

3) дробное γ относится лишь к двухрядным передачам 2К-Н (В,С или D) [6], когда числа зубьев центральных колес (при $N = 1$) или их аналоги (при $N \neq 1$) кратны числу сателлитов.

Л и т е р а т у р а

1. Гавриленко В.А. Теория механизмов. - М., 1973. 2. Добровольский В.В. Подбор шестерен для соосных редукторов. - Вестн. инженеров и техников, 1936, №1. 3. Петров Э.В. Метод подбора чисел зубьев в двухрядных планетарных передачах. - Вестн. машиностроения, 1970, №9. 4. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. - М., 1966. 5. Ткаченко В.А. Проектирование многосателлитных планетарных передач. Харьков, 1961. 6. Шитиков Б.В., Шепетильников В. А. О числе сателлитов в планетарных редукторах. - Труды семинара по ТММ. - М., 1949, вып. 21, с.50-68. 7. Цитович О.Н. Графоаналитический (тангенсный) метод подбора чисел зубьев колес планетарных передач. - Мат-лы республ. семинара по общетехн. дисциплинам. - Минск, 1975, с.11-17.

УДК 629.114.02.001

А.Ф.Андреев, А.Х.Лефаров

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КРУГОВОГО ДВИЖЕНИЯ МНОГООСНОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрим методику расчета радиуса поворота R и смещения X полюса поворота автомобиля относительно его задней оси при движении по кругу с поступательной скоростью $U = \text{const}$.

На рис. 1 многоосный автомобиль представлен в виде одномассовой плоской модели, у которой оба колеса каждой оси заменены одним, расположенным на середине оси. Силы, действующие на колеса i -й оси, приводятся к боковой силе S_i , касательной силе тяги P_i и силе сопротивления качению F_i , приложенным к середине оси. При этом углы бокового увода наружного и внутреннего колес i -й оси принимаются равными углу увода ψ_i середины оси

$$\psi_i = \text{tg } \alpha_i - \frac{l_i - X}{R}, \quad (1)$$

где α_i - средний угол поворота i -й оси автомобиля; l_i - расстояние от задней оси до i -й оси многоосной машины.

Введем угол увода автомобиля

$$\psi_a = \frac{b - X}{R}, \quad (2)$$

где b - расстояние от задней оси до центра тяжести автомобиля.

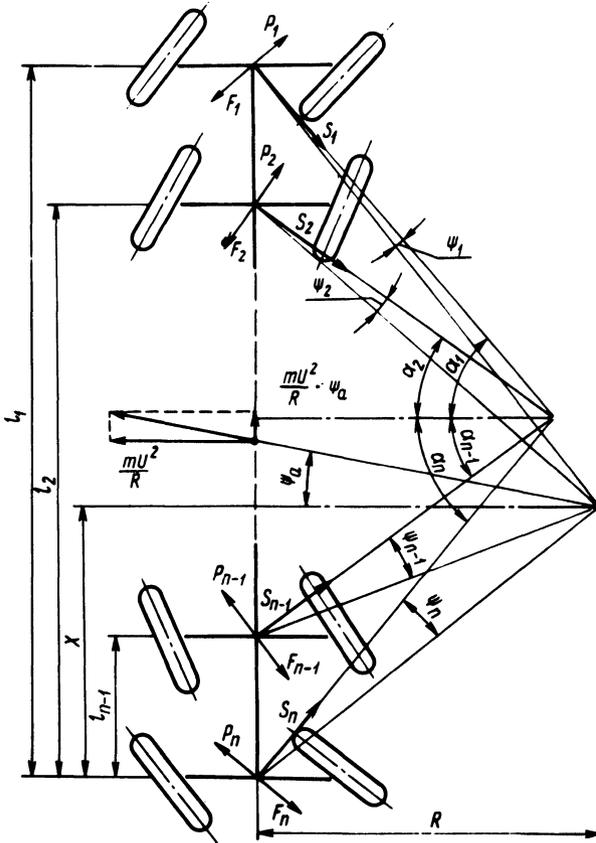


Рис. 1. Расчетная схема поворота многоосного автомобиля со всеми управляемыми колесами.

Из условия равновесия машины записываем

$$\sum (P_i \cos \alpha_i - F_i \cos \alpha_i - S_i \sin \alpha_i) =$$

$$= - \psi_a \frac{m U^2}{R} ; \quad (3)$$

$$\sum^n (P_i \sin \alpha_i - F_i \sin \alpha_i + S_i \cos \alpha_i) = \frac{m U^2}{R} ; \quad (4)$$

$$\sum^n [P_i (1_i - b) \sin \alpha_i - F_i (1_i - b) \sin \alpha_i + S_i (1_i - b) \cos \alpha_i] = 0,$$

где m - масса автомобиля.

При анализе движения автомобиля с большими углами поворота управляемых колес необходимо использовать нелинейные характеристики шин: $P_i = f_x(\delta_i)$ и $S_i = f_y(\psi_i)$; где δ - коэффициент буксования.

Если производная

$$K_{xi} = \frac{\partial f_x(\delta_{i0})}{\partial \delta_i}$$

в точке (δ_{i0}, P_{i0}) не обращается в нуль или в бесконечность, то можно заменить в окрестности точки (δ_{i0}, P_{i0}) кривую $P_i = f_x(\delta_i)$ прямой

$$P_i = C_{xi} + K_{xi} \delta_i, \quad (6)$$

где $C_{xi} = f_x(\delta_{i0}) - K_{xi} \delta_{i0}$.

Аналогично получим в окрестности точки (ψ_{i0}, S_{i0})

$$S_i = C_{yi} + K_{yi} \psi_i, \quad (7)$$

где $K_{yi} = \frac{\xi_i \partial f_y(\psi_{i0})}{\partial \psi_i}$;

$$C_{yi} = \xi_i f_y(\psi_{i0}) - K_{yi} \psi_{i0}.$$

Здесь ξ_i - коэффициент, учитывающий влияние касательной силы тяги на характеристику увода,

$$\xi_i = \sqrt{1 - \left(\frac{P_i}{\varphi G_i}\right)^2}, \quad (8)$$

где φ - коэффициент сцепления; G_i - нагрузка на ось.

Принимая во внимание равенство (1), преобразуем уравнение (7)

$$S_i = C_{yi} + K_{yi} \left(\operatorname{tg} \alpha_i - \frac{l_i - X}{R} \right). \quad (9)$$

Полагая одинаковыми радиусы качения колес в ведомом режиме и учитывая уравнение (6), из плана скоростей получим соотношение между касательными силами тяги осей, машины с заблокированным приводом

$$\begin{aligned} \frac{P_n - C_{xn}}{K_{xn}} \cos \alpha_n - \frac{P_i - C_{xi}}{K_{xi}} \cos \alpha_i &= \\ &= \cos \alpha_n - \cos \alpha_i. \end{aligned} \quad (10)$$

Решая совместно уравнения (5) и (10), найдем

$$\begin{aligned} P_i &= \frac{K_{xi} \sec \alpha_i}{\sum K_{xi}} \left[\sum^n (S_i \sin \alpha_i + F_i \cos \alpha_i) - \right. \\ &\quad \left. - \sum^n (K_{xi} + C_{xi}) \cos \alpha_i - \psi_a \frac{m U^2}{R} \right] + \\ &\quad + K_{xi} + C_{xi}. \end{aligned} \quad (11)$$

Подставляя найденные значения S_i из уравнения (9) и P_i из уравнения (11) в уравнения (4) и (5), получим систему (12)

$$\left. \begin{aligned} a_{11} R + a_{12} X &= a_1; \\ a_{21} R + a_{22} X &= a_2, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где

$$a_{11} = \sum^n (C_{yi} + K_{yi} \operatorname{tg} \alpha_i) (\cos \alpha_i + A \sin \alpha_i) - \sum^n (C_{xi} + K_{xi} - F_i) (A \cos \alpha_i - \sin \alpha_i);$$

$$a_{12} = \sum^n K_{yi} (\cos \alpha_i + A \sin \alpha_i);$$

$$a_1 = \sum^n K_{yi} l_i (\cos \alpha_i + A \sin \alpha_i) + m U^2 (1 + \psi_a A);$$

$$a_{21} = \sum^n (C_{yi} + K_{yi} \operatorname{tg} \alpha_i) [(1_i - b) \cos \alpha_i + B \sin \alpha_i] - \sum^n (C_{xi} + K_{xi} - F_i) [B \cos \alpha_i - (1_i - b) \sin \alpha_i];$$

$$a_{22} = \sum^n K_{yi} [(1_i - b) \cos \alpha_i + B \sin \alpha_i];$$

$$a_2 = \sum^n K_{yi} l_i [(1_i - b) \cos \alpha_i + B \sin \alpha_i] + \psi_a m U^2 B;$$

$$A = \frac{\sum^n K_{xi} \operatorname{tg} \alpha_i}{\sum^n K_{xi}}; \quad B = \frac{\sum^n K_{xi} (1_i - b) \operatorname{tg} \alpha_i}{\sum^n K_{xi}}.$$

Решение системы (12) производится методом последовательных приближений. При первом расчетном шаге коэффициенты системы (12) вычисляются в предположении, что

$$C_{yi} = 0, \quad C_{xi} = 0, \quad K_{xi} = K_{xoi} \quad \text{и} \quad K_{yi} = K_{yoi},$$

где
$$K_{xoi} = \frac{\partial f_x(0)}{\partial \delta_i}; \quad K_{yoi} = \frac{\partial f_y(0)}{\partial \psi_i}$$

Затем решая систему, находим в первом приближении R и X и далее из уравнений (1), (2), (7), (11) и (6) соответственно величины ψ_i, ψ_a, S_i, P_i и δ_i , рассчитываем корректирующие коэффициенты ξ_i по формуле (8) и новые значения коэффициентов K_{xi}, C_{xi}, K_{yi} и C_{yi} . Вновь вычисляем коэффициенты системы (12) и следующие приближенные значения $R, X, \psi_i, \psi_a, S_i, P_i$ и δ_i . Если найденное значение R отличается от предыдущего на величину больше заданной, то выполняется следующий расчетный шаг и так далее до достижения заданной точности.

УДК 629.114

Ю.Е.Атаманов, В.А.Ким, Г.А.Таяновский

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Для механических систем с неголономными связями, какими являются колесные тракторы с упругими шинами, однозначно определить их положение на плоскости путем интегрирования только динамических уравнений невозможно. Поэтому на механическую систему накладываются дополнительные кинематические условия – отсутствие бокового скольжения осей трактора в направлениях, нормальных векторам действительных скоростей.

Движение плоской модели трактора (рис. 1) описывается следующей системой уравнений [1] :