7. А.В. Пойда, В.В. Брюховецкий, Д.Л. Воронов и др., Металлофиз. новейшие технол. 27, № 3., 319 (2005).
8. Мондольфо Л.Ф. Структура и свойства алюминиевых сплавов. Пер. с англ. М.: Металлургия, 1979.
9. V.V. Bryukhovetsky, R.I. Kuznetsova, et al. *Phys. Stat. Sol. (a)*, 202, N.9. 1740 (2005).
10. Р.И. Кузнецова, Т.А. Малярова, В.П. Пойда и др. // *ФММ*., 52, вып.2. 371, (1981).

УДК 629.4.023

РАСЧЕТ УЗЛА КРЕПЛЕНИЯ КОТЛА НА РАМЕ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ С УЧЕТОМ ЗОН ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ

Путято А. В.

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь
putiato@belsut.gomel.by

При эксплуатации железнодорожных цистерн под действием различных динамических факторов в их деталях возникают значительные напряжения. Статистические данные, собранные на различных участках сети железных дорог, показывают, что наиболее «опасными» являются: зоны крепления котла к раме, места расположения опор на тележку (пятник, надпятниковая коробка), упор автосцепки и зоны у соединения днища с цилиндрической частью оболочки котла.

Исследованиям прочности элементов конструкций железнодорожных цистерн различными методами посвящено значительное количество работ. Для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) котла успешно используется теория подкрепленных оболочек, значительный вес в развитие которой внес В. Н. Котуранов [5]. Определению НДС котла от внутреннего давления с применением аналитических методов посвящены работы [3, 7]. С развитием ЭВМ для прочностных расчетов широкое практическое применение получил метод конечных элементов (МКЭ). Статьи Г. Ф. Чугунова, С. В. Беспалько [12] посвящены расчетам МКЭ котла железнодорожной цистерны при различных видах нагружения. Анализ НДС рамы цистерны при нормативных режимах нагружения выполнен В. М. Долматовым [4]. Расчетам прочности конструкции цистерн с использованием специализированных программных комплексов, реализующих МКЭ, посвящена работа М. Н. Овечникова [9]. Вопросы моделирования различных видов динамического нагружения цистерн рассматривались в работах Р Донга и Д. Милитару [13], С. В. Киркпатрика и Р. В.Клоппа [14]. Результаты экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния конструкции цистерны представлены в работе А. А. Долматова [1].

Однако почти все работы посвящены расчету конструкции цистерны под действием нормативной нагрузки [6, 8]. При этом расчетная схема цистерны оказывается симметричной относительно продольной вертикальной плоскости симметрии. В то же время, при движении по кривым, либо при переходе на боковой путь, сопровождающийся изменением скорости поезда, происходит существенное перераспределение сил, действующих на котел цистерны со стороны перетекающей в нем жидкости. Это приводит к возникновению значительных напряжений в местах присоединения котла цистерны к раме, и, в конечном счете, к изменению напряженного состояния элементов конструкции. Разработанные в последние годы методы расчета динамики систем «цис-

терна – колеблющаяся жидкость» [13, 16], дают возможность уточненного учета влияния перетекания жидкости на прочность элементов цистерн при переходных режимах движения.

Целью работы является создание уточненной конечно-элементной модели четырехосной железнодорожной цистерны для обеспечения возможности нахождения ее НДС под действием несимметричных нагрузок, а также с целью учета различных случайных воздействий на нее с учетом возможности определения значений остаточных деформаций и напряжений. Реализация поставленной задачи осуществлялась моделированием элементов конструкции цистерны в программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS.

Процесс формирования, разработанный авторами конечно-элементной модели включает следующие этапы:

– построение геометрической модели;

– создание сетки конечных элементов;

– моделирование внешних связей;

– приложение силовых факторов;

– применение методов подмоделей и подконстукций при необходимости локализации модели и ускорения расчетов.

Котел железнодорожной цистерны представляет собой тонкостенную сварную конструкцию, к особенностям которой относятся наличие элементов с различными радиусами кривизны, а также присутствие люка, предназначенного для загрузки перевозимого продукта. С целью учета описанных особенностей конструкции котла его объем был разделен на составные части со сходными геометрическими характеристиками.

Рама цистерны представляет собой сложную металлоконструкцию, состоящую из ряда сваренных между собой стандартных профилей и специально разработанных деталей конструкции достаточно сложной геометрической формы. В модель рамы включены хребтовая балка, составленная из двух швеллеров перекрытых сверху и снизу накладками, шкворневые балки коробчатого сечения, концевые балки, надпятниковые коробки, упоры автосцепки и пятники. Геометрическая модель рамы также была разбита на составные части с целью качественного разбиения на конечные элементы.

При разработке модели цистерны предусмотрено, что крепление котла к раме в средней части представляет собой жесткое соединение с помощью фасонных лап, по консоли имеются дополнительные опоры на деревянные бруски. Учтено наличие стяжных хомутов, предназначенных для предотвращения перемещения котла в местах консольных опор в вертикальной плоскости. Разделение на конечные элементы производилось путем нанесения регулярной сетки с учетом особенностей геометрии каждой составной части.

Для проведения расчетов несущей способности кузова железнодорожной цистерны разработана его расчетная схема. На рис. 1 представлена геометрическая модель цистерны 15-1443.

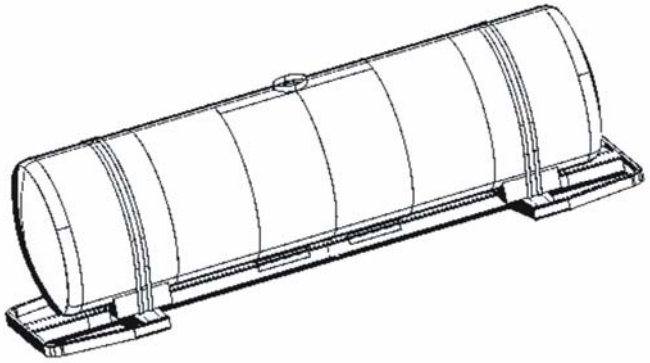

Рис. 1. Геометрическая модель железнодорожной цистерны

Конечно-элементная модель представлена 8-ми, 10-ти и 20-ти узловыми пространственными конечными элементами. Общее число элементов 127984. Приложение нагрузок для полной модели соответствовало I расчетному режиму, согласно рекомендациям действующих «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [8], за исключением приложения давления от жидкого груза, осуществленного согласно методике, разработанной в [11]. Следует отметить, что при проведении нормативных расчетов зафиксировано, что значения напряжений в наиболее нагруженных областях (узел крепления котла к раме, места консольного опирания, области крепления упора автосцепного устройства) хорошо коррелируют с результатами, приведенными в работах [4, 9].

Результаты комплекса прочностных расчетов железнодорожной цистерны с учетом перетекания жидкости в котле показали, что в ряде областей элементов конструкции имеет место высокий уровень напряжений вследствие воздействия системы сил, соответствующей I расчетному режиму нагружения. К такой области относится узел крепления котла к раме в средней части, в частности, зона приварки рамной лапы к верхнему листу хребтовой балки.

Эквивалентные напряжения в указанной области при нормативном наливе котла цистерны составляют порядка 350–400 МПа, что указывает на возможное появление пластических деформаций и неприменимость линейной теории деформирования материала в рамках действия закона Гука.

Метод конечных элементов может быть использован при учете как геометрической, так и физической нелинейности. Учет любого из этих двух типов нелинейности приводит к получению разрешающей системы уравнений, содержащей нелинейные составляющие, относительно определяемых основных неизвестных членов. Присутствие в уравнениях нелинейных членов не позволяет получить их решение в замкнутом виде подобно тому, как это выполняется в случае расчета линейных систем. Здесь приходится использовать различные процедуры последовательных приближений [10].

При учете физической нелинейности связь между вектором напряжений $\{\sigma\}$ и вектором деформаций $\{\varepsilon\}$ может быть выражена формулой

$$\{\sigma\} = [E_\varepsilon(\varepsilon)]\{\varepsilon\},$$

где матрица $[E_\varepsilon(\varepsilon)]$ зависит от подлежащего определению деформированного состояния $\{\varepsilon\}$, которое, как известно, в методе конечных элементов является однозначной функцией узловых перемещений $\{u\}$.

В общем случае каждый элемент матрицы $[E_\sigma(u)]$ можно представить в виде степенного полинома от компонентов вектора $\{u\}$.

Учет геометрической нелинейности приводит к тому, что зависимость между $\{\varepsilon\}$ и $\{u\}$ перестает быть линейной. В результате получается, что матрица жесткости зависит не только от жесткостных параметров конструкции, но и от ее напряженно-деформированного состояния, выраженного через узловые перемещения. Именно это обстоятельство и приводит к тому, что система алгебраических уравнений

$$[K]\{u\} = \{P\} \Rightarrow [K(u)]\{u\} = \{P\}$$

оказывается нелинейной. Ее решение может быть получено с помощью итерационных методов.

К основным методам решения нелинейных задач следует отнести [10]:

– метод последовательных приближений;

– метод упругих решений;

– метод шагового нагружения;

– модифицированный метод Ньютона–Рафсона.

Несмотря на то, что приведенные выше методы процедурно различны, их объединяет общее стремление ликвидировать невязку, которая служит оценкой отклонения положения системы от ее действительного равновесного состояния. К наиболее распространенным и эффективным методам решения нелинейных задач относится метод Ньютона–Рафсона [2], который применен для решения поставленной задачи.

При расчете с учетом зон пластических деформаций элементов креплений котла к раме была использована диаграмма деформирования, приведенная в работе [2].

С использованием разработанных математических моделей кузова цистерны выполнены расчеты по определению напряженно-деформированного состояния с учетом свойств пластичности материала элементов крепления котла на раме. Дли интенсификации расчетов и уточненной дискретизации узла крепления указанный узел крепления представлен подмоделью (рис. 2). Метод подмоделей основывается на принципе Сен-Венана, предполагающем, что эффекты концентрации напряжений ограничены вблизи концентратора, поэтому, если границы подмодели достаточно далеки от концентратора напряжении, в подмодели могут быть рассчитаны достаточно точные значения напряжений.

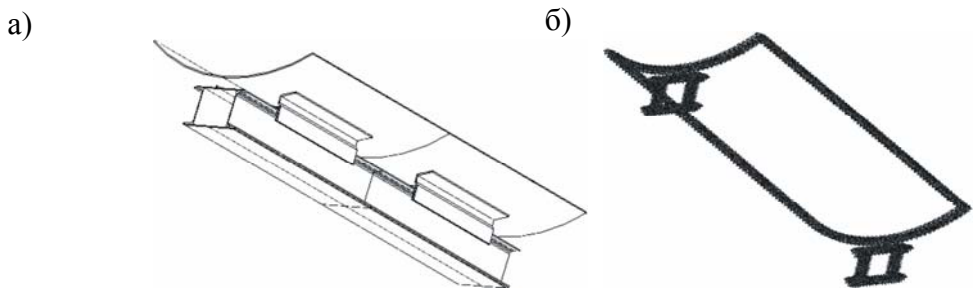

Рис. 2. Подмодель среднего крепления котла к раме:
а – геометрия подмодели; *б* – граничные условия от основной модели

На рис. 3 приведена зависимость, характеризующая расхождение в результатах определения эквивалентных напряжений при указанных расчетах по длине участка крепления рамной лапы к верхнему листу хребтовой балки. Из графика видно, что погрешность расчета, вызванная пренебрежением свойств пластичности материала, достигает 30 % в зоне крепления рамной лапы со стороны соударении вагонов.

С целью определения значений остаточных деформаций и напряжений расчеты выполнены в несколько этапов. На первом этапе проведен расчет напряженно-деформированного состояния кузова при статическом состоянии вагона от действия массы тары, на втором этапе элементы конструкции нагружались системой сил, соответствующей ударному взаимодействию вагонов при нормативном заполнении котла жидким грузом. Третий этап соответствует первому этапу, четвертый и пятый – второму и первому соответственно. Таким образом, рассматривались два цикла нагружения.

На рис. 4 приведена диаграмма, характеризующая накопление остаточных деформаций ($\varepsilon_{ост}$) и напряжений ($\sigma_{ост}$) в двух описанных циклах нагружения. Значение остаточных напряжений можно определить следующим образом:

$$\sigma_{ост} = \sigma_3 - \sigma_1,$$

где σ_1, σ_3 – эквивалентные напряжения, соответствующие первому и третьему этапам нагружения.

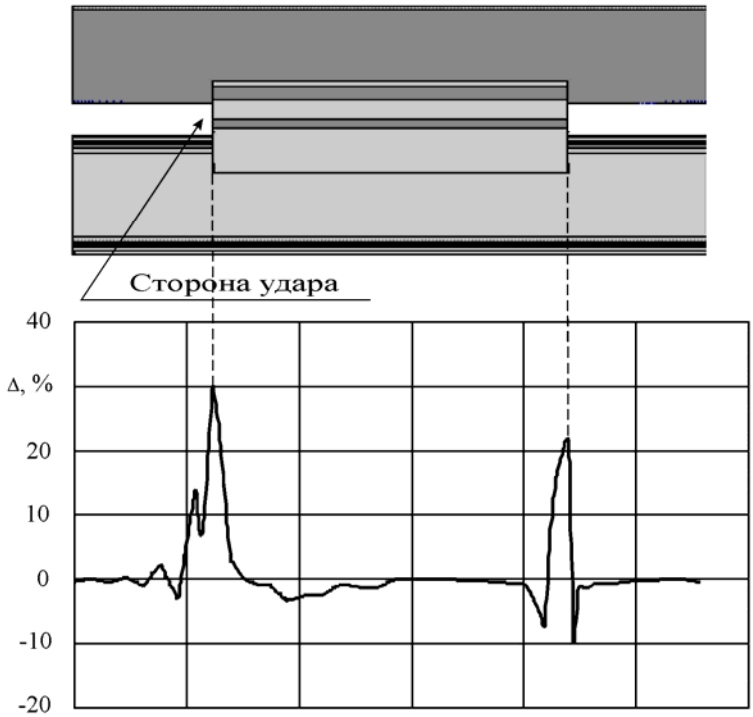

Рис. 3. Расхождение значений эквивалентных напряжений при использовании линейной зависимости $\sigma(\varepsilon)$ и с учетом пластичности материала

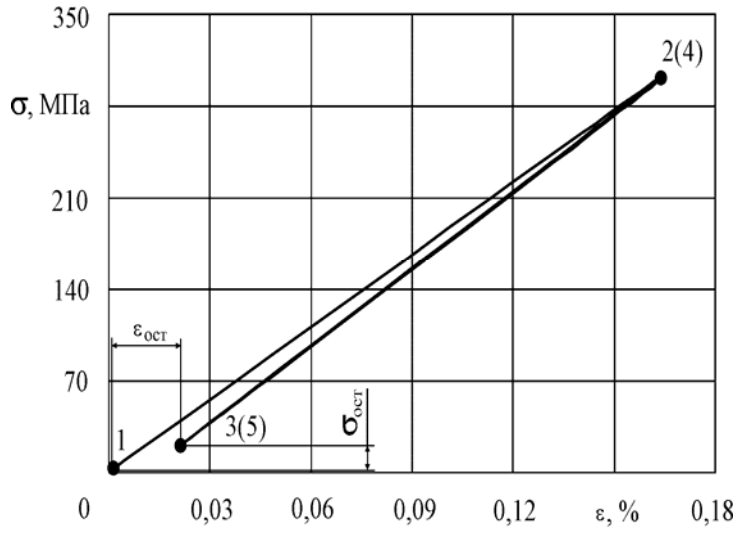

Рис. 4. Накопление остаточных напряжений и деформаций в двух циклах нагружения: 1, 3, 5 – масса тары вагона; 2, 4 – нагружение, согласно I расчетному режиму (нормативный налив)

В результате значения остаточных напряжений в узле крепления котла к раме в средней части после воздействия нагрузок, соответствующих столкновению вагонов, составляют 18,8 МПа. Следует отметить, что при рассмотрении последующих циклов нагружения значения остаточных напряжений $\sigma_{\text{ост}}$ и пластических деформаций $\varepsilon_{\text{ост}}$ остаются практически на том же уровне, т. е.

$$\sigma_{i\,\text{ост}} = \sigma_{i+2} - \sigma_i \to 0\,;\ \varepsilon_{i\,\text{ост}} = \varepsilon_{i+2} - \varepsilon_i \to 0\,,$$

где $i \geq 3$.

Таким образом, при рассмотрении напряженно-деформированного состояния элементов конструкции с учетом особенностей, связанных с конструктивными нерегулярностями, а также при существенных внешних силовых факторах следует вести расчеты с учетом возможного проявления свойств пластичности материала. Результаты

исследований показали, что рассмотрение задач прочности элементов вагонных конструкций только в упругой постановке может привести к появлению существенной погрешности при определении их прочностных характеристик. Учет появления пластических деформаций позволил определить значения остаточных напряжений, возникающих в области крепления котла к раме в средней части.

Список литературы

1. Долматов, А. А. Динамика и прочность четырехосных железнодорожных цистерн / А. А. Долматов, Н. Н. Кудрявцев. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – 123 с.
2. Битюцкий, А. А. Разработка комплексного метода проектирования, расчета и испытания грузовых вагонов: дис. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук / А. А. Битюцкий; ПГУПС. – СПб., 1995. – 359 с.
3. Бруякин, И. В. Особенности напряженно-деформированного состояния элементов котлов железнодорожных цистерн при внутреннем давлении: автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук / И. В. Бруякин; МИИТ. – М., 1990. – 22 с.
4. Долматов, В. М. Анализ напряженно-деформированного состояния и частот колебаний рам цистерн: дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук / В. М. Долматов; УрГУПС. – Екатеринбург, 1999. – 131 с.
5. Котуранов, В. Н. Анализ напряженного состояния котла цистерны: автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук / В. Н. Котуранов; МИИТ. – М., 1965. – 24 с.
6. Конструирование и расчет вагонов: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Лукин [и др.]; под ред. В. В. Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.
7. Мышков, В. Г. Разработка методов оценки динамической нагруженности котла цистерны с учетом влияния жидкости: дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук / В. Г. Мышков; МИИТ. – М., 1984. – 133 с.
8. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.
9. Овечников, М. Н. Решение проблемы снижения повреждаемости котлов и рам железнодорожных цистерн для перевозки нефтепродуктов с использованием современных программных средств моделирования и расчета конструкции: автореф. дис. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук / М. Н. Овечников; МИИТ – МГУПС. – М., 2001. – 47 с.
10. Постнов, В. А. Строительная механика корабля и теория упругости: учеб. для вузов. В 2 т. Т. 1 / В. А. Постнов, В. П. Суслов. – Л.: Судостроение, 1987. – 288 с.
11. Сенько, В. И. Прочность кузова железнодорожной цистерны с учетом перемещения перевозимого жидкого груза: [монография] / В. И. Сенько, А. В. Путято, А. О. Шимановский. – Гомель: УО «БелГУТ», 2006. – 210 с.
12. Чугунов, Г. Ф. Особенности расчета котлов железнодорожных цистерн на совместное действие внутреннего давления и локальных нагрузок / Г. Ф. Чугунов, С. В. Беспалько // Вестник ВНИИЖТа. – 1992. – № 3. – С. 14 – 19.
13. Шимановский, А. О. Математическая модель и расчет динамики цистерн, частично заполненных жидкостью / А. О. Шимановский // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике: сб. науч. тр. – Мн., 2001. – С. 506 – 510.
14. Dong, R. Dynamic structural characterization of stub-sill tank cars utilizing ADAMS and ANSYS simulation models / R. Dong, D. Militaru // ADAMS user conference papers, 1997 [Электрон. ресурс] Режим доступа: http://support.adams.com/userconf-/pdfs/uc970024.pdf. – 11 с.
15. Kirkpatrick, S.W. Assessment for Pressure Tank Cars Involved in Accidents / S. W. Kirkpatrick, R. W. Klopp // Proceedings of the International Crashworthiness Conference. – London, 2000. – pp. 223 – 235.
16. Rumold, W. Modeling and Simulation of Vehicles Carrying Liquid Cargo / W. Rumold // Multibody System Dynamics. – 2001. – № 5. – pp. 351 – 374.