

А. Х. Лефаров, Ю. Е. Атаманов

ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ПО ВЕДУЩИМ ОСЯМ ТРАКТОРА 4×4 НА ЕГО УПРАВЛЯЕМОСТЬ

На большинстве отечественных и зарубежных тракторов с колесной формулой 4×4 применяется блокированный межосевой привод с принудительным или автоматическим отключением передней ведущей оси. Автоматическое отключение применено на тракторе МТЗ-52, где для этой цели в раздаточной коробке установлена роликовая муфта свободного хода одностороннего действия.

В случае применения межосевой муфты свободного хода передаточные числа в приводе к ведущим осям подбираются так, чтобы окружная скорость колес задней оси была больше окружной скорости колес передней оси, т. е. в межосевой привод вводится конструктивное кинематическое несоответствие. Если теоретические окружные скорости колес передней и задней оси обозначить через v_{r1} и v_{r2} , то кинематическое несоответствие m можно определить по формуле [1]:

$$m = 1 - \frac{v_{r1}}{v_{r2}}. \quad (1)$$

Эта величина обычно находится в пределах

$$m = 0,04 \div 0,08.$$

При блокированном межосевом приводе величины буксования передних и задних колес характеризуют распределение тягового усилия по ведущим осям, поскольку при данных сцепных качествах буксование колес зависит от развиваемой ими касательной силы тяги. Как показывают экспериментальные исследования, эта зависимость на эксплуатационных режимах работы близка к линейной, особенно на твердых дорогах и плотных грунтах [2]. Под величиной буксования колеса δ понимается отношение разности теоретической и действительной скоростей к теоретической:

$$\delta = \frac{v_r - v}{v_r}$$

Выражая в уравнении (3) действительные скорости осей через теоретические и буксование и учитывая выражение (1), можно получить зависимость между δ_1 и δ_2 :

$$\delta_1 = 1 - \frac{(1 - \delta_2) \cos \psi_2}{(1 - m) \cos(\alpha - \psi_1)}. \quad (4)$$

Чтобы найти буксование осей, воспользуемся уравнениями проекций сил, действующих в плоскости дороги, на оси координат. Совместное решение этих уравнений с учетом выражения (4) после ряда преобразований приводит к системе двух уравнений с двумя неизвестными:

$$\left. \begin{aligned} A_1 \delta_1 + B_1 \delta_2 &= C_1 \\ A_2 \delta_1 + B_2 \delta_2 &= C_2 \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

$$\text{где } A_1 = \left(\cos \alpha + \frac{K_1}{K_{y1}} \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \right) (1 - m);$$

$$A_2 = K_1;$$

$$B_1 = -1;$$

$$B_2 = K_2 \cos \alpha;$$

$$C_1 = \left(\cos \alpha + \frac{fG_1}{K_{y1}} \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \right) (1 - m) - 1;$$

$$C_2 = f(G_1 + G_2 \cos \alpha);$$

f — коэффициент сопротивления качению; K_{y1} — коэффициент сопротивления уводу передней оси; G_1 и G_2 — вес, приходящийся на переднюю и заднюю оси.

Решая эту систему, находим δ_1 и δ_2 , а затем силы тяги передней P_{R1} и задней P_{R2} осей по выражению (2). При прямолинейном движении буксование осей можно определить, полагая в системе уравнений (5) $\alpha = 0$, тогда

$$\delta_1 = \frac{fG - mK_2}{(1 - m)K_2 + K_1}; \quad (6)$$

$$\delta_2 = \frac{fG(1 - m) + mK_1}{(1 - m)K_2 + K_1}.$$

Известно, что изменение радиуса поворота (расстояние от центра поворота до продольной оси машины или ее продолжения) относительно теоретического (радиус поворота без учета бокового

увода) связано с появлением боковых сил, вызывающих увод колес. Если пренебречь центробежными силами, что допустимо при движении на повороте с малыми скоростями, то, как показывают исследования, у задней оси боковой силы нет. Боковая сила, возникающая у передней оси $P_{б1}$, зависит от распределения тяги между ведущими мостами. Эту силу, независимо от межосевого привода, можно определить по выражению, полученному из уравнения проекций сил на ось y :

$$P_{б1} = (P_{f1} - P_{к1}) \operatorname{tg} \alpha, \quad (7)$$

где P_{f1} — сила сопротивления качению передней оси.

Зная боковую силу и коэффициент сопротивления уводу передней оси, находим величину действительного радиуса поворота, а затем и приращение этого радиуса ΔR относительно теоретического в зависимости от угла поворота управляемых колес.

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1)};$$

$$\Delta R = \frac{R - R_T}{R_T} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha - a \operatorname{tg} \alpha)} - 1, \quad (8)$$

где L — продольная база машины;

$$a = \frac{P_{f1} - P_{к1}}{K_{y1}}.$$

Приращение радиуса при α , стремящемся к нулю, не равно нулю, а имеет конечное значение:

$$\lim_{\alpha \rightarrow 0} \Delta R = \frac{a}{1 - a}. \quad (9)$$

Предел выражения (9) равен нулю только в том случае, если при прямолинейном движении машины сила сопротивления качению передней оси равна ее силе тяги. Для заблокированного межосевого привода это условие не всегда выполняется, особенно при наличии конструктивного кинематического несоответствия в приводе ведущих осей.

По полученным формулам произведем расчет тяговых сил ведущих осей и величины изменения радиуса ΔR в зависимости от угла поворота управляемых колес (рис. 2) для трактора МТЗ-52 с параметрами:

$$G_1 = 11\,600 \text{ н}$$

$$L = 2,45 \text{ м}$$

$$G_2 = 21\,050 \text{ н}$$

$$m = 5,3\%$$

для асфальта

$$\begin{aligned}
 f &= 0,018 \\
 K_1 &= 91\,000 \text{ н} \\
 K_{y1} &= 32\,000 \text{ н/рад} \\
 K_2 &= 341\,000 \text{ н}
 \end{aligned}$$

для слежавшейся пахоты

$$\begin{aligned}
 f &= 0,15 \\
 K_1 &= 20\,000 \text{ н} \\
 K_{y1} &= 10\,500 \text{ н/рад} \\
 K_2 &= 80\,000 \text{ н}
 \end{aligned}$$

Сплошные кривые на графиках (рис. 2) соответствуют криволинейному движению трактора с кинематическим несоответствием в приводе, равным 5,3%, пунктирные — движению без кинематического несоответствия.

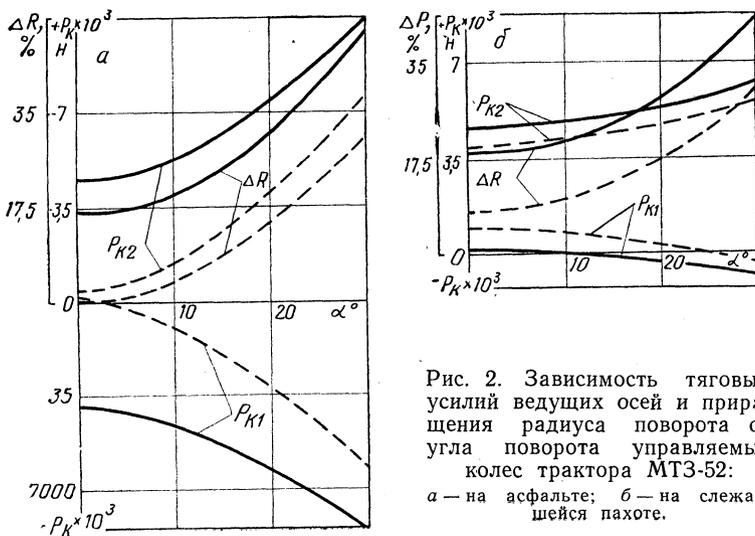


Рис. 2. Зависимость тяговых усилий ведущих осей и приращения радиуса поворота от угла поворота управляемых колес трактора МТЗ-52: а — на асфальте; б — на слежавшейся пахоте.

Из графиков следует, что при блокированном приводе с увеличением угла поворота управляемых колес сила тяги задней оси растет, а передней оси уменьшается, а с некоторого значения становится отрицательной. Кинематическое несоответствие значительно уменьшает угол поворота управляемых колес, при котором сила тяги передней оси становится равной нулю. Так, на асфальте ($m=5,3\%$) сила тяги передней оси имеет отрицательный знак во всем диапазоне изменения α ; соответственно при $m=0$ $\alpha=3,6^\circ$. В процессе движения по пахоте $\alpha=10^\circ$ для $m=5,3\%$ и $\alpha=26^\circ$ при $m=0$. При прямолинейном движении по пахоте ($m=5,3\%$ и $m=0$), а также при движении по асфальту ($m=0$) сила тяги передней оси положительна, а при движении по асфальту при $m=5,3\%$ она отрицательна.

Из графиков видно, что для малых значений углов поворота управляемых колес приращение радиуса поворота больше на пахоте, а для больших значений α — при движении на асфальте.

При прямолинейном движении приращение радиуса поворота равно нулю только на асфальте, когда отсутствует кинематическое несоответствие. Наличие кинематического несоответствия дает приращение радиуса, равное 16%. При прямолинейном движении по пахоте для $m=0$ $\Delta R=7,86\%$, а для $m=5,3\%$ $\Delta R=17,9\%$.

Таким образом, изменение радиуса поворота и положение центра поворота определяются углом увода передней оси, который в свою очередь зависит от величины и знака касательной силы тяги этой оси. Центр поворота находится во всех случаях движения (без учета центробежных сил) на продолжении оси задних колес, удаляясь или приближаясь к центру заднего моста в зависимости от направления увода передней оси. При прямолинейном движении соотношение силы тяги и силы сопротивления передней оси определяют ΔR для нулевого значения α .

Исследования поворота с учетом центробежных сил показывают, что в большинстве случаев эти силы не влияют на величину радиуса поворота, а вызывают смещение центра поворота вперед (величина E на рис. 1).

Л и т е р а т у р а

[1] *Ярмашевич Ю. И.* Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами. Автореф. канд. дисс. Минск, 1965. [2] *Тарасов В. Н.* Тангенциальная и боковая деформация пневматической шины. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 3.