

Входящие в уравнения (1) ускорения \ddot{x} (вдоль продольной оси машины), \ddot{y} (нормально продольной оси) и $\dot{\omega}$ — угловое ускорение относительно вертикальной оси, являются неизвестными. При решении системы уравнений (1) эти ускорения обычно выражают через другие неизвестные: углы увода осей, радиус поворота, смещение центра поворота и т.д. Имеющиеся в теории автомобиля выражения для определения ускорений центра тяжести [1, 2] не позволяют исследовать криволинейное движение колесной машины с малыми радиусами поворота.

Чтобы найти выражения для определения ускорений центра тяжести машины, воспользуемся рис. 1.

Скорость v и ускорение \dot{v} , направленные вдоль продольной оси машины (оси X), одинаковы для всех точек. Поэтому можем написать

$$v_x = v, \quad \dot{x} = \dot{v}. \quad (2)$$

При теоретических исследованиях криволинейного движения ускорением \dot{v} обычно задаются и называют его ускорением колесной машины [1 - 3] и др. Если принять ускорение \dot{v} постоянным, то скорость движения машины, направленная вдоль продольной оси, определится по известному выражению

$$v = v_0 + \dot{v}t, \quad (3)$$

где v_0 — начальная скорость движения машины.

Тангенциальное j_{tc} и нормальное j_{nc} ускорения центра тяжести определяются известными выражениями

$$j_{tc} = \dot{v}_c; \quad j_{nc} = \frac{v_c^2}{OC} = \omega^2 OC, \quad (4)$$

где v_c — полная скорость центра тяжести машины; OC — кратчайшее расстояние от мгновенного центра поворота до центра тяжести машины.

Спроектируем эти ускорения на подвижные оси координат x и y , связанные с машиной,

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \pm j_{tc} \cos DOC - j_{nc} \sin DOC; \\ \ddot{y} &= \pm j_{tc} \sin DOC + j_{nc} \cos DOC. \end{aligned} \quad (5)$$

Обозначив расстояние от мгновенного центра поворота O до центра тяжести машины C через $R_c = OC$, согласно рис.1, получаем

$$R_c = \sqrt{R^2 + (b - E)^2}; \quad \cos \angle DOC = \frac{R}{R_c}; \quad (6)$$

$$\sin \angle DOC = \frac{b - E}{R_c},$$

где R - радиус поворота машины; E - смещение центра поворота; b - расстояние от центра тяжести для задней оси.

Подставив выражения (4) и (6) в уравнение (5), получим формулы для определения ускорений центра тяжести машины, направленные вдоль подвижных осей координат x и y ,

$$\ddot{x} = \frac{\dot{v}_c R}{\sqrt{R^2 + (b - E)^2}} - \frac{v^2}{R^2} (b - E); \quad (7)$$

$$\ddot{y} = \frac{v^2}{R} + \frac{\dot{v}_c (b - E)}{\sqrt{R^2 + (b - E)^2}}. \quad (8)$$

Так как $\ddot{x} = \dot{v}$ и этим ускорением задаемся, то из уравнения (7) можно выразить ускорение \dot{v}_c и, подставив его значение в выражение (8), окончательно получим формулы для определения ускорений центра тяжести машины, направленных вдоль подвижных осей координат x и y

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= \dot{v}; \\ \ddot{y} &= \frac{1}{R} \left[v^2 + \dot{v}(b - E) + \frac{v^2}{2} (b - E)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Угловая скорость поворота машины относительно оси, перпендикулярной плоскости движения, определяется известным выражением $\omega = v/R$. Дифференцируя это выражение, получим угловое ускорение машины

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{v}}{R} - v \frac{\dot{R}}{R^2}. \quad (10)$$

Если ускорения центра тяжести машины выразить через углы увода осей, то выражения (9) и (10) примут вид

$$\ddot{x} = \dot{v}$$

$$\ddot{y} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2}{L} \left\{ v^2 + \left(b - \frac{\psi_2 L}{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2} \right) x \right.$$

$$\left. x \left[\left(b - \frac{\psi_2 L}{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2} \right) \frac{v^2 L^2}{[\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2]^2} + \dot{v} \right] \right\} \quad (11)$$

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{v}}{L} [\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2] + \frac{v}{L} \left[\frac{\dot{\alpha} - \dot{\psi}_1}{\cos^2(\alpha - \psi_1)} + \dot{\psi}_2 \right]$$

Следовательно, ускорения центра тяжести, которые входят в исходные уравнения (1) криволинейного движения машины как неизвестные, выражены через два других неизвестных: радиус поворота и смещение центра поворота (выражения (9) и (10)), или через углы увода осей (выражения (11)).

По полученным выражениям, а также по формулам, опубликованным в работах [1] и [2], был произведен расчет применительно к трактору "Беларусь". В качестве исходных данных принимались следующие параметры: $v_0 = 5,55$ м/с; $\dot{v} = -0,554$ м/с²; $\alpha_0 = 0$; $\dot{\alpha} = 0,1$ 1/с; $L = 2,45$ м; $b = 0,94$ м.

Изменение углов увода осей по времени представлено в табл. 1. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Формулы для определения ускорений центра тяжести машины, приведенные в работе [1], совпадают с формулами работы [2], поэтому результаты расчета по ним также совпадают.

Сравнение результатов расчетов по предложенным зависимостям и опубликованные в работах [1] и [2] показывает, что при малых углах поворота управляемых колес (меньше 10°) величины ускорений центра тяжести машины, определенные по выражениям (9) - (11) и по [1] и [2], практически

Таблица 1

t, с	0	1	2	3	4	5
ψ_1 , рад	0,00	0,0574	0,1025	0,1390	0,1670	0,1895
ψ_2 , рад	0,00	0,0626	0,1130	0,1470	0,1760	0,2070

Т а б л и ц а 2

t, с		0	1	2	3	4	5
\ddot{x} , м/с ²	по выр. (9) – (11)	-0,554	-0,554	-0,554	-0,554	-0,554	-0,554
	по форм. [1]; [2]	-0,554	-0,530	-0,499	-0,514	-0,522	-0,635
\ddot{y} , м/с ²	по выр. (9) – (11)	-	1,095	1,720	1,940	1,900	1,700
	по форм. [1]; [2]	-	0,972	1,712	1,986	1,620	1,856
$\dot{\omega}$, 1/рад ²	по выр. (9) – (11)	-	0,237	0,219	0,226	0,235	0,251
	по форм. [1]; [2]	-	0,237	0,217	0,233	0,250	0,298

совпадают. Отличие величин ускорения, подсчитанных по различным формулам, достигает 15 – 18% при значительных углах поворота управляемых колес.

Л и т е р а т у р а

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., 1971. 2. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М., 1950. 3. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М., 1970.

УДК 621.431.73

Г.М. Кокин, проф.

ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА АВТОПОЕЗДОВ ОБЩЕТРАНСПОРТНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Общественные автопоезда представляют собой грузовой автомобиль с прицепами или седельный тягач с полуприцепом и предназначаются для работы на усовершенствованных дорогах.

Специальные автопоезда, предназначенные для особых условий эксплуатации, например лесовозы, трубовозы для перевозки плетей труб, поезда по перевозке тяжелых неделимых грузов и поезда на базе автомобилей высокой проходимости, в данной работе не рассматриваются.

Основными конструктивными факторами, влияющими на транспортную производительность поезда, являются грузоподъемность и скорость движения. Грузоподъемность определяется целесообразными партиями перевозимых грузов и ограничивается несущей способностью дорог по осевому весу, а также долей веса, приходящейся на ведущие колеса, от общего веса поезда.