2. – С. 56-60.

5. Емельянов, И.Г. Оценка долговечности оболочечной конструкции лежащей на опорах / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 1. – С. 101-107.

6. Емельянов, И.Г. Контактное взаимодействие котла вагона-цистерны с лежневыми опорами / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов, А.В. Якушев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Том 13. – № 1(2) (39). – С. 436-439.

Сборники статей, труды конференций и тезисы докладов:

1. Емельянов, И.Г. Прочность и ресурс котла вагона – цистерны / И.Г. Емельянов, А.В. Кузнецов, В.И. Миронов // Материалы XVII Российской научно-технической конференции «Неразрушающий контроль и диагностика» (Электронный ресурс). – 2005. – Екатеринбург: ИМАШ УрО РАН. Электрон. оптич. диск. Статья П5-8.

2. Емельянов, И.Г. Об одном подходе определения напряженного состояния и ресурса работы оболочечной конструкции, лежащей на опорах / И.Г. Емельянов, А.В. Кузнецов, В.И. Миронов // Труды третьей Всероссийской научной конференции «Математическое моделирование и краевые задачи». – 2006. – Часть 1. Самара, 29-31 мая, 2006. – С. 70-73.
3. Миронов, В.И. Учет аномалии свойств поверхностного слоя металла в расчете долговечности пластины / В.И. Миронов, А.В. Кузнецов, Р.А. Саврай // Труды Четвёртой Всероссийской научной конференции с международным участием «Математическое моделирование и краевые задачи». – 2007. – Ч. 1. Самара, 29-31 мая, 2007. – Самара: Сам ГТУ. – С.159-162.
4. Кузнецов, А.В. Циклическая прочность сварных соединений стали 09Г2С / А.В. Кузнецов, В.И. Миронов // Материалы V Всероссийской конференции «Механика микронеоднородных материалов и разрушение» (Электронный ресурс). – 2008. – Екатеринбург, 24-28 марта, 2008. Электрон. оптич. диск. Статья № 199.
5. Кузнецов, А.В. Учёт аномалии поверхностного слоя при расчёте пластины с отверстием / А.В. Кузнецов, В.И. Миронов // Сборник трудов Пятой Всероссийской научной конференции с международным участием «Математическое моделирование и краевые задачи». – 2008. – Самара, 29-31 мая, 2008. – С. 112-115.
6. Емельянов, И.Г. Оценка долговечности оболочки, лежащей на опорах / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Тезисы докладов IV Российской конференции «Ресурс и диагностика материалов и конструкций». – 2009. – Екатеринбург, 26-28 мая, 2009. – Екатеринбург, 2009. – С. 66.
7. Кузнецов, А.В. Циклическая долговечность оболочечной конструкции/ А.В. Кузнецов // Материалы VI Российской научно-технической конференции «Механика микронеоднородных материалов и разрушение» (электронный ресурс). – 2010. – Екатеринбург, 24-28 мая, 2010. – Электрон. оптич. диск, Статья № 118. – 2 с.
8. Емельянов, И.Г. Об одном подходе к оценке ресурса оболочечных конструкций / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Тезисы докладов VI Российской научно-технической конференции «Механика микронеоднородных

материалов и разрушение». – 2010. – Екатеринбург, 24-28 мая, 2010. – Екатеринбург. – С. 29.

9. Емельянов, И.Г. Циклическая долговечность оболочки вагона – цистерны / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Прочность материалов и элементов конструкций». – 2010. – Киев, Украина, 28-30 сентября, 2010. – Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, в 2 т. – Т.1. – С. 136-137.

10. Емельянов, И.Г. Модель опирания цистерны на лежневые опоры, / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Материалы V Российской научно-технической конференции «Ресурс и диагностика элементов конструкций» (Электронный ресурс). – 2011, - Екатеринбург: ИМАШ УрО РАН, 2011. Электрон. оптич. диск. Статья (доклад) 89.

11. Емельянов, И.Г. Циклическая долговечность оболочки вагона – цистерны / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Прочность материалов и элементов конструкций. Труды Международной научно-технической конференции «Прочность материалов и элементов конструкций» (Киев, 28-30 сентября 2010 г.) / Отв. ред. В.Т. Трощенко. – 2011. – Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 836-843.

12. Емельянов, И.Г. Определение контактных напряжений вагона-цистерны / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Тезисы докладов VII Российской научно-технической конференции «Механика микронеоднородных материалов и разрушение». – 2012. – Екатеринбург, 23-27 апреля, 2012. – Екатеринбург. – С. 18.

13. Емельянов, И.Г. Определение долговечности элементов конструкций подвижного состава / И.Г. Емельянов, В.И. Миронов, А.В. Кузнецов // Усталость и термоусталость материалов и элементов конструкций. Тезисы докладов международной научно-технической конференции. – 2013. – Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина 28-31 мая, 2013. – С. 110-111.