

Колесо 8-20

$$a_0 = 0,0033$$

$$a_1 = 0,0112$$

$$a_2 = -0,0004$$

Колесо 11-20

$$a_0 = 0,2717$$

$$a_1 = -0,0172$$

$$a_2 = 0,00028$$

С увеличением угла увода интенсивность нарастания боковой силы уменьшается. С увеличением буксования ведущего колеса боковые усилия существенно снижаются. Боковая сила колеса 11-20 при угле увода 10° и $\delta = 0,05$ равна 2,5 кН, а при $\delta = 0,15$ $Y = 1,4$ кН.

Полученные аппроксимационные зависимости между силовыми показателями P , P_f , Y и кинематическими режимами δ , θ движения ведущих колес могут быть использованы при построении математической модели прямолинейного движения колеса и его поворота.

Л и т е р а т у р а

1. Петрушов Р.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М., 1975.

УДК 629.11.012.3.001.24

А.И.Скуртул

ТОРМОЖЕНИЕ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА НА КРИВОЛИНЕЙНОМ УЧАСТКЕ ПУТИ

Одной из основных особенностей эластичного колеса является его способность изменять геометрические размеры и форму в связи с деформацией пневматика под действием передаваемых сил моментов.

Деформация шины колеса, движущегося в тормозном режиме, характеризуется тангенциальным и боковым смещением отпечатка и углом поворота площадки контакта относительно вертикальной оси [1]. В связи с этим возникла необходимость рассмотрения этого режима для получения уравнений движения колеса, катящегося без проскальзывания, и реакций связей в пятне контакта.

Расчетная схема колеса приведена на рис. 1. К диску колеса приложены тормозной момент $M(t)$, поворачивающий момент $M_{пов}$ и боковая сила P_6 , действующая перпендикулярно

плоскости колеса. Для упрощения примем угол наклона площадки контакта в боковом направлении равным нулю.

Условия отсутствия линейного и углового проскальзывания окрестности точки a поверхности шины определяются уравнениями [1]

$$\bar{v}_a = 0; \quad \bar{\omega}_a = 0, \quad (1)$$

где \bar{v}_a – скорость материальной точки a ; $\bar{\omega}_a$ – угловая скорость материальной окрестности этой точки.

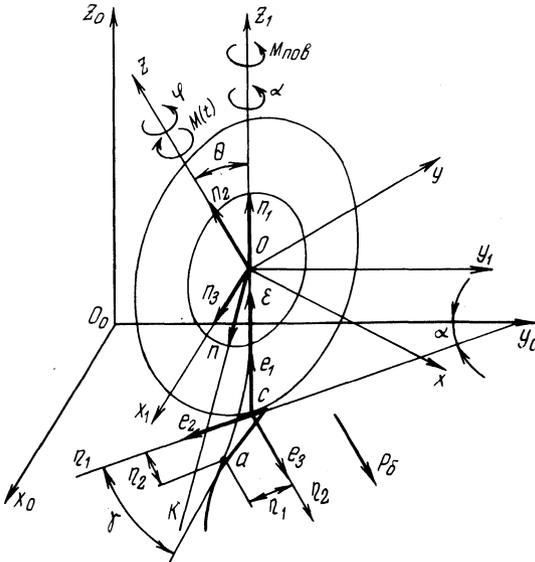


Рис. 1. Расчетная схема колеса.

Предполагая отсутствие проскальзывания как в поперечном, так и в продольном направлениях, условия (1) запишем так:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_0 + r_k \dot{\varphi}_0 (\sin \alpha + \cos \alpha \sin \gamma) + \dot{\eta}_1 \sin \alpha + \dot{\eta}_2 \cos \alpha &= 0; \\ \dot{y}_0 - r_k \dot{\varphi}_0 (\cos \alpha - \sin \alpha \sin \gamma) - \dot{\eta}_1 \cos \alpha + \dot{\eta}_2 \sin \alpha &= 0; \\ \dot{\alpha} + \dot{\gamma} - r_k (a_1 \dot{\eta}_2 - a_2 \dot{\gamma}) \dot{\varphi}_0 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где a_1, a_2 – коэффициенты кривизны средней линии шины [2],

$$a_1 = 4(C_{\eta_2}/K_6)^2; \quad a_2 = 4C_{\eta_2}/K_6.$$

Примем в качестве обобщенных координат следующие параметры: перемещение центра колеса вдоль оси $O_0 X_0$, $X_0 = q_1$ и оси $O_0 Y_0$, $Y_0 = q_2$; угол поворота колеса относительно оси OZ , $\varphi_0 = q_3$ и оси OZ_1 , $\alpha = q_4$; тангенциальную и боковую деформацию шины $\eta_1 = q_5$, $\eta_2 = q_6$; угол поворота площадки контакта $\gamma = q_7$.

Поскольку уравнения кинематических связей (2) являются неголономными, дифференциальные уравнения движения колеса с упругим пневматиком получены с помощью уравнений Лагранжа с неопределенными множителями и имеют вид

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_0 &= P_6 \cos\alpha + \lambda_1; \\ m\ddot{y}_0 &= P_6 \sin\alpha + \lambda_2; \\ J_{kz} \ddot{\varphi}_0 &= -M(t) + r_k (\lambda_1 \sin\alpha - \lambda_2 \cos\alpha) + \\ &+ r_k \sin\gamma (\lambda_1 \cos\alpha + \lambda_2 \sin\alpha) - A_1 \lambda_3; \\ J_{kz_1} \ddot{\alpha} &= M_{\text{пов}} + \lambda_3; \\ C_{\eta_1} \eta_1 + K_{\eta_1} \dot{\eta}_1 &= \lambda_1 \sin\alpha - \lambda_2 \cos\alpha; \\ C_{\eta_2} \eta_2 + K_{\eta_2} \dot{\eta}_2 &= \lambda_1 \cos\alpha + \lambda_2 \sin\alpha; \\ C_{\gamma} \gamma + K_{\gamma} \dot{\gamma} &= \lambda_3; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где m - масса колеса; J_{kz} , J_{kz_1} - моменты инерции колеса относительно осей OZ , OZ_1 ; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - неопределенные множители Лагранжа; r_k - радиус качения колеса; C_{η_1} , C_{η_2} , C_{γ} - тангенциальная, боковая и крутильная жесткость шины, K_{η_1} , K_{η_2} , K_{γ} - коэффициенты неупругого сопротивления шины в тангенциальном, боковом направлениях и при угловой деформации; K_6 - коэффициент сопротивления боковому уводу; $A_1 = 4r_k C_{\eta_2} (C_{\eta_2}/K_6 - \gamma)/K_6$.

Реакции связей определяются следующими выражениями:

$$\begin{cases} R_{\eta_1} = C_{\eta_1} \eta_1 + K_{\eta_1} \dot{\eta}_1; \\ R_{\eta_2} = C_{\eta_2} \eta_2 + K_{\eta_2} \dot{\eta}_2; \\ M_{\text{ст}} = C_{\gamma} \gamma + K_{\gamma} \dot{\gamma}, \end{cases} \quad (4)$$

где R_{η_1} , R_{η_2} - тангенциальная и боковая реакции; $M_{\text{ст}}$ - стабилизирующий момент.

Совместное решение уравнений (2) и (3) позволяет избавиться от неопределенных множителей Лагранжа. Таким образом, окончательно получаем

$$\begin{aligned} \ddot{x}_o &= [(P_6 + R_{\eta_2}) \cos \alpha + R_{\eta_1} \sin \alpha] / m; \\ \ddot{y}_o &= [(P_6 + R_{\eta_2}) \sin \alpha - R_{\eta_1} \cos \alpha] / m; \\ \ddot{\varphi}_o &= [-M(t) + r_k (R_{\eta_1} + R_{\eta_2} \sin \gamma) - A_1 M_{\text{ст}}] / J_{kz}; \\ \ddot{\alpha} &= (M_{\text{пов}} + M_{\text{ст}}) / J_{kz_1}; \\ \ddot{\eta}_1 &= r_k M(t) / J_{kz} - A_2 R_{\eta_1} - r_k (r_k R_{\eta_2} \sin \gamma - A_1 M_{\text{ст}}) / J_{kz} - \dot{\alpha} A_3; \\ \ddot{\eta}_2 &= -P_6 / m + r_k \sin \gamma (M(t) / J_{kz} - r_k R_{\eta_1} + A_1 M_{\text{ст}}) - A_4 R_{\eta_2} - \\ &\quad - \dot{\alpha} A_5 - \dot{\varphi}_o \dot{\gamma} r_k \cos \gamma; \\ \ddot{\gamma} &= \dot{A}_1 \dot{\varphi}_o + A_1 [-M(t) + r_k (R_{\eta_1} + R_{\eta_2} \sin \gamma)] / J_{kz} - M_{\text{пов}} / J_{kz_1} - \\ &\quad - (A_1^2 J_{kz_1} + J_{kz}) M_{\text{ст}} / J_{kz} J_{kz_1}; \\ A_2 &= (J_{kz} + m r_k^2) / J_{kz} m; \quad A_3 = \dot{y}_o \sin \alpha + \dot{x}_o \cos \alpha; \\ A_4 &= (J_{kz} + m r_k^2 \sin^2 \gamma) / J_{kz} m; \quad A_5 = \dot{y}_o \cos \alpha - \dot{x}_o \sin \alpha. \end{aligned}$$

Полученные уравнения описывают динамику движения эластичного колеса в тормозном режиме и могут быть использованы при исследовании устойчивости транспортных средств.

Л и т е р а т у р а

1. Гоберман Л.А. Прикладная механика колесных машин. М., 1973. 2. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. М., 1976.

УДК 629. 114.2

С.М.Белов, канд.техн.наук,
Ж.П.Фойницкая

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ОРУДИЯ

При проектировании механизма навески геометрические параметры выбираются так, чтобы в процессе подъема орудия из рабочего положения в транспортное обеспечить постоянное значение кинематического передаточного числа или близкое к нему. Это приводит к равномерной нагрузке гидропривода, так как усилие на штоке, в большей степени определяющее давление в магистралях гидросистемы, находится в прямой зависимости от передаточного числа при постоянной массе орудия [1]. Зависимость имеет вид

$$F_{шт} \eta_M = (G_{ор} + F_{ин}) i_s,$$

где $F_{шт}$ - усилие, развиваемое на штоке силового цилиндра; η_M - механический КПД навески; $G_{ор}$ - сила тяжести орудия; $F_{ин}$ - сила инерции орудия; i_s - кинематическое передаточное число.

В основу проектирования навесных систем современных тракторов заложено передаточное число, равное 3,5...4,5, считая при этом, что центр тяжести орудия расположен на оси подвеса. Такое допущение объясняется тем, что при современном расчете навески принят графический метод определения передаточного числа (метод планов скоростей). Громоздкость и трудоемкость этого метода при расчетах для каждой агрега-