

При уменьшении жесткости связей между вагоном и перевозимым грузом происходит некоторое увеличение ускорения вагона. В то же время амплитуда ускорения груза уменьшается. Однако при этом существенно возрастают перемещения грузов, что может привести к повреждению упаковки.

В ходе вычислений при изменении коэффициентов жесткости и неупругого сопротивления упаковки получено, что силы, действующие на упаковку со стороны груза, существенно зависят от названных параметров. Причем при малых значениях коэффициента жесткости, что характерно, например, для картона возможны ее значительные деформации, что фактически соответствует его разрыву. Расчеты показали, что изменением параметров связей между вагоном и упаковкой можно значительно снизить этот эффект.

Таким образом, разработанная модель может быть использована для подбора параметров приспособлений для крепления грузов, обеспечивающих их сохранность в процессе доставки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Блохин Е.П., Барбас И.Г., Манашкин Л.А. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах. – М.: Транспорт, 1989. – 230с.
2. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 360с.
3. Правила технической эксплуатации Белорусской железной дороги. – М.: Транспорт, 1994. – 161 с.

УДК 629.113

А. О. Шимановский, И. Е. Кракова

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И РАСЧЕТ ДИНАМИКИ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Усовершенствование конструкций колесных транспортных средств, традиционно основывается на результатах их испытаний. Однако только применение численно-го эксперимента позволяет создать рациональную конструкцию транспортирующей машины, удовлетворяющей необходимым эксплуатационным требованиям к ней.

В современных транспортных средствах масса перевозимого груза, как правило, сопоставима с массой автомобиля. Поэтому в случае, когда перевозимый груз имеет

возможность относительного перемещения в кузове автомобиля, только совместное рассмотрение системы «машина – транспортируемый груз» позволит получить адекватные результаты динамических расчетов. В работе поставлена задача: разработать такую математическую модель транспортного средства, которая позволяет учесть описанный эффект.

В качестве расчетной схемы примем известную модель динамики транспортного средства, дополненную с учетом современных достижений в теории динамики автомобиля (рисунок 1). Динамические уравнения движения ходовой части автомобиля имеют вид.

$$m(\dot{v}_y + v_x \omega) = F_{1n} \cos(\delta_n(t)) + F_{1л} \cos(\delta_n(t)) + F_{2n} + F_{2л}; \quad (1)$$

$$I_x \dot{\omega} = a [F_{1n} \cos(\delta_n(t)) + F_{1л} \cos(\delta_n(t))] - b [F_{2n} + F_{2л}]; \quad (2)$$

$$I_x \ddot{\phi} = -(K_1 + K_2) \phi - (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{\phi} + M_1 + M_2 \quad (3)$$

Первое уравнение характеризует движение вдоль поперечной оси y , а второе и третье описывают поворот ходовой части вокруг осей z и x .

В уравнениях (1–3) использованы следующие обозначения: m – масса автомобиля; a и b – размеры, определяющие положение центра тяжести автомобиля; L – база автомобиля; F – боковая сила, действующая на колеса; P – нормальная сила взаимодействия колеса с дорогой; v_x, v_y – проекции скорости центра масс на оси координат; $\dot{\omega}$ – ускорение, характеризующее отклонение от прямолинейного движения; M_1, M_2 – моменты центробежных сил; I_x, I_z – моменты инерции автомобиля относительно осей x и z соответственно; K_1, K_2 – коэффициенты жесткости; σ_1, σ_2 – коэффициенты демпфирования; δ – средний угол поворота колеса. Индексы 1 и 2 соответствуют передней и задней оси, а индексы n и $л$ – правому и левому колесам.

Боковые силы, действующие на колеса автомобиля, является функциями нормальных сил взаимодействия колеса с дорогой, и углов увода колес. Они могут быть рассчитаны по формулам, приведенным в [3].

Силы нормального давления каждого из колес автомобиля на поверхность дороги могут быть определены из уравнений, составленных с применением метода кинестатики:

$$P_{1n} = \frac{Pb}{a+b} \cdot \frac{c_1 + e_1 \sin \phi}{2c_1} + T_1;$$

$$P_{1л} = \frac{Pb}{a+b} \cdot \frac{c_1 - e_1 \sin \phi}{2c_1} - T_1;$$

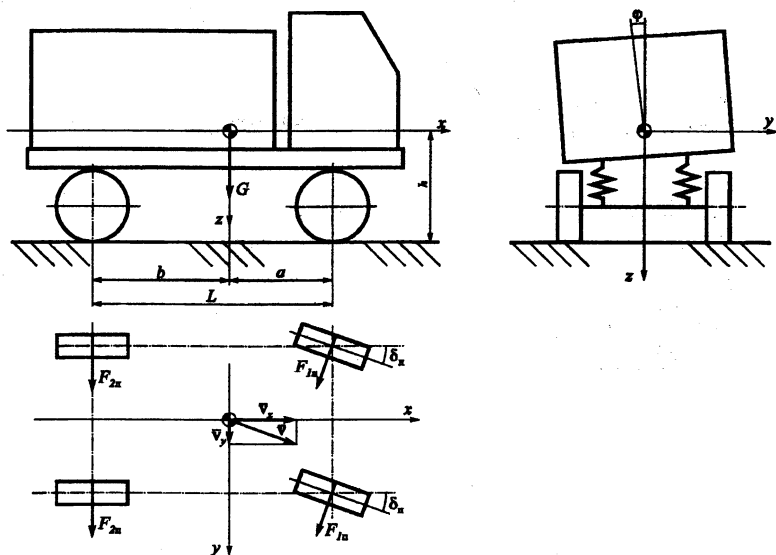


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля

$$P_{2n} = \frac{Pa}{a+b} \cdot \frac{c_2 + e_2 \sin \varphi}{2c_2} + T_2;$$

$$P_{2a} = \frac{Pa}{a+b} \cdot \frac{c_2 - e_2 \sin \varphi}{2c_2} - T_2.$$

Здесь T_1 и T_2 – составляющие центробежных сил, приложенных к передней и задней осям, которые определяются из следующих соотношений:

$$T_1 = \frac{\Phi b}{(a+b)} \cdot \frac{h_1}{2c_1} + \frac{K_1 \varphi + \sigma_1 \varphi}{2c_1};$$

$$T_2 = \frac{\Phi a}{(a+b)} \cdot \frac{h_2}{2c_2} + \frac{K_2 \varphi + \sigma_2 \varphi}{2c_2},$$

где Φ – равнодействующая центробежных сил инерции

$$\Phi = m(v_x \omega).$$

Моменты центробежных сил, возникающие на передней и задней осях автомо-

бия, выражаются, соответственно, через равнодействующую центробежных сил инерции

$$M_1 = \frac{\Phi b}{(a+b)} e_1, \quad M_2 = \frac{\Phi a}{(a+b)} e_2;$$

$$e_1 = h - h_1, \quad e_2 = h - h_2$$

где Φ – угол поворота корпуса автомобиля относительно продольной оси; c_1, c_2 – передняя и задняя полуколея транспортного средства; h – размер, определяющий положение центра тяжести автомобиля по отношению к поверхности дороги; h_1, h_2 – размеры, определяющие положение центра масс передней и задней осей по отношению к поверхности дороги, соответственно для задней и передней осей автомобиля; M_1, M_2 – центробежные моменты, возникающие на передней и задней осях автомобиля, соответственно.

Углы увода для каждого из колес автомобиля могут быть определены из следующих соотношений:

$$\tau_{1n} = \gamma_{1n} + \beta_{1n} + \delta_n - \arctg \left(\frac{v_y + \omega a}{v_x - \omega c_1} \right);$$

$$\tau_{1z} = \gamma_{1z} + \beta_{1z} + \delta_n - \arctg \left(\frac{v_y + \omega a}{v_x + \omega c_1} \right);$$

$$\tau_{2n} = \gamma_{2n} + \beta_{2n} - \arctg \left(\frac{v_y - \omega b}{v_x - \omega c_2} \right);$$

$$\tau_{2z} = \gamma_{2z} + \beta_{2z} - \arctg \left(\frac{v_y - \omega b}{v_x + \omega c_2} \right),$$

где γ и β – углы, определяемые «развалом» и «схождением» колес автомобиля, соответственно, как это описано в [4].

На базе описанных соотношений составлена программа, моделирующая динамику двухосного транспортного средства, перевозящего твердый груз. Результаты расчетов оказались близки к значениям, приведенным в [1].

Описанный алгоритм динамического расчета наряду с использованием подхода, описанного в [2], может быть применен для расчета управляемости и устойчивости автоцистерн.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. Издательство «Машиностроение». — Москва, 1971.
2. Шимановский А. О., Лагодин А. В. Математическое моделирование процесса перетекания жидкости в котле частично заполненной цистерны//Материалы международной научно-технической конференции «Вклад вузовской науки в развитие приоритетных направлений производственно-хозяйственной деятельности, разработку экономичных и экологически чистых технологий и прогрессивных методов обучения», посвященной 80-летию Белорусской государственной политехнической академии. — Минск, 2000. — с. 86.
3. Расејка Н.В., Besselink I.J. Magic formula tyre model with transient properties// Vehicle System Dynamics. — 27. — 1997.
4. Russo M., Russo R., Volpe A. Car parameters identification by handling manoeuvres// Vehicle System Dynamics. — 34. — 2000. — С. 423–436.