

## МОДЕЛЬ ПОВОРОТА МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА ГРУНТЕ

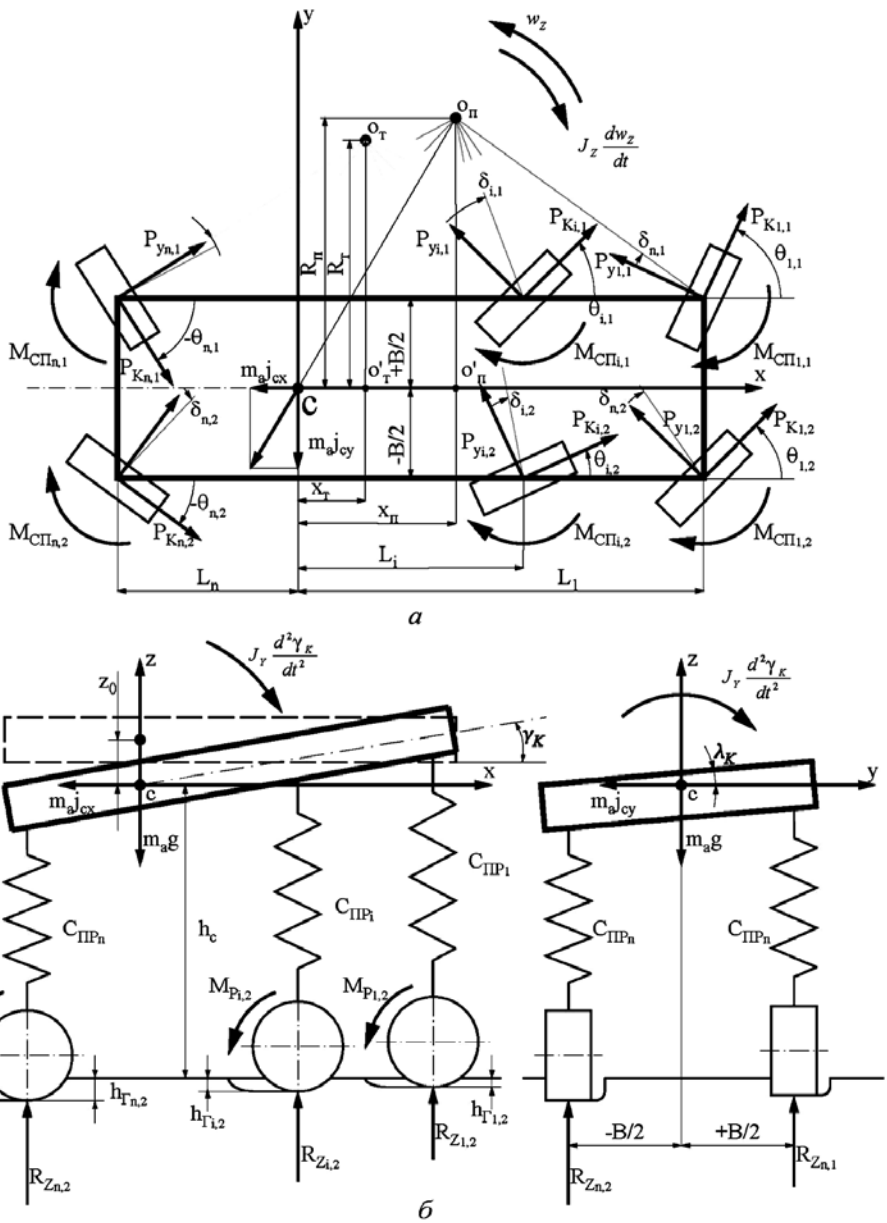
*Приведены физическая и математическая модели, описывающие динамику поворота многоосной колесной машины на деформируемом грунте с учетом произвольных механической схем трансмиссии и управления и расположения осей по базе.*

Эффективность многоосной колесной машины (МКМ) зависит от ее подвижности, определяемой совокупностью взаимосвязанных эксплуатационных свойств, одним из которых является поворотливость. Поворотливость — это способность автомобиля маневрировать в заданных условиях на дороге и местности в заданный промежуток времени. В этом случае поворотливость автомобиля определяется не только кинематическими (радиусом поворота и шириной габаритной полосы движения), но также силовыми (коэффициентами использования сил сцепления колес) и энергетическими (затратами мощности на поворот) показателями. Поворотливость на деформируемом грунте в таком понимании тесно связана с профильной и опорной проходимостью.

Для получения объективной оценки параметров поворотливости и проходимости МКМ на стадии проектирования автомобиля необходима достаточно простая физическая и достоверная математическая модель, учитывающая конструктивные параметры автомобиля и дорожно-грунтовые условия эксплуатации. В качестве базы для создания такой модели могут служить работы [1–6], но исследований в области криволинейного движения МКМ со сложной схемой трансмиссии по деформируемым грунтам пока недостаточно.

Для определения силовых и кинематических параметров криволинейного движения МКМ предлагается использовать одномассовую пространственную модель. В целях корректного описания ее расчетной схемы введем подвижную систему координат (рис. 1), скрепленную с корпусом так, что ее начало совпадает с центром масс (ЦМ) в т. С. Ось  $X$  направлена в сторону первой оси и совпадает с продольной осью симметрии МКМ, ось  $Y$  направлена в сторону центра поворота параллельно опорной поверхности, а ось  $Z$  — перпендикулярно вверх. Данная модель учитывает перераспределение нормальных реакций как между бортами МКМ, так и между осями, а также заглобление колес в грунт на разную глубину.

При определении реакций в пятне контакта приняты следующие допущения. 1. Поворот МКМ на деформируемой поверхности проис-



**Рис. 1. Физическая модель поворота МКМ на деформируемом грунте:**  
 схема силовых факторов, действующих на МКМ в плане (а) и в продольной и поперечной плоскостях (б)

ходит с относительно малой скоростью, вследствие этого пренебрегаем: боковым смещением центра масс относительно центров пятен контакта колес с опорной поверхностью наружного и внутреннего бортов; влиянием амортизаторов, сухого трения в подвеске; демпфированием в шинах; 2. Характеристика подвески линейна во всем диапазоне изменения нагрузок на колесо; 3. Рама шасси недеформируемая.

Все внешние силы, действующие на колеса, приведены к центру пятна контакта каждого колеса с опорной поверхностью; на раму через рычаги подвески от ведущих колес действуют реактивные моменты  $M_p$ , численно равные крутящим моментам. Сила тяжести МКМ приложена в т.  $C$ , соответствующей центру масс.

Дифференциальные уравнения движения ЦМ МКМ в продольной и поперечной вертикальных плоскостях запишем в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} m_a \frac{dV_z}{dt} &= \sum_i^n \sum_j^2 R_{Z_{ij}} - m_a g, \\ J_Y \frac{d^2 \gamma_k}{dt^2} &= \sum_i^n \sum_j^2 R_{Z_{ij}} L_i + \\ &+ h_c \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \cos \theta_{ij} - P_{Y_{ij}} \sin \theta_{ij}) + \sum_i^n \sum_j^2 M_{P_{ij}}, \\ J_X \frac{d^2 \lambda_k}{dt^2} &= \sum_i^n \sum_j^2 R_{Z_{ij}} B_j + h_c \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \sin \theta_{ij} + P_{Y_{ij}} \cos \theta_{ij}). \end{aligned} \right\} (1)$$

С учетом допущений уравнения связи имеют вид

$$R_{Z_{ij}} = C_{\text{пр}i} (Z_0 - L_i \gamma_k - B_j \lambda_k - h_{\Gamma_{ij}}), \quad (2)$$

где  $m_a$  — масса МКМ;  $R_{Z_{ij}}$  — нормальная реакция под колесом  $i$ -й оси  $j$ -го борта;  $J_X$  и  $J_Y$  — моменты инерции МКМ относительно соответствующих осей в подвижной системе координат;  $\gamma_k$  и  $\lambda_k$  — углы наклона корпуса МКМ в продольной и поперечной плоскостях;  $L_i$  — расстояние от ЦМ до  $i$ -й оси;  $h_c$  — высота ЦМ до начала движения;  $P_{X_{ij}}$  — сила тяги колеса  $i$ -й оси  $j$ -го борта,  $P_{X_{ij}} = R_{X_{ij}} - P_{f_{\Gamma_{ij}}}$ , где  $R_{X_{ij}}$  — тангенциальная реакция грунта;  $P_{f_{\Gamma_{ij}}}$  — сила сопротивления грунта качению колеса;  $\theta$  — угол поворота управляемого колеса;  $M_{P_{ij}}$  — реактивный момент;  $B_j = +B/2$  при  $j = 1$  и  $B_j = -B/2$  при  $j = 2$ ;  $C_{\text{пр}i}$  — приведенная жесткость упругого элемента подвески колеса  $i$ -й оси и шины,  $C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{ш}} C_p}{C_{\text{ш}} + C_p}$ ;  $Z_0$  — вертикальное перемещение ЦМ МКМ при статическом прогибе упругих элементов подвески колес;  $h_{\Gamma_{ij}}$  — глубина колеи под колесом  $i$ -й оси  $j$ -го борта.

Подставляя уравнение (2) в систему (1) и решая ее относительно  $Z_0$ ,  $\gamma_k$  и  $\lambda_k$ , получим

$$\begin{aligned} Z_0 &= (D_1 - D_2 + D_3) / (D_4 + E_3 E_4); \\ \gamma_k &= (Z_0 E_4 + E_1 A_6 - A_2 A_3 - A_2 \sum M_X) / E_2; \\ \lambda_k &= (Z_0 A_4 - \gamma_k A_7 - E_1) / A_2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{где } \sum Z &= m_a g; \quad \sum M_X = J_X d^2 \lambda_k / dt^2 - h_c \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \sin \theta_{ij} + \\
&+ P_{Y_{ij}} \cos \theta_{ij}); \quad \sum M_Y = J_Y d^2 \gamma_k / dt^2 - h_c \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \cos \theta_{ij} - P_{Y_{ij}} \sin \theta_{ij}) - \\
&- \sum_i^n \sum_j^2 M_{P_{ij}}; \quad D_1 = \left[ \left( \sum Z + A_8 \right) A_2 - E_1 A_1 \right] E_2; \quad E_1 = A_5 + \sum M_Y; \\
D_2 &= E_1 E_3 A_6; \quad E_2 = A_2^2 - A_6 A_7; \quad D_3 = \left( A_3 + \sum M_X \right) E_3 A_2; \\
E_3 &= A_1 A_7 - A_2 A_4; \quad D_4 = (A_2 A_9 - A_1 A_4) E_2; \quad E_4 = A_1 A_2 - A_4 A_6; \\
A_1 &= \sum_i^n \sum_j^2 C_{\text{пр}i} B_j; \quad A_2 = \sum_i^n \sum_j^2 C_{\text{пр}i} L_i B_j; \quad A_3 = \sum_i^n \sum_j^2 C_{\text{пр}i} h_{r_{ij}} B_j; \\
A_4 &= 2 \sum_i^n C_{\text{пр}i} L_i; \quad A_5 = \sum_i^n \sum_j^2 C_{\text{пр}i} h_{r_{ij}} L_i; \quad A_6 = \sum_i^n \sum_j^2 C_{\text{пр}i} B_j^2; \\
A_7 &= 2 \sum_i^n C_{\text{пр}i} L_i^2; \quad A_8 = \sum_i^n \sum_j^2 C_{\text{пр}i} h_{r_{ij}}; \quad A_9 = 2 \sum_i^n C_{\text{пр}i}.
\end{aligned}$$

Тангенциальные и боковые реакции каждого колеса МКМ определяются характером связей во всех узловых точках трансмиссии (рис. 2), кинематическими и силовыми параметрами взаимодействия колес с опорной поверхностью, внешними силами и конструктивными параметрами шасси. Для определения этих реакций, а также крутящих моментов и угловых скоростей колес и ветвей трансмиссии составлена система уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
m_a b j_{cX} &= \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \cos \theta_{ij} - P_{Y_{ij}} \sin \theta_{ij}), \\
m_a j_{cY} &= \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \sin \theta_{ij} + P_{Y_{ij}} \cos \theta_{ij}), \\
J_z \frac{d\omega_a}{dt} &= \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \sin \theta_{ij} + P_{Y_{ij}} \cos \theta_{ij}) L_i - \\
&- \sum_i^n \sum_j^2 (P_{X_{ij}} \cos \theta_{ij} - P_{Y_{ij}} \sin \theta_{ij}) B_j - \sum_i^n \sum_j^2 M_{\text{сн}ij}, \\
M_{1,2} \eta_{1,2}^{-m} - M_1 \eta_1^m - M_2 \eta_2^m &= 0, \quad 2\omega_{1,2} + k_1 \omega_1 + k_2 \omega_2 = 0, \\
k_3 M_1 \eta_1^m + k_5 M_2 \eta_2^m + k_4 \omega_1 + k_6 \omega_2, \\
\omega_{\kappa_{ij}} - V_{X_{ij}} / (r'_{\kappa_{ij}} - K_{X_{ij}} R_{X_{ij}}) &= 0, \\
M_{\kappa_{ij}} - R_{X_{ij}} r'_{\kappa_{ij}} - M_{fij} &= 0,
\end{aligned} \right\} (3)$$

где  $P_{Y_{ij}}$  — боковая сила, действующая от колеса на раму и численно равная боковой реакции грунта  $R_{Y_{ij}}$ ;  $b$  — коэффициент учета вращающихся масс;  $j_{cX}$  и  $j_{cY}$  — проекции ускорения ЦМ на продольную и поперечную оси МКМ:

$$j_{cX} = dV_{cX}/dt - V_{cY}\omega_z;$$

$$j_{cY} = dV_{cY}/dt + V_{cX}\omega_z;$$

$J_Z$  — момент инерции МКМ относительно оси  $Z$  в подвижной системе координат;  $\omega_Z$  — угловая скорость поворота МКМ;  $M_{спij}$  — момент сопротивления повороту колеса,  $M_{спij} = M_{трij} + M_{стij}$ ;  $M_{трij}$  — момент сопротивления повороту от трения шины в пятне контакта;  $M_{стij}$  — стабилизирующий момент шины;  $\omega_{1,2}$  — угловая скорость вала, подводящего крутящий момент  $M_{1,2}$  к одному из узлов трансмиссии (см. рис. 2);  $M_1$  и  $\omega_1$ , и  $M_2$  и  $\omega_2$  — крутящие моменты и угловые скорости валов трансмиссии, выходящие из данного узла;  $\eta_{1,2}$ ,  $\eta_1$  и  $\eta_2$  — КПД, характеризующие силовые потери в данной узловой точке и ветвях трансмиссии, выходящих из этой точки, соответственно, с учетом направления потока мощности;  $m = -1$  при передаче потока мощности от двигателя к колесам и  $m = 1$  — при обратном направлении потока;

$K_1 \dots K_6$  — коэффициенты, принимающие определенные значения в соответствии с условиями таблицы и рис. 3;  $M_{kij}$ ,  $M_{fij}$ ,  $V_{X_{ij}}$  и  $\omega_{kij}$  — крутящий момент, момент сопротивления качению, линейная и угловая скорости колеса, соответственно;  $r'_{kij}$  — радиус “чистого” качения колеса без скольжения в пятне контакта;  $K_{X_{ij}}$  — коэффициент относительного внешнего проскальзывания колеса.

Первые три уравнения системы (3) представляют собой уравнения движения ЦМ механической системы МКМ на опорной поверхности при повороте. Следующие три уравнения определяют силовые и кинематические связи в одной из

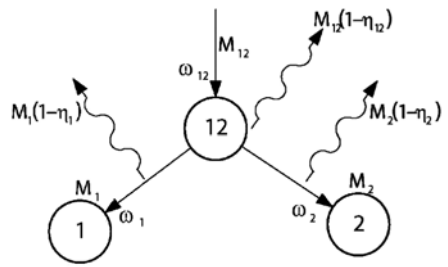


Рис. 2. Кинематические и силовые связи в одном из узлов трансмиссии

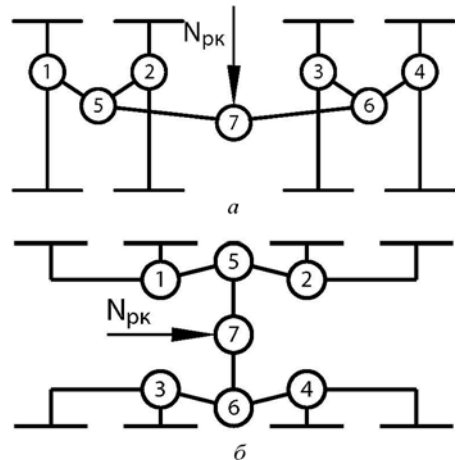


Рис. 3. Схемы трансмиссий четырехосных автомобилей:

$a$  и  $b$  — мостовая и бортовая схемы; 1... — нумерация узловых точек трансмиссии;  $N_{рк}$  — мощность, подведенная от раздаточной коробки

## Кинематические и силовые связи в узловой точке

Тип связи в узловой точке <sup>1)</sup>	Кинематические зависимости	Силовые зависимости	Коэффициент					
			$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$	$K_6$
БС	$\omega_1 = \omega_2 = \omega_{1,2}$	$M_1\eta_1^m + M_2\eta_2^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}$	-1	-1	0	1	0	-1
	$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_{1,2}$	$M_1\eta_1^m = M_2\eta_2^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}/2$	-1	-1	1	0	-1	0
	$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_{1,2}$	$2M_1\eta_1^m = M_2\eta_2^m = 2M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}/3$ $M_1\eta_1^m = 2M_2\eta_2^m = 2M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}/3$	-1	-1	2	0	-1	0
НД	$\omega_1 = \omega_2 = \omega_{1,2}$	$ M_1\eta_1^m - M_2\eta_2^m  < k_r M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}$	-1	-1	0	1	0	-1
		$M_1\eta_1^m + M_2\eta_2^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}$						
ДПВТ	$\omega_1 < \omega_2$	$M_1\eta_1^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}(1 + k_r)/2$	-1	-1	1	0	$-k_B^2$	0
	$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_{1,2}$	$M_2\eta_2^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}(1 - k_r)/2$						
	$\omega_1 > \omega_2$	$M_1\eta_1^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}(1 - k_r)/2$						
МСХ	$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_{1,2}$	$M_2\eta_2^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}(1 + k_r)/2$	-1	-1	$k_B$	0	-1	0
	$\omega_1 = \omega_2 = \omega_{1,2}$	$M_1M_2 > 0$	-1	-1	0	1	0	-1
	$\omega_1 > \omega_2 = 2\omega_{1,2}$ $\omega_2 > \omega_1 = 2\omega_{1,2}$	$M_1 = 0; M_2\eta_2^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}$ $M_2 = 0; M_1\eta_1^m = M_{1,2}\eta_{1,2}^{-m}$	0	-2	$10^6$	0	$-10^{-6}$	0
			-2	$10^6$	0	$-10^6$	0	

1. БС — блокированная связь; СД — симметричный дифференциал; НД — несимметричный дифференциал; ДПВТ — дифференциал повышенного внутреннего трения; МСХ — муфта свободного хода; 2.  $k_B$  — коэффициент блокировки дифференциала.

узловых точек трансмиссии. Седьмое уравнение системы (3) определяет связь кинематических параметров ведущего колеса с силовыми факторами. При его выводе приняты допущения о том, что при нагружении пневмоколеса нормальной нагрузкой, продольной силой и крутящим моментом происходит потеря скорости за счет радиальной деформации  $\Delta V_Z$ , тангенциальной деформации  $\Delta V_\tau$  и за счет скольжения в пятне контакта  $\Delta V_s$  (рис. 4). Таким образом, линейная скорость оси колеса  $V_X$  определяется из выражения:

$$V_X = V_0 - \Delta V_Z - \Delta V_\tau - \Delta V_s, \quad (4)$$

где  $V_0$  — линейная скорость оси жесткого колеса с радиусом качения, равным свободному радиусу колеса  $r_c$ . Составляющие потери скорости определяем по зависимостям

$$\Delta V_Z = V_0(1 - r_k^c/r_c), \quad \Delta V_\tau = \lambda_p R_X \omega_k, \quad \Delta V_s = K_X R_X \omega_k,$$

где  $r_k^c$  — радиус качения колеса с шинами регулируемого давления в свободном режиме, определяемый по эмпирической зависимости

$$r_k^c = 2,94r_c(r_c - h_z)/(3r_c - 2h_z),$$

$h_z$  — радиальная деформация шины;  $\lambda_p$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от тангенциальной эластичности шины и определяемый ее конструктивными особенностями:  $\lambda_p = \lambda_p^*[1 - (1 - R_Z^*/R_Z)P_w/P_w^*]$ , характеристические значения  $\lambda_p^*$ ,  $R_Z^*$  и  $P_w^*$  для некоторых шин приведены в работе [6]. Коэффициент  $K_X$  зависит в основном от скольжения в пятне контакта:  $K_X = r'_k S_6/R_X$ , где  $S_6$  — коэффициент буксования,  $S_6 = \Delta V_s/(V_X + \Delta V_s) = (r'_k - r_k)/r'_k$ , причем  $r'_k$  в нашем случае учитывает тангенциальную и боковую податливости шины,  $r'_k = r_k^c - \lambda_p(R_X \cos \delta + R_Y \sin \delta)$ ;  $\delta$  — угол увода колеса.

Принимая во внимание приведенные зависимости, выражение (4) приводим к виду

$$V_X = \omega_k(r'_k - K_X R_X),$$

графически эта зависимость показана на рис. 4.

Восьмое уравнение системы (3) — это уравнение силового баланса ведущего колеса, движущегося с уводом, оно получено

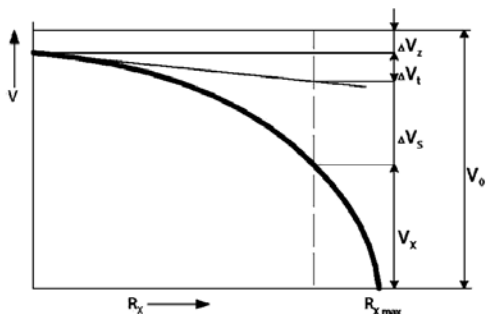


Рис. 4. Составляющие скорости оси колеса

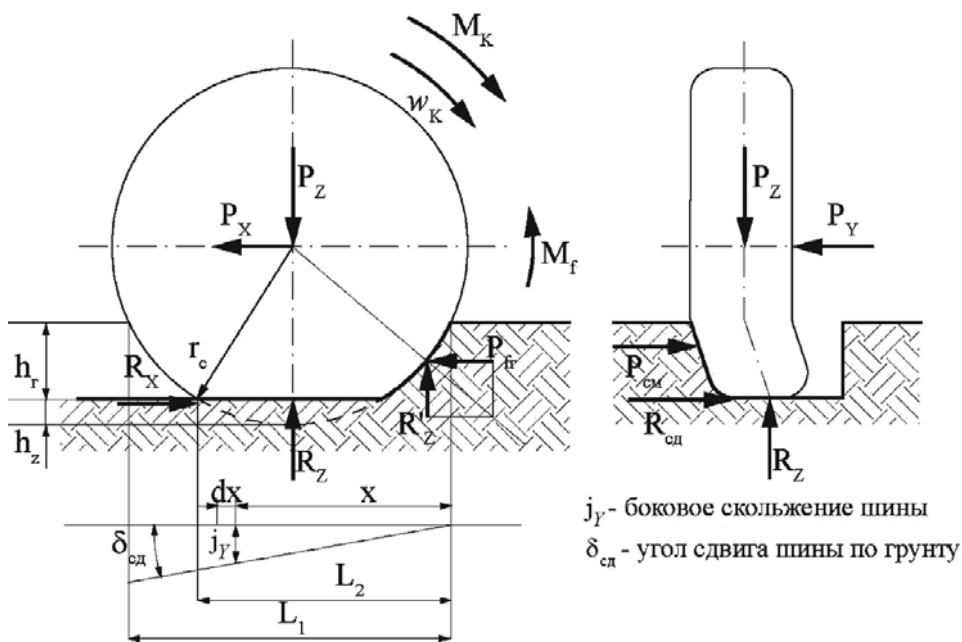


Рис. 5. Схема качения пневмоколеса с уводом по деформируемому грунту

в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 5. В общем случае момент сопротивления движению колеса с уводом  $M_f$  складывается из потерь: на радиальную деформацию оболочки шины и протектора  $M_{fш}$ ; на тангенциальную деформацию шины и скольжение в пятне контакта  $M_{fs}$ ; на прилипание грунта к шине  $M_{fл}$ ; на боковой сдвиг выступов протектора по грунту и боковой сдвиг грунта, защемленного между выступами протектора, по грунту  $M_{fсд}$ ; на боковое смятие стенки колеи  $M_{fсм}$ ; на трение боковин шины о грунт  $M_{fтр}$ ; на дополнительное заглубление колеса при уводе  $M_{f\Delta h}$ ; от боковой деформации оболочки шины  $M_{fy.ш}$ .

Зависимости для определения каждой из составляющих момента сопротивления движению приведены в работе [1].

Число узловых точек трансмиссии на единицу меньше числа ведущих колес, поэтому система (3) для МКМ с четырьмя ведущими осями состоит из 40 уравнений.

Параметры взаимодействия пневмоколеса с деформируемой опорной поверхностью при уводе определяем по математической модели, в основе которой лежат работы Я.С. Агейкина, Д.А. Антонова, А.С. Литвинова, Я.Е. Фаробина.

Наличие достаточного фактического материала по независимым параметрам грунтов в различных регионах России и ближнего зарубежья позволяет определить параметры взаимодействия колесно-двигателя с деформируемой поверхностью без предварительных



экспериментальных исследований, и что особенно важно, на стадии проектирования МКМ.

Параметрами, характеризующими только грунт в математической модели, являются следующие величины:  $E_0$  — модуль деформации;  $\varphi_0$  — угол внутреннего трения;  $C_0$  — внутреннее сцепление в грунте;  $\rho$  — плотность;  $H_r$  — глубина мягкого слоя;  $p_l$  — удельная сила прилипания;  $E_r$  — модуль сдвига грунта по грунту;  $t_p$  — время релаксации;  $\varphi_p$  — коэффициент сцепления резины с грунтом.

Параметры, характеризующие колесный движитель:  $r_c$  — свободный радиус;  $B_p$  — ширина профиля;  $H_p$  — высота профиля;  $p_w$  — давление воздуха в шине;  $p_0$  — составляющая давления в контакте от жесткости оболочки;  $B_{пр}$  — ширина протектора;  $h_{пр}$  — высота протектора;  $t_X$  — шаг грунтозацепов в продольном направлении;  $t_Y$  — шаг грунтозацепов в поперечном направлении;  $k_n$  — коэффициент насыщенности рисунка протектора;  $E_p$  — модуль деформации резины;  $\lambda_p^*$  — характеристическое значение коэффициента изменения радиуса качения от тангенциальной силы;  $K_{Y0\delta}$  — экстремальное значение коэффициента сопротивления уводу при  $\delta = 0$  в зависимости  $K_Y = f(R_Z)$ ;  $R_{Z\delta}$  — нормальная реакция, соответствующая экстремальному значению коэффициента сопротивления боковому уводу;  $R_{Zрек}$  — рекомендуемая нагрузка на шину.

Размеры пятна контакта  $L_k$  и  $b_k$ , давление в пятне контакта  $p_k$ , глубина колеи  $h_r$ , радиальная деформация шины  $h_Z$ , сила сопротивления грунта качению  $P_{fгр}$  и тангенциальная реакция  $R_X$  определяются по зависимостям, приведенным в работах [1, 2], с учетом силы тяги на оси колеса и скорости движения.

Боковая реакция грунта  $R_Y$  складывается из реакции от смятия боковой стенки колеи  $R_{Yсм}$  и реакции от сдвига в боковом направлении выступов протектора по грунту и грунта, защемленного между выступами,  $R_{Yсд}$ . Реакцию  $R_{Yсм}$  определяем по зависимости, приведенной в работе [1]. В том случае, когда расчетная глубина колеи меньше высоты грунтозацепов протектора или разница в радиусах поворота рассматриваемого и ранее прошедшего колес меньше удвоенной ширины протектора, то реакция  $R_{Yсм}$  считается пренебрежимо малой и в расчетах не учитывается.

При определении составляющей боковой реакции  $R_{Yсд}$  криволинейную зону контакта приводим к условно плоской и прямоугольной с размерами  $L_{усл}$ ,  $b_{усл}$  с постоянным давлением  $p_d$ , определяемым с учетом неравномерности давления в зоне контакта через коэффициент

$\zeta = \left( \int_0^{h_r} p dh \right) p h_r$  и скорости движения — через коэффициент

динамичности  $k_d = 2\sqrt{2r_c h_Z} / [2\sqrt{2r_c h_Z} + V_X / (2\varphi_0)]$ . Принимая допущение о том, что сдвиг каждой точки пятна контакта в боковом направлении пропорционален углу сдвига  $\delta_{сд} = \delta - \delta_{y,ш}$  и расстоянию от начала пятна контакта до рассматриваемой точки (см. рис. 5), и о возможности применения принципа эллипса трения к соотношению между реакциями сдвига в боковом и продольном направлениях, интегрируя элементарные реакции сдвига по площади контакта, получаем выражение для результирующей боковой реакции от сдвига:

$$R_{Y_{сд}} = \sqrt{1 - (R_X / R_{X_{\max}})^2} \int_0^{L_{усл}} \{k_n \varphi_p p_d [1 - \exp(-E'_p \delta_{сд} x / \zeta t_Y)] + (1 - k_n) [p_d \operatorname{tg} \varphi_0 + C_0 (1 - \delta_{сд} x / t_Y)] [1 - \exp(-E_\tau \delta_{сд} x / \zeta t_Y)]\} b_{усл} dx.$$

Составляющая угла увода от боковой деформации шины  $\delta_{y,ш}$  определяется по зависимостям из работы [3]

$$\delta_{y,ш} = R_{сд} / K_{Y0} q_n q_w q_t q_\varphi,$$

где  $q_n$  — коэффициент коррекции по нормальной реакции;  $q_w$  — коэффициент коррекции по давлению в шине;  $q_t$  — коэффициент коррекции по тангенциальной реакции;  $q_\varphi$  — коэффициент коррекции по сцеплению с опорной поверхностью.

Таким образом, математическая модель для исследования поворотливости МКМ, в общем виде учитывающая основные конструктивные параметры МКМ, параметры колесного движителя и механические характеристики опорной поверхности, представляет собой систему уравнений, приведенных выше, большинство из которых существенно нелинейны.

Разработанные на базе этой модели алгоритм и программа расчета на ПК параметров криволинейного движения автомобилей с произвольными формулами привода осей, управления, трансмиссии и колесной формулой  $8 \times 8$  прошла успешную проверку при сравнении с экспериментально полученными данными поворота автомобиля с колесной формулой  $8 \times 8$  на твердой поверхности и деформируемом грунте.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А г е й к и н Я. С. Проходимость автомобилей. — М.: Машиностроение, 1981. — 232 с.
2. А г е й к и н Я. С., В о л ь с к а я Н. С. Динамика колесной машины при движении по неровной грунтовой поверхности. — М.: МГИУ, 2003. — 124 с.

3. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
4. Смирнов Г. А., Ловцов А. Н., Игнатушин А. П. Устойчивость при торможении и поворачиваемость многоосных колесных машин // Тр. МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986. – № 463. – С. 14 – 35.
5. Игнатушин А. П. Математическая модель криволинейного движения многоосных автомобилей на деформируемых грунтах. – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1990. – № 5.
6. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство”. – М.: Машиностроение, 1989. 240 с.

Статья поступила в редакцию 30.03.2005

Наталья Станиславовна Вольская родилась в 1952 г., окончила в 1975 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Автомобили и двигатели” МГИУ. Автор более 10 научных работ в области проходимости колесных машин.



N.S. Volskaya (b. 1924) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1975. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Automobiles and Engines” department of the Moscow State Industrial University. Author of more than 10 publications in the field of cross-country ability of wheeled vehicles.

Игнатушин Александр Петрович родился в 1951 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1975 г. Научный сотрудник Московского государственного индустриального университета. Специализируется в области поворачиваемости и проходимости автомобиля.



A.P. Ignatushin (b. 1951) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1975. Senior researcher of the Moscow State Industrial University. Specializes in the field of Turning ability and cross-country ability of wheeled vehicles.

**В издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышла в свет книга**

**Суржиков С.Т.**

Тепловое излучение газов и плазмы. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 544 с.: 120 ил. (Компьютерные модели физической механики).

Введены основные понятия теории переноса лучистой энергии в горячих газах и низкотемпературной плазме. Представлена формулировка феноменологических коэффициентов и функций теории переноса, а также их связь с квантовыми характеристиками. Приведены основные законы теории переноса теплового излучения. Сформулировано уравнение переноса и даны наиболее часто употребляемые его частные формы. Обсуждаются особенности применения моделей элементарных радиационных процессов к построению феноменологических моделей переноса излучения. Представлены методы интегрирования уравнения переноса излучения по частоте и по пространственным переменным.

Для научных сотрудников и инженеров — специалистов в области теплообмена излучением, физической газовой динамики и физики низкотемпературной плазмы, а также для студентов и аспирантов физико-технических специальностей университетов.

По вопросам приобретения обращаться по тел. 433-82-98;  
e-mail: [surg@ipmnet.ru](mailto:surg@ipmnet.ru)