

Результаты исследований показали, что в установленных проектной документацией размерах листов оболочки и штатном режиме эксплуатации котел выдерживает эксплуатационные нагрузки, и уровень напряжений не превышает допустимых значений (для I режима нагружения $[\sigma]_I = 0,9\sigma_T = 0,9 \cdot 345 = 310,5$ МПа; для III режима нагружения $[\sigma]_{III} = 190$ МПа).

Следует отметить, что на практике зачастую в местах крепления фасонных лап к котлу обнаруживается появление трещин, также как и в зонах сварных швов стыковки днища с цилиндрической обечайкой. Анализ показал, что природа таких повреждений может носить различный характер: нарушение штатного режима эксплуатации (ослабление стяжных хомутов, превышение грузоподъемности и т. д.); наличие зародившихся в процессе эксплуатации макротрещин как результата некачественных сварочных работ, а также наличие усталостных повреждений.

Сравнение полученных результатов с НДС цистерны, рассчитанным в соответствии с Нормами [3] показывает, что найденные с учетом реального распределения давления по внутренней поверхности котла значения напряжений в броневом листе оказываются меньшими на 50 %. В то же время существенный запас прочности, предусматриваемый Нормами, недостаточно полно учитывает особенности напряженного состояния в областях крепления котла к раме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)/ ГосНИИВ-ВНИИЖТ, М., 1996. – 319 с.; 2. Путьто А. Моделирование взаимодействия перевозимой жидкости с котлом железнодорожной цистерны//Сборник тезисов докладов 7-ой конференции молодых ученых Литвы «Литва без науки – Литва без будущего», 29 апреля 2004 г. Вильнюс: Техника, 2004. – с. 204 – 209.; 3. 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. д-ра техн. наук:05.22.07/ Мин-во путей сообщения РФ. Моск. гос. ун-т путей сообщения.-М.,2001.- 47 с.

УДК 531.39:629.4.015

А. О. Шимановский

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ ПО ПУТИ С БОЛЬШОЙ КРИВИЗНОЙ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

Как правило, в литературе по динамике железнодорожного подвижного состава рассматривается движение поезда по перегонам либо его разгон или торможение на станционных путях. В этом случае кривизна железнодорожного пути в вертикальной плоскости весьма мала. В то же время пути, уложенные на сортировочных горках, обладают значительной кривизной, соизмеримой с углами поворота кузова вагона при колебаниях на рессорах. Кроме того, горочный путь имеет переменный радиус

кривизны в горизонтальной плоскости. Решения задачи о колебаниях вагонов при роспуске их с горки с учетом особенностей формы пути в литературе найти не удалось.

Указанная задача особенно важна для цистерн, масса которых сопоставима с массой перевозимой жидкости. Перемещение жидкости относительно котла приводит к изменению динамических качеств вагона, которое совместно с эффектами, вызванными кривизной пути может неблагоприятно сказаться на безопасности роспуска вагонов с горки. В связи с этим целью представленной работы явилось создание математической модели неравномерного движения цистерны по пути, имеющему большую кривизну в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Расчетная схема железнодорожной цистерны представляет собой механическую систему, включающую жесткий кузов, опирающийся на тележки с одинарным рессорным подвешиванием (рис. 1). Действие жидкости на котел учитывается путем введения распределенных сил давления. Их нахождение осуществляется в процессе решения гидродинамической задачи о движении массива жидкости со свободной поверхностью, находящейся в котле цистерны.

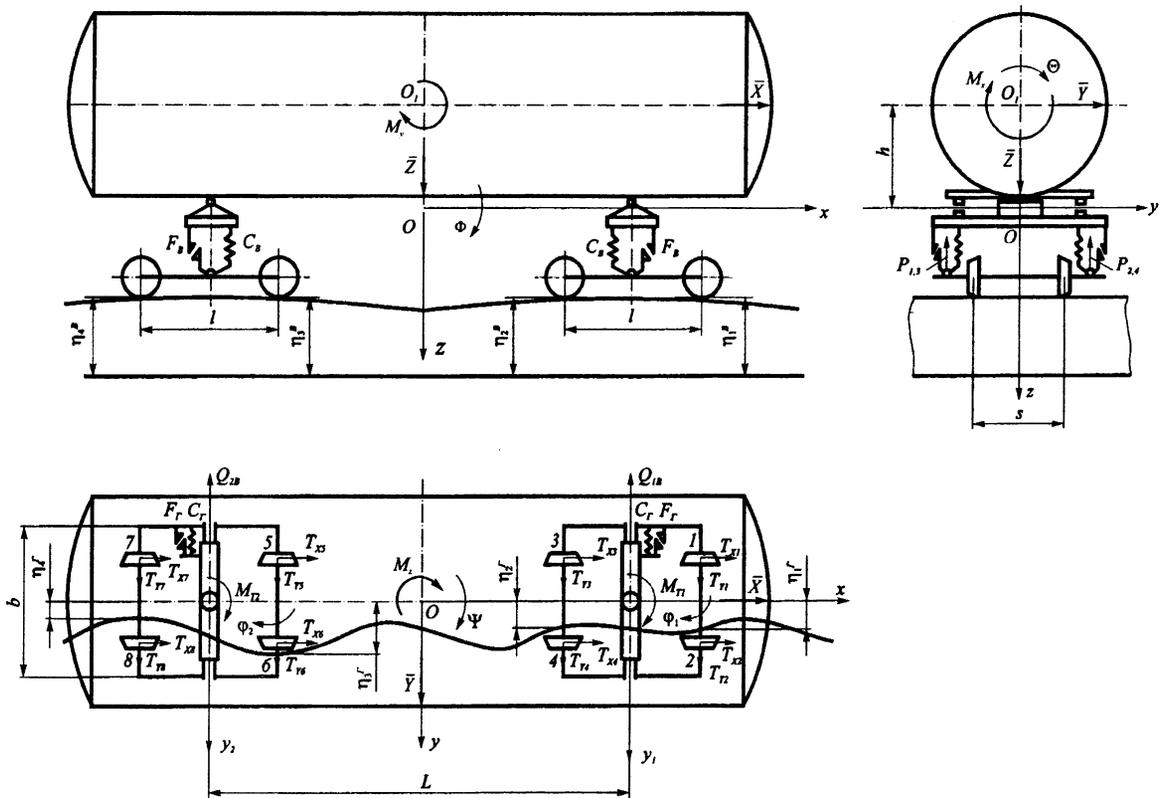


Рис. 1. Расчетная схема железнодорожной цистерны

Система дифференциальных уравнений пространственных колебаний грузового вагона приобретает вид:

$$\left.
\begin{aligned}
m(\ddot{z} - K\dot{x}^2) + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 - mg - Z &= 0; \\
I_y(\ddot{\Phi} - \dot{\omega}) + (P_1 + P_2 - P_3 - P_4)\frac{L}{2} - Xh - M_y &= 0; \\
I_z(\ddot{\Psi} + \varepsilon) + (Q_1 - Q_2)\frac{L}{2} + M_{T1}\text{sign}(\dot{\Psi} - \dot{\phi}_1) + M_{T2}\text{sign}(\dot{\Psi} - \dot{\phi}_2) - M_z &= 0; \\
m(\ddot{y} + a_n) + Q_1 + Q_2 - Y &= 0; \\
I_x\ddot{\Theta} + mh\ddot{y} + (-P_1 + P_2 - P_3 + P_4)\frac{b}{2} - M_x - Yh &= 0; \\
m_T(\ddot{y}_1 + a_{n1}) - Q_1 - (T_{y1} + T_{y2} + F_1 + T_{y3} + T_{y4} + F_2) &= 0; \\
m_T(\ddot{y}_2 + a_{n2}) - Q_2 - (T_{y5} + T_{y6} + F_3 + T_{y7} + T_{y8} + F_4) &= 0; \\
I_T(\ddot{\phi}_1 + \varepsilon_1) + (T_{y1} + T_{y2} + F_1 - T_{y3} - T_{y4} - F_2)\frac{l}{2} - (T_{x1} - T_{x2} + T_{x3} - T_{x4})\frac{s}{2} + \\
+ M_{T1}\text{sign}(\dot{\phi}_1 - \dot{\Psi}) &= 0; \\
I_T(\ddot{\phi}_2 + \varepsilon_2) - (T_{y5} + T_{y6} + F_3 - T_{y7} - T_{y8} - F_4)\frac{l}{2} - (T_{x5} - T_{x6} + T_{x7} - T_{x8})\frac{s}{2} + \\
+ M_{T2}\text{sign}(\dot{\phi}_2 - \dot{\Psi}) &= 0.
\end{aligned}
\right\} (1)$$

В уравнениях системы (1) приняты следующие обозначения: x, y, z – абсцисса, ордината и аппликата точки пересечения вертикальной оси симметрии кузова с плоскостью его опоры на пятник тележки; Φ, Ψ, Θ – углы поворота кузова вокруг поперечной OY , вертикальной OZ и продольной OX осей соответственно; y_1, y_2 – боковой относ центров тяжести первой и второй тележек соответственно; ϕ_1, ϕ_2 – углы поворота соответственно первой и второй тележек относительно вертикальной оси; m, m_T – масса подрессоренных элементов вагона и неподрессоренных частей тележки соответственно; I_y, I_z, I_x – моменты инерции подрессоренных элементов вагона относительно центральных осей OY и OZ и момент инерции кузова относительно оси OX , проходящей на уровне пятников вагона; I_T – момент инерции тележки относительно центральной вертикальной оси; b – расстояние между серединами рессорных комплектов тележки; L, l – база вагона и тележки соответственно; s – расстояние между средними радиусами кругов катания колесной пары; h – высота центра тяжести кузова над пятником; P_i – вертикальные реакции каждого рессорного комплекта тележек вагонов ($i = 1, \dots, 4$); Q_1, Q_2 – горизонтальные боковые реакции рессорных комплектов первой и второй тележек соответственно; T_{xj}, T_{yj} – продольные и поперечные составляющие касательных реакций между каждым колесом вагона и рельсом соответственно ($j = 1, \dots, 8$); F_i – сила взаимодействия гребня колеса и рельса; M_{T1}, M_{T2} – момент сил сухого трения в пятниковом узле первой и второй тележек соответственно; X, Y, Z – проекции равнодействующей сил давления жидкости на котел цистерны; M_x, M_y, M_z – моменты относительно осей O_{1x}, O_{1y}, O_{1z} сил давления жидкости на котел; g – ускорение свободного падения. Выражения сил реакций рессорных комплектов и значения моментов трения приведены в [1].

Чтобы учесть дополнительные эффекты, вызванные движением по пути с быстро меняющимся уклоном, в разработанную ранее [2] модель дополнительно введена угловая скорость кузова ω , обусловленная кривизной K пути $\omega = K(x)\dot{x}$. Горочный путь составлен из прямолинейных рельсов, уложенных под разными углами к горизонту. Вследствие того, что вагон взаимодействует с железнодорожным путем через две тележки, траектория движения центра масс кузова вагона не полностью

совпадает с формой пути и при переходе с рельса на рельс имеет криволинейную форму. Соответствующая кривизна траектории может быть определена по известным формулам аналитической геометрии.

Для учета эффектов, вызванных движением по кривой в плане, в модель включены угловые ускорения $\varepsilon, \varepsilon_1, \varepsilon_2$, появление которых вызвано изменением ориентации вагона при движении по кривой, а также нормальные ускорения a_n, a_{n1}, a_{n2} .

Поскольку угловая скорость короткого отрезка, моделирующего вагон, движущегося по дуге радиуса r со скоростью V .

$$\omega = \frac{V}{r},$$

то угловое ускорение вагона

$$\varepsilon = \dot{\omega} = \frac{\dot{V}}{r} - \frac{V\dot{r}}{r^2} = \frac{\ddot{x}}{r} - \frac{\dot{x}\dot{r}}{r^2}.$$

Нормальное ускорение

$$a_n = \frac{V^2}{r} = \frac{(\dot{x})^2}{r}$$

Для учета взаимодействия транспортного средства с перевозимой жидкостью использован алгоритм, рассмотренный в [3], причем движение вязкой жидкости описывалось с помощью уравнений Навье – Стокса и неразрывности. Взаимосвязанность уравнений динамики жидкости с уравнениями колебаний экипажа обусловила выбор следующего алгоритма расчетов на каждом шаге по времени. Сначала по известным характеристикам движения котла цистерны определялось распределение скоростей и давлений в массиве жидкости. При этом одновременно получалась новая форма свободной поверхности жидкости. Затем вычисленные значения сил давления жидкости на котел подставлялись в уравнения движения экипажной части, из которых находились значения перемещений и скоростей деталей цистерны.

Предложенная математическая модель легла в основу программы, моделирующей движение цистерны при роспуске ее с сортировочной горки. Выполненные расчеты показали, что параметры колебательных движений вагона весьма сильно зависят от исходных данных, принятых для расчета. При некоторых начальных условиях движения частично заполненной цистерны возможно увеличение амплитуд ее колебаний до величин, соответствующих неустойчивому движению цистерны и сходу ее с рельсов, что наблюдалось на практике.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет учесть влияние кривизны пути на параметры колебаний цистерны при роспуске с сортировочной горки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона.– М.: Транспорт, 1991.– 360 с.;
2. Шимановский А.О. Математическая модель и расчет динамики цистерн, частично заполненных жидкостью// Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике.– Мн.: УП «Технопринт», 2001.– С. 506-510.;
3. Шимановский А.О. Исследование продольной динамики цистерн, частично заполненных жидкостью// Восьмой Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике. Аннотации докладов.– Екатеринбург: УрО РАН, 2001.– С. 609-610.