Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им.Г.В.Плеханова,
т. ⅬXXXVIII, 1981 г.

УДК 622.271.656

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОВОРОТА ПНЕВМОКОЛЕСНЫХ МАШИН С БОРТОВЫМИ ПРИВОДАМИ

И.И.МАРГОЛИН

На повороте пневмоколесной машины, оснащенной мотор-колесами или бортовыми приводами, при отсутствии специальных средств регулирования каждого ведущего колеса или ведущих колес разных бортов распределение нагрузки между колесами зависит от механических характеристик приводов, от шин пневмоколесной машины и от радиуса поворота машины, что, в свою очередь, влияет на координаты центра поворота. Существующие методики определения параметров установившегося поворота пневмоколесных машин исходят из условия, что между колесами ведущих осей имеются дифференциалы, распределяющие крутящие моменты в заданной пропорции. Это позволяет при нахождении параметров поворота использовать плоскую расчетную модель, при которой два колеса каждой оси заменяют одним колесом, расположенным на продольной оси машины.

Для машин с бортовыми приводами или мотор-колесами подобный подход неприемлем, так как неизвестно распределение нагрузки между колесами, расположенными на одной оси, поэтому далее при исследовании поворота пневмоколесных машин будем использовать плоскую модель с действительным расположением ведущих колес, а ведомые колеса одной оси будем приводить к продольной оси машины.

Сопротивлением качению неприводных колес и стабилизирующими моментами в контакте с дорогой, следуя примеру исследователей установившегося поворота автомобилей, пренебрежем. Скорость движения будем считать достаточно малой, при которой центробежной силой можно пренебречь. Сцепление колеса с дорогой будем считать достаточно большим, исключающим боковое скольжение, буксование и юз колес.

Предположим, что машина имеет p приводных и n неприводных колес. С учетом принятых допущений для плоской модели могут быть написаны следующие уравнения: три уравнения статики, в которые войдут касательные и боковые реакции, действующие на колеса; p уравнений для приводных колес и n уравнений для неприводных осей, связывающих углы увода δ_i и боковые

реакции; p уравнений для приводных колес и n уравнений для неприводных осей, связывающих углы увода δ_i и координаты центра поворота; p уравнений, связывающих крутящие моменты, подводимые к колесу, с частотой вращения колеса.

Последние уравнения при жесткой связи между ступицей колеса и элекродвигателем являются обычными характеристиками двигателя. Если машина оснащена бортовыми приводами, то можно написать только два уравнения механических характеристик двигателей. Дополнительные ($p-2$) уравнения являются результатом изучения распределения касательных усилий между колесами одного борта. Общее число уравнений $3p+2n+3$

Неизвестными, входящими в уравнения, будут $(p+n)$ неизвестных боковых реакций Y_i ; p неизвестных касательных реакций X_i ; $p+n$ неизвестных углов увода δ_i ; расстояние R от центра поворота до продольной оси машины X ; расстояние m от оси Y до центра поворота; угловая скорость поворота ω Общее число неизвестных $3p+2n+3$.

Таким образом, число неизвестных равно числу уравнений и, следовательно, установившийся поворот машины описывается замкнутой системой уравнений, из которой, в принципе, могут быть определены все неизвестные.

Рассмотрим поворот шахтных самоходных вагонов с колесной формулой 6х2 и машин с шарнирно-сочлененной рамой. Уравнения статики для самоходных вагонов с колесной формулой 6х2, используемых на пластах средней мощности, при указанных выше допущениях, имеют вид (см. рисунок, а)

$$\begin{aligned}
&\sum X = X_н + X_в - (Y_{1н} + Y_{3н})\sin\alpha_н - (Y_{1в} + Y_{3в})\sin\alpha_в = 0;\\
&\sum Y = (Y_{3н} - Y_{1н})\cos\alpha_н + (Y_{3в} - Y_{1в})\cos\alpha_в + (Y_{2в} + Y_{2н}) = 0;\\
&\sum M = (X_в - X_н)c + (Y_{1н} + Y_{3н})\sin\alpha_н \cdot c - (Y_{1в} + Y_{3в})\sin\alpha_в \cdot c -\\
&-(Y_{3н} + Y_{1н})\cos\alpha_н \cdot \frac{l}{2} - (Y_{3в} + Y_{1в})\cos\alpha_в \cdot \frac{l}{2} = 0.
\end{aligned} \qquad (I)$$

Боковые силы связаны с углами увода соотношениями

$$\begin{aligned}
&Y_{1н} = k\,\delta_{1н}, \quad Y_{2н} = k\,\delta_{2н}, \quad Y_{3н} = k\,\delta_{3н},\\
&Y_{1в} = k\,\delta_{1в}, \quad Y_{2в} = k\,\delta_{2в}, \quad Y_{3в} = k\,\delta_{3в},
\end{aligned} \qquad (2)$$

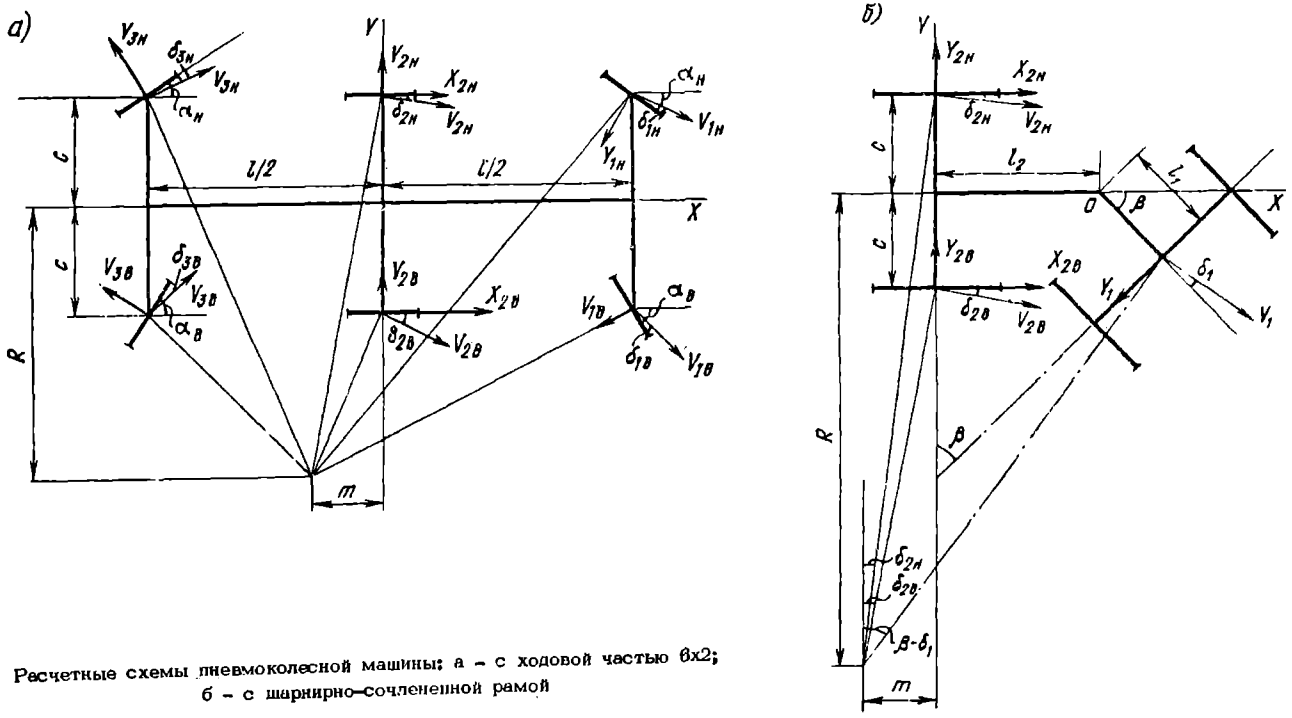
где k - коэффициент сопротивления боковому уводу каждого колеса; принято, что все колеса одинаковые.

Углы бокового увода

$$\delta_{1в} = tg\,\alpha_в - \frac{\frac{l}{2} + m}{R - c} \qquad \delta_{1н} = tg\,\alpha_н - \frac{\frac{l}{2} + m}{R + c}$$

$$\delta_{3в} = tg\,\alpha_в - \frac{\frac{l}{2} - m}{R - c} \qquad \delta_{3н} = tg\,\alpha_н - \frac{\frac{l}{2} - m}{R + c}; \qquad (3)$$

$$\delta_{2в} = \frac{m}{R - c} \qquad \delta_{2н} = \frac{m}{R + c}$$



Расчетные схемы пневмоколесной машины: а – с ходовой частью 6х2; б – с шарнирно-сочлененной рамой

Вследствие малости угла δ примем, что $tg(\alpha-\delta)=tg\alpha-\delta$

Используя уравнения (2) и (3), получим

$$Y_{3н}-Y_{1н}=\frac{2km}{R+c};\quad Y_{3в}-Y_{1в}=\frac{2km}{R-c};\quad Y_{2в}+Y_{2н}=km\left(\frac{1}{R+c}+\frac{1}{R-c}\right) \qquad (4)$$

Подставляя уравнение (4) во второе уравнение статики (I), найдем

$$\frac{2km}{R+c}\cos\alpha_н+\frac{2km}{R-c}\cos\alpha_в+km\left(\frac{1}{R+c}+\frac{1}{R-c}\right)=0,$$

откуда следует, что $m = 0$, т.е. центр поворота лежит на продолжении оси ведущих колес, ведущие колеса не имеют увода и

$$\begin{aligned}&\delta_{2в}=\delta_{2н}=0; && Y_{2в}=Y_{2н}=0,\\ &\delta_{1в}=\delta_{3в}=\delta_в, && Y_{1в}=Y_{3в}=Y_в;\\ &\delta_{1н}=\delta_{3н}=\delta_н; && Y_{1н}=Y_{3н}=Y_н\end{aligned} \qquad (5)$$

Из первого и третьего уравнений статики (I), учитывая (5), имеем

$$\begin{aligned}&X_в+X_н-2Y_н\sin\alpha_н-2Y_в\sin\alpha_в=0,\\ &X_в-X_н+2Y_н\left(\sin\alpha_н-\frac{l}{2c}\cos\alpha_н\right)-2Y_в\left(\sin\alpha_в+\frac{l}{2c}\cos\alpha_в\right)=0.\end{aligned} \qquad (6)$$

Из уравнений (6)

$$X_в=\frac{Y_н\frac{l}{c}\cos\alpha_н+Y_в\left(4\sin\alpha_в+\frac{l}{c}\cos\alpha_в\right)}{2} \qquad (7)$$

$$X_н=\frac{-Y_в\frac{l}{c}\cos\alpha_в+Y_н\left(4\sin\alpha_н-\frac{l}{c}\cos\alpha_н\right)}{2}, \qquad (8)$$

где боковые усилия, действующие на колеса одного борта,

$$Y_в=k\left(tg\alpha_в-\frac{l}{2(R-c)}\right),\quad Y_н=k\left(tg\alpha_н-\frac{l}{2(R+c)}\right) \qquad (9)$$

Из уравнений (7) и (8) следует, что касательные усилия, действующие на ведущие колеса, зависят только от одного неизвестного параметра поворота - радиуса R Это дает возможность решить задачу при любом способе задания механической характеристики двигателя. Задаваясь рядом значений координаты $R=R_1, R_2, R_3 \ldots R_j$ в окрестности $R=R_т$, т.е. в окрестности R, вычисленного без учета увода колес, определим крутящие моменты обоих двигателей:

$$M_{Bj} = \frac{r_д k\left[\left(tg\alpha_н - \frac{l}{2(R_j+c)}\right)\frac{l}{2c}\cos\alpha_н + \frac{1}{2}\left(tg\alpha_в - \frac{l}{2(R_j-c)}\right)\left(4\sin\alpha_в + \frac{l}{c}\cos\alpha_в\right)\right] + M_к}{i\,\eta};$$

$$M_{Hj} = \frac{r_д k\left[-\left(tg\alpha_в - \frac{l}{2(R_j-c)}\right)\frac{l}{2c}\cos\alpha_в + \frac{1}{2}\left(tg\alpha_н - \frac{l}{2(R_j+c)}\right)\left(4\sin\alpha_н - \frac{l}{c}\cos\alpha_н\right)\right] + M_к}{i\,\eta}, \quad (10)$$

где $r_д$ - динамический радиус колеса; $M_к$ - момент сопротивления качению ведущего колеса; i - передаточное отношение от двигателя к ступице колеса; η - КПД передачи от двигателя к ступице колеса.

Соответствующая угловая скорость поворота ведущих колес наружного и внутреннего бортов

$$\omega_{Hj} = \frac{\pi n_{Hj}}{30i}\,\frac{r_{ко} - \lambda X_{Hj}}{R_j + c}, \quad (11)$$

$$\omega_{Bj} = \frac{\pi n_{Bj}}{30i}\,\frac{r_{ко} - \lambda X_{Bj}}{R_j - c},$$

где n_{Bj}, n_{Hj} - частота вращения двигателей соответственно внутреннего и наружного бортов, определяемая аналитически или по кривой механической характеристики двигателей; $r_{ко}$ - радиус свободного качения колеса; λ - коэффициент тангенциальной эластичности шин.

В координатах ωR построим графики функций (II). Поскольку при поворотах все точки машины имеют одинаковую угловую скорость, точка пересечения этих кривых определит угловую скорость поворота ω и величину R Далее по соответствующим формулам можно вычислить все остальные неизвестные.

Для машин с шарнирно-сочлененной рамой (см. рисунок, б), у которой тягач оснащен мотор-колесами, а колеса прицепной части не имеют привода, уравнения статики при указанных выше допущениях имеют вид

$$\sum X = X_{2B} + X_{2H} - Y_1 \sin\beta = 0;$$

$$\sum Y = Y_{2B} + Y_{2H} - Y_1 \cos\beta = 0; \quad (12)$$

$$\sum M = (X_{2B} - X_{2H})c - Y_1 l_1 - (Y_{2B} + Y_{2H}) l_2 = 0$$

Боковые силы связаны с углами увода соотношениями

$$Y_1 = k'\delta_1; \quad Y_{2B} = k\,\delta_{2B}, \quad Y_{2H} = k\,\delta_{2H}, \quad (13)$$

где k', k - коэффициент сопротивления боковому уводу соответственно неприводной оси и каждого приводного колеса.

Из расчетной схемы (см. рисунок, б)

$$tg(\beta-\delta_1)=\frac{l_2+l_1\cos\beta+m}{R-l_1\sin\beta}.$$

При малых углах увода можно принять

$$tg(\beta-\delta_1)\cong tg\beta-\delta_1$$

и, следовательно, для первой оси

$$\delta_1=tg\beta-\frac{l_2+l_1\cos\beta+m}{R-l_1\sin\beta}, \qquad (14)$$

для второй оси

$$\delta_{2B}=\frac{m}{R-c} \qquad \delta_{2H}=\frac{m}{R+c} \qquad (15)$$

Используя уравнения (13)-(15), найдем

$$Y_1=k'\left(tg\beta-\frac{l_2+l_1\cos\beta+m}{R-l_1\sin\beta}\right), \qquad (16)$$

$$Y_{2B}=k\frac{m}{R-c}; \qquad Y_{2H}=k\frac{m}{R+c}.$$

Подставляя выражения (16) во второе уравнение статики (12), определим

$$k\frac{m}{R+c}+k\frac{m}{R-c}-k'\cos\beta\left(tg\beta-\frac{l_2+l_1\cos\beta+m}{R-l_1\sin\beta}\right)=0.$$

Решая последнее уравнение относительно m, найдем

$$m=\frac{k'\cos\beta\left(tg\beta-\frac{l_2+l_1\cos\beta}{R-l_1\sin\beta}\right)}{k\frac{2R}{R^2-c^2}+k'\cos\beta\frac{1}{R-l_1\sin\beta}}, \qquad (17)$$

т.е. смещение центра поворота относительно оси Y зависит только от радиуса поворота машины R, и, следовательно, боковые реакции, в соответствии с выражениями (16), также зависят только от радиуса поворота. Из первого и третьего уравнений статики (12) получим

$$X_{2B}=\frac{1}{2}\left[Y_1\left(\sin\beta+\frac{l_1}{c}\right)+\left(Y_{2B}+Y_{2H}\right)\frac{l_2}{c}\right]; \qquad (18)$$

$$X_{2H}=\frac{1}{2}\left[Y_1\left(\sin\beta-\frac{l_1}{c}\right)-\left(Y_{2B}+Y_{2H}\right)\frac{l_2}{c}\right],$$

где

$$Y_{2B}+Y_{2H}=km\frac{2R}{R^2-c^2}$$

Далее в расчете наблюдается полная аналогия с машинами, рассмотренными выше. Используя формулы (I7) и (I8), определим моменты, развиваемые двигателями приводных наружного и внутреннего колес для произвольного R_j, лежащего в окрестности R_T:

$$M_{Hj}=\frac{r_Д X_{2Hj}+M_K}{i\eta}; \qquad M_{Bj}=\frac{r_Д X_{2Bj}+M_K}{i\eta}.$$

По кривым механических характеристик или по формулам найдем частоту вращения и в координатах ωR построим кривые $\omega_B=f(R)$; $\omega_H=f(R)$, точка пересечения которых определяет радиус R и угловую скорость поворота. Величину m определяют по выражению (I7), углы увода – по формулам (I4) и (I5), боковые силы – по выражениям (I6), касательные усилия – по формулам (I8).

Расчеты, выполненные для конкретных машин, показывают, что предлагаемая методика позволяет существенно уточнить расчеты параметров поворота, определить нагрузку на каждый из бортовых приводов при движении по кривой и, следовательно, дает возможность уточнить тяговые расчеты.