

## НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВЕДУЩЕГО МОСТА

Сельскохозяйственные тракторы со всеми ведущими колесами имеют управляемый межосевой привод с принудительным или автоматическим включением дополнительного ведущего моста. Автоматическое включение обеспечивают, как правило, с помощью муфты свободного хода роликового или храпового типа. Для таких муфт характерно частое подключение моста в работу при движении по неровной твердой поверхности, что вызывает колебательное изменение нагрузок в трансмиссии. На рис. 1...3 приведены результаты испытаний колесного трактора МТЗ-82АЛ при движении по дороге с асфальтовым покрытием, имеющей искусственные неровности. Исследования показывают, что на включение привода влияет скорость изменения вертикальных нагрузок и крутящих моментов колес (рис. 1, 2). Как видно из рис. 3, замыкание муфты свободного хода сопровождается резким изменением крутящего момента в приводе передних колес трактора от отрицательных до положительных значений.

В последнее время разработаны фрикционные муфты свободного хода с усилительно-преобразующим устройством и гидравлическим управлением, расчетная схема которых представлена на рис. 4.

На детали фрикционной муфты действуют упругие моменты  $M_2$  и  $M_5$ , а также сила  $P$  - сила сопротивления перемещению золотника. Кроме того, на детали муфты, связанные между собой фрикционным элементом  $C$ , при буксовании последнего действует момент трения  $M_T$ . В расчетной схеме также учтено сухое трение  $M_{C_2}$ , возникающее при относительном перемещении элементов 1 и 2. Момент трения

$$M_T = Q(x) \cdot \bar{\mu} R Z (1+K),$$

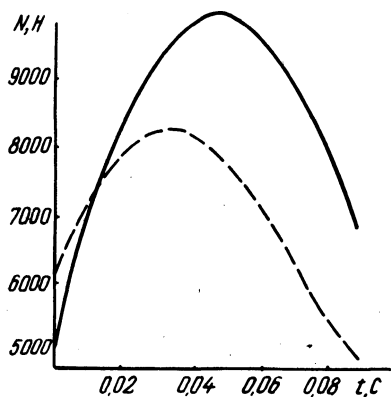


Рис. 1. Изменение динамической составляющей реакции дороги на передний мост в процессе включения обгонной муфты: --- обгонная муфта не включилась; — обгонная муфта включилась (те же условные обозначения для рис. 2 и 3).

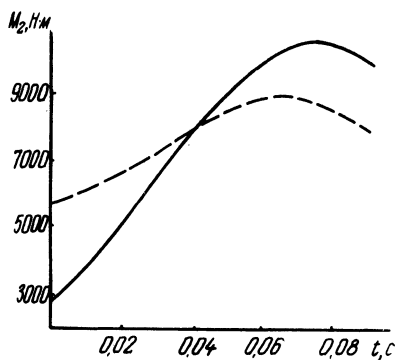


Рис. 2. Изменение крутящего момента на задних колесах в процессе включения обгонной муфты.

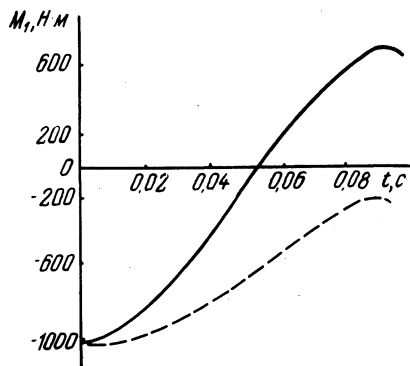


Рис. 3. Изменение крутящего момента на передних колесах в процессе включения обгонной муфты.

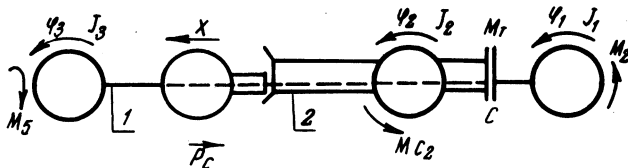


Рис. 4. Расчетная схема фрикционной муфты с усиленно-преобразующим устройством.

где  $Q = \varphi(x)$  – усилие на поршень муфты;  $\mu = f(\omega_{\text{отн}})$  – коэффициент трения между дисками муфты;  $R$  – средний радиус дисков муфты;  $Z$  – число пар трения;  $K$  – коэффициент, учитывающий величину сухого трения  $M_{c_2}$ ;  $x$  – перемещение золотника управления.

Ниже приводим дифференциальные уравнения движения ведомой и ведущей масс муфты при буксовании

$$\left. \begin{aligned} (J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_3 &= -M_T + M_5 \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_T - M_2 \end{aligned} \right\} \varphi_2 = \varphi_3 > \varphi_1 ;$$

$$\left. \begin{aligned} (J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_3 &= M_T - M_5 \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -M_T + M_2 \end{aligned} \right\} \varphi_2 = \varphi_3 < \varphi_1 .$$

В общем случае уравнение движения масс привода при относительном их движении будет

$$\begin{aligned} (J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_3 &= M_T \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}) - M_5 \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -M_T \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}) - M_2 \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}); \\ \omega_{\text{отн}} &= \varphi_1 - \varphi_3, \end{aligned}$$

где  $J_1$  – приведенный момент инерции деталей трансмиссии;  $J_2$  – приведенный момент инерции ведомой полумуфты;  $J_3$  – приведенный момент инерции деталей привода переднего моста.

После прекращения буксования фрикционного элемента  $C$  уравнение движения принимает вид

$$\begin{aligned} (J_1 + J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_1 &= M_2 - M_5; \\ \varphi_1 &= \varphi_2 = \varphi_3. \end{aligned}$$

Процесс выключения фрикционной муфты может быть описан следующей системой дифференциальных уравнений, при этом  $\varphi_3 > \varphi_2$ :

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_T - M_2; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_{c_2} - M_T;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_5 - M_{c_2}; \quad m_4 \ddot{x} = Cx - R_c^I,$$

а процесс включения (при условии  $\varphi_2 > \varphi_3$ ):

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = -M_T + M_2;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_T - M_{c_2} - \frac{R_c}{\operatorname{tg} \beta} r_k;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_T - M_5;$$

$$x = l \frac{\varphi_2 - \varphi_3 - \alpha}{\beta} \geq 0,$$

при этом  $\varphi_2 - \varphi_3 \leq \delta$  (если  $x < 0$ , то  $R_c = 0$ ), где  $l$  - высота кулачков ведомой полумуфты;  $\alpha$  - угловой зазор в кулачковой муфте;  $\beta$  - угол подъема кулачков;  $R$  - сила сопротивления перемещению золотника;  $r_k$  - средний радиус кулачков;  $m_4$  - приведенная масса золотника и деталей его привода;  $\delta$  - угловой люфт в шлицах.

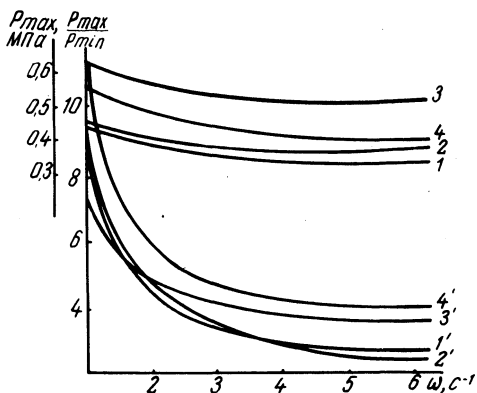


Рис. 5. Зависимость давления в системе от частоты колебания ведущего элемента муфты.

Из уравнения равновесия сил, действующих на золотник, найдем

$$R_c = (R_{гд} + R_{и} + R_{стз} + R_{втз} + R_{пр}) (1 + K),$$

где  $R_{гд}$  - осевая гидродинамическая сила;  $R_{и}$  - сила инерции золотника и деталей его привода;  $R_{стз}$  - сила сухого трения золотниковой пары;  $R_{втз}$  - сила вязкого трения золотниковой пары;  $R_{пр}$  - сила упругости пружины;  $K$  - коэффициент, учитывающий сухое трение на шлицах кулачковой полумуфты.

Значение каждой составляющей силы  $R_c$  определяется по известным формулам [1...3].

На рис. 5 приведены результаты экспериментальных исследований изменения амплитуды давления в гидросистеме в зависимости от частоты колебания ведущего элемента муфты. Испытания проводились при двух значениях давления в питающей линии: 0,5 и 0,7 МПа и изменении частоты колебания от 1 до  $7 \text{ с}^{-1}$ . Графики 1...4 показывают, что изменение максимального давления в гидросистеме при амплитуде угла поворота ведущего элемента 0,5...0,65 рад достигают 60...70%. С увеличением частоты колебания ведущего элемента муфты выше  $5 \text{ с}^{-1}$  амплитуда давлений в гидросистеме уменьшается и в зависимости от входных параметров устанавливается в пределах 2...4. Это показывает, что выходные параметры привода с гидроруляемой фрикционной муфтой существенно зависят от входных воздействий, что является основным его отличием от существующих конструкций.

#### Л и т е р а т у р а

1. Хаймович Е.М. Гидропривод и гидроавтоматика станков. М., 1959. 2. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., 1975. 3. Колпакова Н.П. Пневматический механизм как элемент системы автоматического управления. – В сб.: Автоматическое регулирование авиадвигателей, № 2. М., 1960.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, канд.техн.наук,  
В.В.Теленченко, Г.А.Гаяновский

#### ВЛИЯНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОДКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА 4x4

В настоящей работе исследовалась нагруженность трансмиссии при трогании и разгоне трактора МТЗ-82А с прицепом 2ПТС-4 по грунтовой дороге на различных передачах в зависимости от режимов работы переднего моста (ведомый, автоматический, принудительное включение) и величины кинематического несоответствия, что необходимо для более обоснованного расчета автомата включения переднего моста и трансмиссии трактора.