

трактора в среднем на 50 %, при перемещении колеса вверх – уменьшается в среднем на 40 %.

Из формулы (2) следует, что снизить $\Delta \omega_k$ можно, уменьшив до возможного по конструктивным соображениям число зубьев Z_2 , соответственно увеличив число зубьев Z_1 . Изменение угловых скоростей $\dot{\phi}$ и $\dot{\phi}_1$, зависящих от размеров звеньев механизма стабилизации, здесь не рассматривается, поскольку размеры звеньев определяют необходимые характеристики процесса стабилизации трактора.

Таким образом, проведенные исследования указывают на значительное изменение угловой скорости заднего ведущего колеса трактора при включении в работу механизма стабилизации, вследствие чего скорость движения трактора изменяется. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании тракторов с подобными механизмами стабилизации, а также при исследовании движения трактора на склоне.

ЛИТЕРАТУРА

1. З а р е ц к и й В.П., З е л е н ы й П.В., Я ц к е в и ч В.В. Анализ механизма автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора // Автотракторостроение. – Минск, 1981. – Вып. 16. – С. 100–103.

УДК 629.114.2.02-585

А.К. ГЕРАСИМОВИЧ (БПИ),
П.А. АМЕЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук (МТЗ),
А.Х. ЛЕФАРОВ, д-р техн. наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА НА ПОВОРОТЕ

Одним из основных параметров, характеризующих распределение тяговых усилий по ведущим мостам колесной машины 4К4 с блокированным межосевым приводом, является кинематическое несоответствие m [3]. В случае нулевого значения кинематического несоответствия при прямолинейном движении оно всегда возникает при криволинейном движении, так как за одинаковые промежутки времени колеса переднего и заднего ведущих мостов проходят разные пути. В связи с этим возникает необходимость установления аналитических зависимостей для определения кинематического несоответствия, возникающего при повороте машины.

При дифференциальном межколесном приводе в обоих мостах полноприводных тракторов типа "Беларусь" кинематическое несоответствие между мостами на повороте определяется по выражению

$$m = 1 - \cos \alpha,$$

где α – средний угол поворота управляемых колес.

В переднем ведущем мосту (ПВМ) тракторов "Беларусь" устанавливается самоблокирующийся дифференциал повышенного трения, который во многих случаях работает в режиме блокированного привода. При таком режиме рабо-

ты возникает кинематическое несоответствие между центром заднего ведущего моста (ЗВМ) и наружным колесом ПВМ — m' ; внутренним колесом ПВМ — m'' :

$$m' = (v'_1 - v_2)/v'_1; \quad m'' = (v''_1 - v_2)/v''_1, \quad (1)$$

где v'_1, v''_1 — расчетные скорости движения на повороте центров соответственно наружного и внутреннего колес ПВМ; v_2 — расчетная скорость движения на повороте центра ЗВМ.

В процессе поворота управляемые колеса участвуют в двух видах движения: относительном вокруг оси шкворня с угловой скоростью ω'_a (ω''_a); переносном вокруг центра поворота трактора с угловой скоростью ω_π (рис. 1). Из рисунка видно, что в любой момент времени относительная v'_o и переносная v''_o скорости наружного колеса совпадают по направлению, а v'_o и v''_o внутреннего колеса противоположны по направлению. Тогда суммарные расчетные скорости передних колес:

$$v'_1 = \omega_\pi R'_1 + \omega'_a a; \quad v''_1 = \omega_\pi R''_1 - \omega''_a a, \quad (2)$$

где R'_1, R''_1 — радиусы поворота передних соответственно наружного и внутреннего колес; a — плечо обкатки.

Угловые скорости поворота передних колес вокруг осей шкворней ω'_a и ω''_a определим дифференцированием зависимостей между углами поворота наружного и внутреннего управляемых колес и средним углом поворота управляемых колес [1]:

$$\omega'_a = \left[\frac{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right]^2 \omega_a; \quad (3)$$

$$\omega''_a = \left[\frac{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right]^2 \omega_a,$$

где ω_a — угловая скорость изменения среднего угла поворота управляемых колес; B^* — расстояние между центрами осей шкворней; L — база трактора. Радиусы поворота управляемых колес получим из рис. 1:

$$R'_1 = \frac{L}{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})} + a; \quad (4)$$

$$R''_1 = \frac{L}{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})} - a.$$

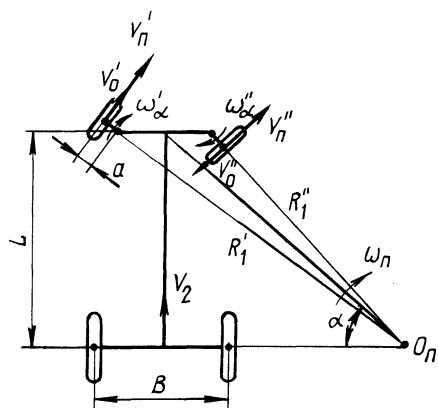


Рис. 1. Схема поворота трактора

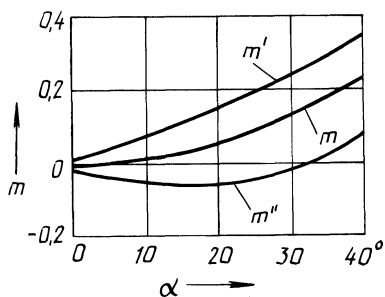


Рис. 2. Зависимость кинематического несоответствия в трансмиссии трактора от среднего угла поворота управляемых колес

Переносная угловая скорость поворота трактора $\omega_n = v_2 \operatorname{tg} a / L$. После подстановки выражений (2), (3), (4) в (1) окончательно получим

$$m' = 1 - 1 / \left[\frac{\operatorname{tg} a}{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})} + \frac{a \operatorname{tg} a}{L} + \left(\frac{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right)^2 \frac{a \omega_a}{v_2} \right];$$

$$m'' = 1 - 1 / \left[\frac{\operatorname{tg} a}{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})} - \frac{a \operatorname{tg} a}{L} - \left(\frac{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right)^2 \frac{a \omega_a}{v_2} \right].$$

На рис. 2 приведены результаты расчета кинематического несоответствия в трансмиссии трактора при дифференциальном межколесном приводе в ПВМ — m и блокированном межколесном приводе в ПВМ — m' , m'' . Приняты следующие параметры трактора: $B = 1,6$ м; $L = 2,7$ м; $a = 0,176$ м; $v_2 = 2,78$ м/с (10 км/ч); $B^* = B - 2a$. Угловая скорость изменения среднего угла поворота управляемых колес $\omega_a = 0,2$ 1/с [2].

Из рисунка видно, что m растет с увеличением a , m' — тоже, но более интенсивно. Значение m'' вначале отрицательно, при $a = 32^\circ$ равно нулю, а при $a > 32^\circ$ — положительно. Объясняется это тем, что расчетная скорость движения внутреннего колеса v_1'' сначала уменьшается по сравнению с v_2 , а затем ($a = 16^\circ$) растет. Начала кривых m' и m'' находятся на некотором удалении от

нуля. Связано это с тем, что нами принята ω_a , возникающая мгновенно и сохраняющаяся постоянной в диапазоне всех углов поворота.

Проведенный анализ показывает, что имеет место существенная разница между кинематическим несоответствием m и m' , m'' . Это оказывает значительное влияние на тяговые свойства и нагруженность наружного и внутреннего колес ПВМ трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. – Ч. II: Теория. – Минск: Выш. шк., 1977. – 384 с.
2. И в а н о в С.С. Оптимальная угловая скорость поворота управляемых колес самоходного комбайна // Механизация и электрификация соц. сельск. хоз-ва. – 1970. – № 10. – С. 42–43.
3. Л е ф а р о в А.Х. Исследование тяговых свойств автомобилей и колесных тракторов 4 × 4 в зависимости от схемы силового привода: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1974. – 50 с.

УДК 629.114.2

В.П. ЗАРЕЦКИЙ, канд.техн.наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ СТАБИЛИЗАЦИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Перспективными мобильными средствами для работы на склоне являются транспортные средства со стабилизацией остова в вертикальном положении одним бортом, т. е. за счет перемещения колеса, занимающего нижнее положение по склону, вниз от исходного положения при неподвижном колесе противоположного борта [1]. Перемещение колес такого транспортного средства, например полуприцепа, происходит за счет системы стабилизации, включающей расположенные со стороны каждого борта рычаги с опорными колесами, снабженные приводом поворота от гидроцилиндров, которые подключены к автомату-стабилизатору [2].

Усилие на гидроцилиндре исполнительного механизма стабилизации (рис. 1) зависит от соотношения плеч рычага, нормальной силы $F_{ст}$ со стороны опорной поверхности на колесо и силы F_k сопротивления качению колеса, лежащих в плоскости качения колеса:

$$F_{ц} = a [F_{ст} \cos(\varphi - \alpha_{ц}) - F_k \sin(\varphi - \alpha_{ц})] / (c \sin \epsilon), \quad (1)$$

где $\epsilon = \arccos [(c^2 + l^2 - d^2)/(2cd)]$; $d = \sqrt{X_{ц,п}^2 + Y_{ц,п}^2}$; $\alpha_{ц}$ – угол отклонения продольной оси полуприцепа в вертикальной плоскости относительно горизонтали местности.

Сила $F_{ст}$ в процессе стабилизации определяется суммарной силой, расположенной в поперечной нормальной к опорной поверхности плоскости, и изменяется в зависимости от положения в поперечной плоскости остова и ходовой части полуприцепа, которое характеризуется углом стабилизации α_m . Угол стабилизации – угол поперечного склона, на котором при данном положении исполнительного механизма поперечная плоскость симметрии полуприцепа занимает вертикальное положение: