

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНЕГО КРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ОБОЛОЧКИ КОТЛА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ

Путьято А.В.

Methods of computational mechanics solve a problem of definition of external critical pressure of an envelope of the boiler of the tankcar in view of change of its width

В процессе эксплуатации железнодорожных вагонов-цистерн при транспортировке жидких грузов возможно изменение давления внутри котла, что может привести к возникновению аварийной ситуации. Причиной изменения давления может быть повышение теплопритоков вследствие нагревания солнечной энергией или охлаждением в зимний период.

Например, по окончании операции пропарки цистерны выводят из горячей пропарочной камеры на мороз, что приводит к сплющиванию оболочки котла. Причиной этих аварий является потеря устойчивости оболочки цистерны, происходящая за счет резкого понижения температуры после выведения цистерны из горячей пропарочной камеры на мороз, уменьшения объема воздуха внутри цистерны и появления избыточного наружного давления. Все эти явления происходят вследствие односторонней работы перепускного клапана, предназначенного уравнивать давления внутри и снаружи оболочки цистерны. Кроме того, величина критического давления снижается со временем за счет коррозии металла и уменьшения толщины стенок цистерны [3, 4]. В результате чего цистерны становятся непригодными к эксплуатации, железные дороги теряют подвижной состав и несут убытки.

При проектировании одним из критериев работоспособности конструкции железнодорожных цистерн является проверка элементов котла на действие наружного давления и обеспечение коэффициента запаса устойчивости не менее 1,05. Согласно Критическое внешнее давление цилиндрической оболочки «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [5] определяется по формуле

$$P_{кр} = 0,6kE \cdot \frac{R}{L} \cdot \left(\frac{\delta}{R} \right)^{2,5},$$

где E – модуль упругости материала оболочки котла, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па;

R – внутренний радиус цилиндрической оболочки, $R = 1,49$ м;

L – длина цилиндрической оболочки, $L = 9,5$ м;

δ – наименьшая толщина цилиндрической оболочки;

k – коэффициент, определяемый по формуле

$$k = \frac{(1 - \alpha + \alpha \cdot t^2)^{0,25}}{1 - \alpha + \alpha \cdot t^3},$$

где α – отношение ширины броневых листов к длине внутренней окружности поперечного сечения оболочки, $\alpha = \alpha_1 / 360$;

α_1 – угол при вершине броневых листов, $\alpha_1 = 60^\circ$;

t – отношение наименьшей толщины цилиндрической оболочки котла к толщине броневых листов.

Воспользовавшись описанной методикой, для котла нефтебензиновой цистерны модели 15 – 1443 получена зависимость значений критического давления от толщины стенки оболочки котла цилиндрической части (рис. 1, кривая 1). Кривая 2 соответствует допускаемому наружному давлению согласно Нормам $P_{кр} = 50$ кПа. Анализируя полученные результаты

расчета верхнего критического давления по нормативной методике установлено, что предельное значение толщины цилиндрической части котла составляет $\delta_{lim} = 8,5$ мм. В то же время, при изготовлении листового проката для котлов железнодорожных цистерн минусовой допуск на толщину может составлять 0,8 мм. Кроме того, учитывая, что средняя скорость коррозии 0,02 мм/год оболочки котла, а средний возраст цистерны более 30 лет, утонение цилиндрической части может составлять 30 % и более от номинальной толщины, равной 9 мм.

Таким образом, исходя из результатов, полученных по нормативной методике, уже в первые годы эксплуатации возможна угроза потери устойчивости оболочки котла, что недопустимо.

Современный уровень развития вычислительной механики позволяет определять численными методами не только значения критических давлений конструкции, но и соответствующие формы.

С целью верификации полученного результата воспользуемся численным определением внешнего критического давления реализованного в методе конечных элементов, рекомендуемым для расчета элементов конструкций подвижного состава. С учетом допущений о жестких плоских днищах, предусмотренных Нормами, разработана конечно-элементная модель котла вагона цистерны с учетом особенностей, связанных с переменной толщиной листов в программном комплексе ANSYS. Модель аппроксимирована 4-х узловыми оболочечными конечными элементами с размерами сторон 0,15 м. и состоит из 5954 элементов.

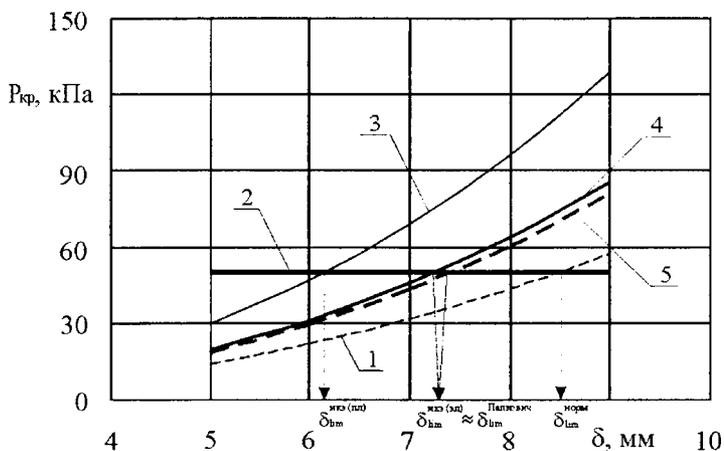


Рис. 1. Зависимости критического давления от толщины цилиндрической обечайки котла: 1 – расчет по нормативной методике; 2 – допускаемое наружное давление по Нормам; 3 – расчет по МКЭ (плоские жесткие днища); 4 – расчет по МКЭ (эллиптические днища); 5 – расчет по формуле П.Ф. Папковича

Кинематические граничные условия представляют собой ограничение всех степеней свободы узлов в области крепления котла к раме в средней части. Нагружена оболочка цистерны равномерно распределенным внешним давлением, равным 1 Па. На рис. 2,а представлена ½ часть расчетной модели с соответствующими симметричными граничными условиями.

Программный комплекс ANSYS предоставляет возможность для проведения двух видов конечно-элементного анализа задач устойчивости. Первый вариант состоит в построении линейного приближения и последующего определения точек бифуркации линеаризованных уравнений устойчивости. Построение линейного приближения состоит в работе решателя при статическом типе анализа и включенной опции «преднапряженного» состояния. Далее задаются условия закрепления и силовые факторы, которые могут вызвать потерю устойчивости. Величину разряженного давления принимают равной единице, поскольку рассматривается полная модель. При выполнении команды решателя формируется геометрическая или инкрементальная матрица жесткости S [1], пропорциональная приложенным силовым факторам. После выхода из решателя организуется второй этап, состоящий в решении задачи на собственные значения:

$$[K]\{u\} + \{\lambda\}[S]\{u\} = 0. \quad (1)$$

Уравнения (1) являются конечно-элементными аппроксимациями линеаризованных уравнений устойчивости для определения точек бифуркаций. Собственные числа λ_i являются приближенными значениями критических сил или нагрузок, а соответствующие собственные век-

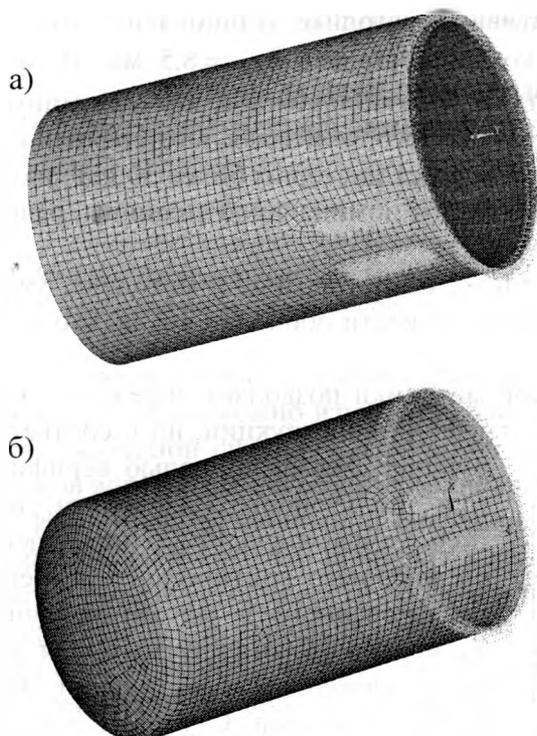


Рис. 2. Конечно-элементные модели котла вагона-цистерны

специальный метод – Arc-Length Method, в котором осуществляются явные сферические итерации по ортогональным к радиусам дуг направлениям.

Остановимся на первом варианте решения задачи устойчивости, хотя решение в линеаризованной постановке не всегда приемлемо, но для многих задач оно позволяет получать удовлетворительные оценки. Также при расчетах устойчивости будем пренебрегать наличием нижней горловины, поскольку согласно [6] они несущественно влияют на получаемый результат.

В результате оценки устойчивости котла при моделировании днищ жесткими пластинами получена зависимость критического давления от толщины цилиндрической части оболочки котла (рис. 1, кривая 3). Установлено, что для номинальной толщины значение давления составляет 120,7 кПа, что в 2 раза больше, полученного по аналитической зависимости, приведенной в Нормах.

Большая разница в результатах может быть вызвана изменением граничных условий на торцах цилиндрической части (в области перехода на сферические днища) при допущении о их плоской форме с высокой жесткостью материала. В связи с этим, на следующем этапе исследований конечно-элементная модель уточнена путем моделирования реальной геометрии сферических днищ. На рис. 2,б приведена $\frac{1}{2}$ часть расчетной модели котла со сферическими днищами, включающая 6248 конечных элементов. Результатом расчета устойчивости оболочки котла служит зависимость, приведенная на рис. 1 в виде кривой 4. Видно, что значения критического давления существенно уменьшились, хотя и отличны от значений, полученных аналитическим путем по Нормах. Форма потери устойчивости котла приведена на рис. 3,а. Следует отметить, что полученное равновесное состояние близко к истинной форме потерявшей устойчивость реальной цистерны (рис. 3,б).

Учитывая, что разработанная модель соответствует реальной геометрии котла и условиям закрепления на следующем этапе исследований поставлена задача определения достоверности полученных результатов из условий принятого типа конечного элемента и его размера. С этой целью решена классическая задача потери устойчивости цилиндрической оболочки, точное аналитическое решение которой известно.

тора u_i описывают формы потери устойчивости. Как правило, в задачах устойчивости ограничиваются только первой парой $\{\lambda_1, u_1\}$, но в ANSYS легко можно найти и последующие значения.

Второй вариант анализа задач устойчивости более точный, но и требует значительных затрат машинного времени. Этот анализ основывается на нелинейных соотношениях и состоит в определении траектории равновесных состояний, т. е. зависимости «нагрузка – перемещение». Нелинейные КЭ соотношения имеют вид

$$[K](\{u\}) \{u\} = \{F\}. \quad (2)$$

От других видов нелинейного анализа задачи устойчивости отличаются тем, что здесь по предыдущим значениям пар $\{u_i, F_i\}$ и (2) требуется определять последующие пары $\{u_{i+1}, F_{i+1}\}$ равновесных состояний, причем F_i и F_{i+1} считаются пропорциональными. Для решения задачи (2) применяется спе-

Для оценки верхнего критического внешнего давления, образующегося как разность атмосферного давления и давления внутри котла, воспользуемся линейным уравнением теории круговых цилиндрических оболочек [2, 3], которое в цилиндрической системе координат имеет вид

$$\frac{D}{\delta} \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{R^2 \partial \beta^2} \right)^4 \omega + \frac{E}{R^2} \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + q \frac{R}{\delta} \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{R^2 \partial \beta^2} \right)^2 \frac{\partial^2 \omega}{R^2 \partial \beta^2} = 0, \quad (3)$$

где $\omega = \omega(x, \beta)$ – радиальное перемещение точек срединной поверхности оболочки;

x – координата точки, отсчитываемая вдоль образующей цилиндра;

β – угловая координата точки на срединной поверхности, отсчитываемая от нижнего кольца вертикального диаметра поперечного сечения;

R – радиус кругового сечения срединной поверхности цилиндрической части котла;

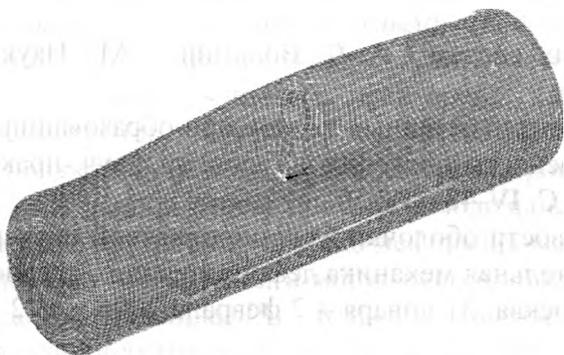
q – давление;

D – цилиндрическая жесткость оболочки котла; $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$;

E – модуль упругости материала оболочки;

μ – коэффициент Пуассона.

а)



б)



Рис. 3. Форма потери устойчивости оболочки котла

Как правило, принимается, что на днищах котла прогибы ω отсутствуют, а также вследствие высокой жесткости в плоскости поперечного сечения вторая производная от ω по x равна нулю, т. е. при длине котла L имеем при

$$x = 0 \text{ и } x = L \quad \omega = \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} = 0.$$

Учитывая периодичность значения ω из-за формы поперечного сечения и принятые условия на днищах, прогиб представляется выражением

$$\omega = A \sin \frac{\pi x}{L} \cos n\beta. \quad (4)$$

При подстановке выражения (4) в (3) и выполнения операций, предусмотренных методом Бубнова–Галеркина, получаем следующее выражение

$$q_{кр} = \frac{D}{R} \left[\left(\frac{\pi}{L} \right)^2 + \left(\frac{n^2}{R} \right)^2 \right]^2 \frac{R^2}{n^2} + \frac{\frac{E\delta}{R^3} \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \left(\frac{R}{n} \right)^2}{\left[\left(\frac{\pi}{L} \right)^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right]^2},$$

В результате минимизации которого по числу волн n в поперечном сечении, получается формула П. Ф. Папковича

$$q_{кр} = 0,92E \frac{\delta^2}{RL} \sqrt{\frac{\delta}{R}}.$$

В результате расчета критического давления по формуле П. Ф. Папковича (рис. 1, кривая 5) и численного расчетов получено расхождение результатов в 2 % при применении вышеупомянутого типа конечного элемента с принятыми размерами для моделирования котла.

Таким образом, проведенные исследования показали, что результаты значения критического давления, полученные при моделировании реальной геометрии днищ можно считать наиболее близкими к действительным. В то же время возникает вопрос о том, каким геометрическим и кинематическим условиям соответствует результат, получаемый с использованием зависимости, рекомендуемой Нормами для расчета значения критического давления. Выполнив серию расчетов при варьировании граничными условиями, связанными с особенностью закрепления котла вагона-цистерны на раме, а также с геометрией области приварки сферических днищ к цилиндрической обечайке можно сделать вывод, о том, что зависимость, приведенная в Нормам, справедлива при расчете потери устойчивости элементов котла в случае представления днищ плоскими с характеристиками реального материала котла вагонов-цистерн и толщиной 12 мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Беликов, Н. В.** Определение давления срабатывания хлопающих предохранительных мембран с использованием «АСНИ-МЕМБРАНА» и конечно-элементного комплекса ANSYS: учеб.-метод. пособие для вузов / Н. В. Беликов, Ю. М. Занимонец, А. В. Наседкин. – Ростов н/Д: УПИ РГУ, 1998. – 30 с.
2. **Вольмир, А. С.** Устойчивость деформируемых систем / А. С. Вольмир. – М.: Наука, 1967. – 984 с.
3. К вопросу обеспечения устойчивости оболочки тонкостенных котлов при образовании в них вакуума / В. Н. Котуранов [и др.] // Безопасность движения поездов: тр. науч.-практ. конф. Москва, 16 – 18 апр. 2003 г. – М., 2003. – С. IV-48 – IV-50.
4. **Косицин, С. Б.** Исследование потери устойчивости оболочки железнодорожной цистерны / С. Б. Косицин, Г. А. Мануйлов // Вычислительная механика деформируемого твердого тела: труды междунар. науч.-техн. конф. Москва, 31 января – 2 февраля 2006 г. В 2 т. Т. 1 – М., 2006. – С. 236 – 240.
5. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.
6. **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.