

ВОМ при включении и разгоне, зависит от момента инерции разгоняемых масс, частоты вращения вала двигателя и скорости нарастания давления в бустере муфты ВОМ. Скорость нарастания давления (в МПа/с) определяется по формуле:

$$\Delta P = \frac{P_3 - P_2}{t_3}.$$

На основании анализа результатов испытаний сделаны следующие выводы:

1. Величина пикового значения крутящего момента на хвостовике ВОМ не зависит от темпа перемещения золотника крана управления муфтой ВОМ трактора МТЗ-142.

2. Применение крана управления следящего действия типа MF -1150 способствует снижению пиковых нагрузок на 30%.

УДК 631.372:629.114.2.02.075

Ю.Е.Атаманов, И.Л.Трофименко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВОРОТЛИВОСТИ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО ТРАКТОРА

В работе анализируется влияние скорости движения на некоторые параметры, определяющие поведение шарнирно-сочлененного трактора с крюковой нагрузкой на повороте.

Криволинейное движение трактора рассматривалось на ровной горизонтальной поверхности с постоянной скоростью в вариантах 4x2 и 4x4 (рис. 1). В вариантах 4x2 исследовалось движение с передним (ПВМ) или только с задним (ЗВМ) ведущим мостом. В варианте 4x4 - с заблокированным межосевым приводом с коэффициентом конструктивного кинематического несоответствия и без него. Принималось, что в ведущих мостах установлены простые конические дифференциалы.

Система уравнений, описывающая движение трактора, имеет вид

$$m\ddot{x} = \sum_1^i x; \quad m\ddot{y} = \sum_1^i y; \quad I\ddot{\beta} = \sum_1^i M_A; \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1)$$

где x , y , M_A - обобщенные силы по обобщенным координатам.

Система уравнений (1) неопределима, поскольку число неизвестных больше числа уравнений. Выразим неизвестные, относящиеся к первой секции, через неизвестные, относящиеся ко

второй секции. Таким образом сократим число неизвестных до количества уравнений, равного трем.

Скорость передней оси

$$v_1 = v_2 \frac{1}{\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \psi_1} ; \quad (2)$$

буксование передней оси

$$\delta_1 = 1 - \frac{1 - \delta_2}{(1 - k_H)(\cos \alpha + \psi_1 \sin \alpha)} , \quad (3)$$

где $k_H = (v_{T2} - v_{T1}) / v_{T2}$ - коэффициент конструктивного кинематического несоответствия [1].

Выразим радиусы траекторий движения центров передней и задней осей через условный радиус R . Из рис. 1 видно, что

$$R_1 = \frac{R}{\cos(\gamma_1 - \psi_1)} ; \quad R_2 = \frac{R}{\cos(\gamma_2 + \psi_2)} ; \quad (4)$$

$$\gamma_2 = \arcsin \frac{l_1 \sin \alpha}{L} ; \quad \gamma_1 = \alpha - \gamma_2 , \quad (5)$$

где ψ_1 и ψ_2 - углы увода передней и задней осей.

Связь между углами увода передней и задней осей найдем из кинематики поворота трактора (рис. 1):

$$\frac{AB}{R} = \operatorname{tg}(\gamma_1 - \psi_1) ; \quad \frac{L - AB}{R} = \operatorname{tg}(\gamma_2 + \psi_2) , \quad (6)$$

где $L = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \alpha}$; l_1, l_2 - расстояния от шарнира для соответствующих осей.

Откуда $AB = R \operatorname{tg}(\gamma_1 - \psi_1)$.

Подставив значение AB во второе выражение, получим

$$L - R \operatorname{tg}(\gamma_1 - \psi_1) = R \operatorname{tg}(\gamma_2 + \psi_2) . \quad (7)$$

Разложим функцию tg в ряд Маклорена и ограничимся двумя членами (погрешность не превышает 5% при максимальных значениях углов γ_1 и ψ_1).

$$\operatorname{tg}(\gamma_1 \pm \psi_1) = \operatorname{tg} \gamma_1 \pm \psi_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1) . \quad (8)$$

Подставив (8) в выражение (7) и, произведя преобразования, получим

$$\psi_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \gamma_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1} - \frac{1}{R} \frac{L}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1} + \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1} \psi_2 . \quad (9)$$

Выражение (3) после подстановки в него (9) примет вид:

$$\delta_1 = 1 - \frac{1 - \delta_2}{(1 - k_H) A}, \quad (10)$$

где $A = \cos \alpha + (\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \gamma_2) \sin \alpha / (1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1)$.

Силы, входящие в систему (1), определим по выражениям: касательные силы тяги ведущих осей

$$P_{ki} = k_i \delta_i, \quad (11)$$

где k_i - переменный коэффициент; δ_i - буксование колес ведущих осей;

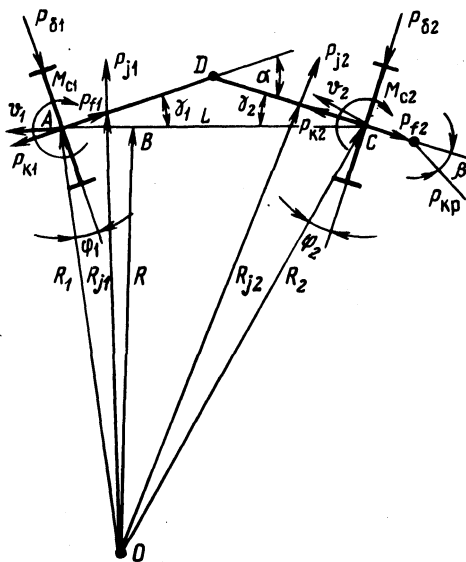


Рис. 1. Схема поворота трактора.

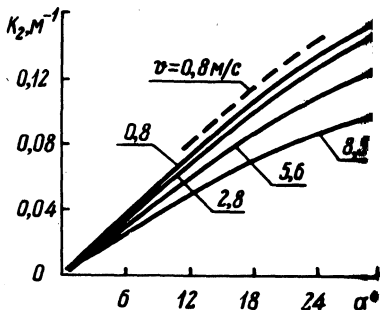


Рис. 2. Зависимости кривизны траектории движения от угла складывания рамы трактора.

силы сопротивления качению

$$P_{fi} = f G_i, \quad (12)$$

где f - коэффициент сопротивления качению; G_i - сила веса, действующая на i -ю ось;

боковые силы

$$P_{bi} = k_{\psi i} \psi_i, \quad (13)$$

где $k_{\psi i}$ - коэффициент сопротивления уводу i -й оси; ψ_i - угол увода i -й оси;

силы инерции

$$P_{ji} = \frac{m_i v_i^2}{R_{ji}}, \quad (14)$$

где m_i - масса i -й секции; v_i - скорость i -й оси; R_{ji} - расстояние от мгновенного центра поворота до центра масс i -й секции.

Значения (2), (4), (9), (10), (11), (12), (13) и (14) подставляем в исходную систему уравнений (1) и, произведя преобразования, приводим ее к виду:

$$\begin{aligned} b_{00} \delta_2 - b_{01} \psi_2 + b_{02} \frac{1}{R} &= b_{03}; \\ b_{10} \delta_2 + b_{11} \psi_2 - b_{12} \frac{1}{R} &= b_{13}; \\ b_{20} \delta_2 - b_{21} \psi_2 + b_{22} \frac{1}{R} &= b_{23}, \end{aligned} \quad (15)$$

где b_{ij} - коэффициенты, зависящие от конструктивных и эксплуатационных параметров трактора.

Выражения, по которым подсчитываются коэффициенты b_{ij} , ввиду их громоздкости не приводятся.

При теоретических исследованиях криволинейного движения трактора варьировались следующие параметры: скорость v_2 в пределах от 0,8 до 10 м/с, угол складывания рамы трактора α от 0° до 30° , крюковая нагрузка $P_{кр}$ от 6 до 15 кН и коэффициент сопротивления качению f от 0,03 до 0,1.

Как показывают теоретические исследования, основными параметрами, влияющими на кривизну траектории движения, являются угол складывания рамы трактора α и скорость движения v (рис. 2).

С увеличением скорости движения кривизна траектории уменьшается при тех же углах складывания рамы. Так, при $\alpha = 10^\circ$ и скорости движения $v_2 = 1,38$ м/с $k_2 = \frac{1}{R} = 0,051 \text{ м}^{-1}$, а при $v_2 = 9,72$ м/с $k_2 = 0,0286 \text{ м}^{-1}$, т.е. кривизна уменьшилась примерно в 1,8 раза.

В табл. 1 приведены результаты исследований влияния схемы привода к ведущим осям и величины крюковой нагрузки на кривизну k_2 при $v_2 = 1,38$ м/с и $\alpha = 22^\circ$.

Из данных таблицы видно, что увеличение крюковой нагрузки приводит к уменьшению кривизны траектории движения, т.е. к увеличению радиуса.

Таблица 1

Колесная формула	Характеристика привода	$P_{кр}$, кН	k_2 , M^{-1}
4x2	ПВМ	6,6	0,1215
—"	—"	13,2	0,1157
—"	ЗВМ	6,6	0,122
—"	—"	12,2	0,118
4x4	$k_H = 0,05$	6,6	0,1218
—"	—"	13,2	0,1167

Для проверки достоверности теоретических исследований проведены экспериментальные работы с колесными тракторами Т-150К и К-701. Крюковая нагрузка задавалась полунавесным прицепом ЗПТС-14,5П грузоподъемностью 14500 кг.

Пунктиром на рис. 2 показано изменение кривизны для трактора Т-150К, полученное по результатам экспериментов для $v_2 = 0,8$ м/с. Расчетные и экспериментальные данные имеют удовлетворительное совпадение.

Таким образом, на поворотливость шарнирно-сочлененного трактора при малых крюковых нагрузках существенно влияет угол складывания рамы и скорость движения. Схема привода к ведущим осям и изменение крюковой нагрузки до 15 кН оказывает незначительное влияние на изменение кривизны траектории при движении трактора по асфальту.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. — Мн., 1977, ч. II.

УДК 629.1.073

Н.В.Богдан, Е.А.Романчик

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НЕРАВНОМЕРНОЙ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРА И ТИПА МЕЖКОЛЕСНОЙ СВЯЗИ

В практике эксплуатации трактора МТЗ-80 в агрегате с прицепами при торможении зачастую возникает неравномерность тормозных сил на задних колесах трактора, которая приводит к