

3. Небольшое увеличение инерционных масс сильно не повлияет на работоспособность муфты, так как принципиально планетарную передачу можно выполнить из наиболее легких материалов, т.к. планетарная передача является не «силовой», а «кинематической».

4. Выбор параметров радиально-роторного поджима требует более глубоких исследований, как теоретического, так и экспериментального плана.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. № 396483 (СССР). Муфта. Опубликовано в бюл. №36 29.08.1973.
2. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Детали машин и основы конструирования — Мн.: Вышэйшая школа, 2000.
3. Поздеев Е.В., Котлобай А.Я., Бутусов Г.Ф., Гуськов В.В. Динамика заклинивания обгонной муфты // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Выпуск 3. — Мн.: Вышэйшая школа, 1988.

УДК 531.39:629.4.015

А.О. Шимановский

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ «ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО — ЖИДКОСТЬ» ПРИ ВХОДЕ ЦИСТЕРНЫ В КРИВУЮ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

При транспортировке жидких грузов железнодорожным транспортом масса порожней цистерны сопоставима с массой перевозимой жидкости. Это приводит к изменению динамических качеств транспортного средства, перевозящего жидкость по сравнению с вагонами с твердым грузом. На них оказывает влияние перемещение жидкости относительно котла. Наибольший интерес здесь представляет изучение характера движения цистерны при переходных режимах движения, в частности, при входе в кривую. В то же время движение вагонов по кривым изучено недостаточно. Поэтому в работе поставлена задача разработки математической модели неравномерного движения цистерны по кривой.

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.

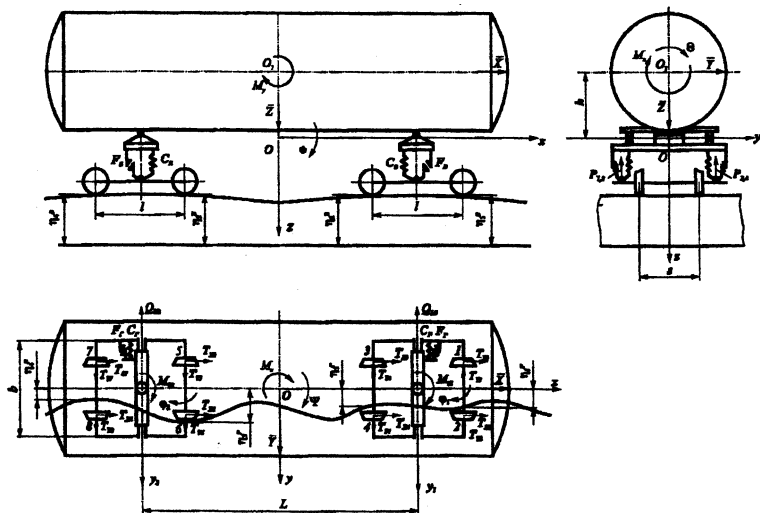


Рис. 1. Расчетная схема железнодорожной цистерны

Система дифференциальных уравнений пространственных колебаний грузового вагона приобретает вид:

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

В уравнениях системы (1) приняты следующие обозначения: y, z — 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 неподдресоренных 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 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_x, O_y, O_z сил давления жидкости на котел; g — ускорение свободного падения. Выражения сил реакций рессорных комплектов и значения моментов трения приведены в [3].

Чтобы учесть дополнительные эффекты, вызванные движением по кривой, в разработанную ранее [1] модель дополнительно введены угловые ускорения $\epsilon, \epsilon_1, \epsilon_2$, 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

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

Нормальное ускорение

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

Для описания движения жидкости в процессе ее перемещения внутри котла цистерны используется система дифференциальных уравнений, включающая уравнения Навье-Стокса и неразрывности:

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{f} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \bar{\nabla};$$

$$\text{div } \bar{v} = 0.$$

где \bar{v} — вектор скорости частицы жидкости; p — давление жидкости в рассматриваемой точке; ρ — плотность жидкости; ν — кинематическая вязкость жидкости; \bar{f} — плотность распределения внешних объемных сил, действующих на частицу жидкости;

$$\bar{f} = \bar{g} - \bar{a}_{\text{пер}} - \bar{a}_{\text{кор}},$$

где \bar{g} — ускорение свободного падения.

Наличие в уравнениях переносного $\bar{a}_{\text{пер}}$ и кориолисова $\bar{a}_{\text{кор}}$ ускорений обусловлено движением котла цистерны, приводящим к появлению сил инерции. Выражения этих ускорений имеют вид:

$$\bar{a}_{\text{пер}} = \bar{a}_0 + \frac{d\bar{\omega}_k}{dt} \times \bar{r} + \bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{r}); \quad \bar{a}_{\text{кор}} = 2 \left(\bar{\omega}_k \times \frac{d\bar{r}}{dt} \right),$$

где \bar{a}_0 — ускорение начала подвижной системы отсчета O , связанной с котлом; $\bar{\omega}_k$ — вектор угловой скорости котла цистерны; \bar{r} — радиус-вектор частицы жидкости, проведенный из точки O .

Действие жидкости на котел учитывается через распределенные силы давления. Их равнодействующая \bar{F} и результирующий момент сил давления \bar{M}_0 определяются путем интегрирования по смоченной поверхности котла Σ :

$$\bar{F} = - \int_{\Sigma} p \bar{n} dS; \quad \bar{M}_0 = - \int_{\Sigma} (\bar{r} \times \bar{n}) p dS,$$

где \bar{n} — единичный вектор нормали к поверхности.

В результате расчетов определено распределение скоростей течения жидкости в зависимости от времени, а также изменение уровня жидкости в процессе движения с постоянным ускорением. Выполнена визуализация процесса перетекания жидкости.

На рис. 2 приведены схемы расположения жидкости в цистерне для ряда последовательных моментов времени. Они показывают, что в течение поворота свободная поверхность жидкости имеет форму, близкую к прямолинейной. Следовательно, для приближенных расчетов переходных режимов движения цистерн можно использовать модель, предполагающую, что свободная поверхность жидкости остается плоской в течение процесса торможения [2].

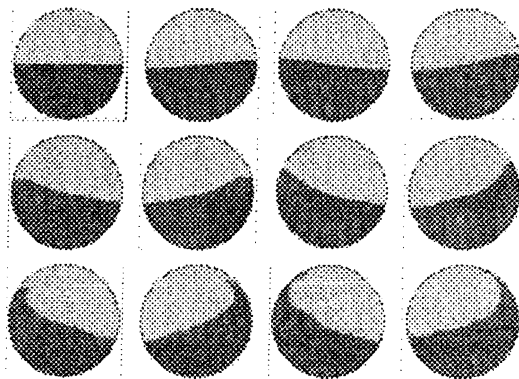


Рис. 2. Схема движения жидкости в котле цистерны

Полученные результаты позволили уточнить значение опрокидывающего момента при входе цистерны в поворот. Он оказался на 20% большим по сравнению со значением, полученным при использовании маятниковой модели жидкости.

Анализ выполненных многократных расчетов позволил сделать вывод о необходимости ограничения скорости входа цистерны, частично заполненной жидкостью, на боковой путь пятьюдесятью километрами в час.

ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. Шимановский А., Плескачевский Ю., Кракова И. Влияние перетекания жидкости в цистернах на их динамику при переходных режимах движения// ЈУЖЕЛ, The 7th International Scientific Conference of Railway Experts.— Yugoslavia, Vrnjaska Banja, October 04–06. — Београд, 2000. — С. 404–407.