

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА

*А.С.Поварехо, П.В.Радченко*

*Аннотация: Как правило, универсально-пропаиные тракторы «Беларус» имеют тормозные механизмы только на заднем мосту, а межосевой привод тормозится в качестве регулирующего элемента, перераспределяющего тормозные моменты с заднего моста на передний в соответствии с приходящей на них нагрузкой и коэффициентом кинематического несоответствия трансмиссии. При этом обеспечение синхронного срабатывания элементов тормозной системы и системы включения переднего моста позволит получить высокое качество управления эффективностью процесса торможения.*

Целью математического моделирования электрогидравлического привода переднего ведущего моста (ПВМ) полноприводного трактора являлась оценка параметров переходных процессов, возникающих при включении муфты включения ПВМ, в частности его быстродействия.

Для составления математической модели реальный привод заменяется расчетной схемой (рисунок 1 а, б).

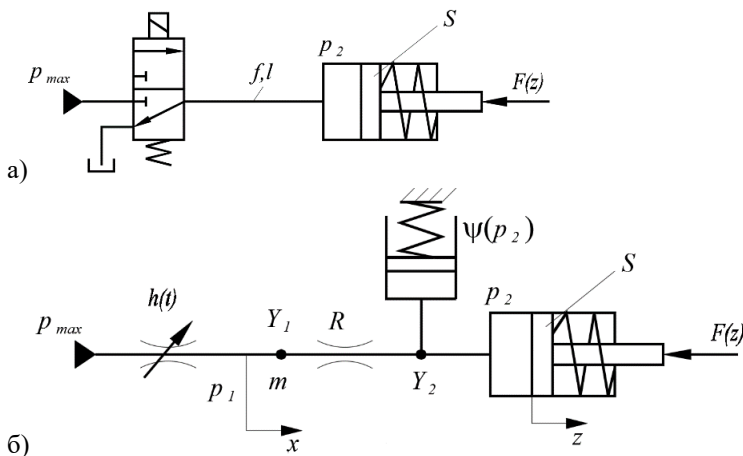


Рисунок 1 – Схема электрогидравлического привода ПВМ

При составлении математической модели использовалась методика расчета динамических характеристик гидропривода, приведенная в [1].

Воспользовавшись уравнением течения жидкости в трубопроводе на участке  $Y_1$  и  $Y_2$  и составив уравнения расходов для узлов  $Y_1$  и  $Y_2$  получаем математическую модель, соответствующую расчетной схеме (рисунк 1 б):

$$\begin{aligned}\frac{d^2x}{dt^2} &= b_0 - b_1 \cdot p_2 - b_2 \cdot \frac{dx}{dt} - \left[ b_3 + \frac{b_6}{h^2(t)} \right] \cdot \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt}; \\ \frac{d^2z}{dt^2} &= b_7 \cdot p_2 - b_8 \cdot \frac{dz}{dt} - b_9 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} - (b_4 + b_5 \cdot z); \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{b_{11} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{dz}{dt}}{b_{10} + z} \cdot (b_{12} + b_{13} \cdot p_2)\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}b_0 &= p_{max}/a_1; \quad b_1 = 1/a_1; \quad b_2 = a_2/a_1; \quad b_3 = a_3/a_1; \quad b_4 = F_0/m_n; \\ b_5 &= c_{np}/m_n; \quad b_6 = a_4/a_1; \quad b_7 = S/m_n; \quad b_8 = K_T/m_n; \quad b_9 = F_{тр}/m_n; \\ b_{10} &= f \cdot l/S + z_{min}; \quad b_{11} = f/S; \quad b_{12} = E_{aa} - a_{ta} \cdot (t - t_0); \quad b_{13} = a_{pa}; \\ a_1 &= \rho \cdot l; \quad a_2 = 27,5 \cdot \rho \cdot v \cdot l/f; \quad a_3 \\ &= 0,5 \cdot \xi \cdot \rho + 0,443 \cdot k_e \cdot \rho \cdot l/\sqrt{f}; \\ a_4 &= \rho \cdot f^2/(2 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot D)^2).\end{aligned}$$

Параметры, входящие в вышеприведенные выражения определяются следующим образом:  $E_{aa}$ ,  $a_{ta}$ ,  $a_{pa}$  – параметры, определяющие динамический модуль объемной упругости (при температуре  $t_0$  и  $p=0,1$  МПа);  $z_{min}$  – расстояние между корпусом и поршнем в начальном положении поршня;  $t$  – текущее значение температуры рабочей жидкости;  $m_n$  – масса подвижных частей, приведенная к поршню;  $K_T$  – коэффициент вязкого трения о стенки цилиндра;  $F_{тр}$  – сила сухого трения;  $p_2$  – давление рабочей жидкости в поршневой камере;  $S$  – площадь поршня;  $p_{max}$  – давление настройки предохранительного клапана);  $h(t)$  – закон перемещения исполнительного элемента распределителя;  $D$  – диаметр золотника распределителя;  $\mu$  – коэффициент расхода для распределителя.

В качестве характеристики объекта управления (силового поршня муфты ПВМ)  $F(z)$  принимаем линейную характеристику:

$$F(z) = c_{np} \cdot z + F_0,$$

где  $c_{np}$  – жесткость эквивалентной пружины;  $F_0$  – начальная нагрузка.

При определении динамических характеристик гидравлического привода включения муфты ПВМ в качестве электрораспределителя рассматривались гидрораспределители системы управления типа ЗСУ с двумя значениями условного прохода 5 мм и 8 мм.

На рисунке 2 приведены результаты моделирования привода муфты ПВМ. С качественной точки зрения характеристики имеют типичный вид для исполнительных частей гидросистем с насосным приводом. В начальный период времени имеет место незначительное повышение давление и задержка его дальнейшего роста, связанная с заполнением соединительных трубопроводов и полости нажимного механизма фрикционной муфты. После заполнения полостей происходит резкое увеличение давления, которое приводит к замыканию пар трения.

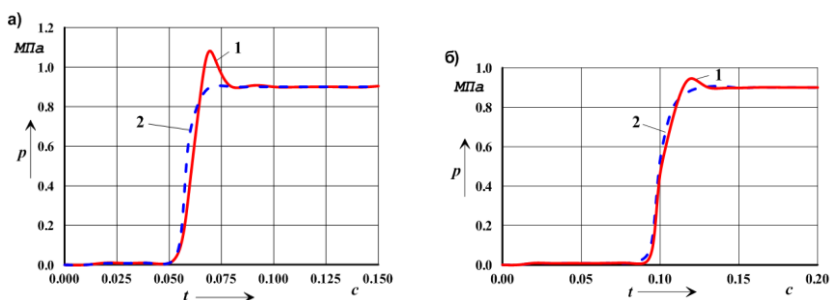


Рисунок 2 – Динамические характеристики электрогидропривода муфты ПВМ для гидрораспределителей с условными проходами: а) 8 мм; б) 5 мм

Быстродействие привода, как показали расчеты, существенно зависит от условного прохода гидрораспределителя. Для условного прохода 8 мм оно составило 0,07 с, а для условного прохода 5 мм – 0,12 с. Приведенные на графиках зависимости под номером 2 соответствуют расположению распределителя непосредственно на входе в муфту ПВМ. В этом случае имеет место более плавное изменение давления без заброса его максимального значения. С точки зрения времени срабатывания существенной разницы для кривых 1 и 2 не отмечено, что объясняется небольшой разницей заполняемых в системе объемов при изменении длины соединительных трубопроводов.

Приведенная математическая модель показала свою работоспособность и может быть использована как составная часть общей математической модели торможения полноприводного трактора.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - [М.: Машиностроение, 1980.](#)

УДК 629.017

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ТОРМОЗНЫЕ КАЧЕСТВА ДВУХОСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

*Л.А.Авласенкова, А.С.Поварехо*

*Аннотация: Разработана математическая модель процесса торможения двухосного транспортного средства и исследовано влияние эффективности тормозных механизмов (развиваемого тормозного момента) на основные показатели процесса торможения.*

Скорость и безопасность движения автомобиля в значительной степени определяется его тормозными свойствами. Актуальность исследования обусловлена тем, что при достижении максимального тормозного момента (тормозная сила оказывается больше силы сцепления колеса с дорогой) колесо блокируется и переходит на «юз», что ведет к снижению эффективности торможения. При блокировке колес автомобиля тормозной путь увеличивается на любом покрытии, а также может возникнуть занос, сопровождающийся изменением направления движения автомобиля.

Рассматриваемым объектом исследования является двухосный автомобиль категории N, оборудованный рабочей тормозной системой, состоящей из четырех тормозных механизмов и гидравлического привода.

Оценочными показателями эффективности рабочей и запасной тормозных систем при дорожных испытаниях автотранспортных средств категорий N является установившееся замедление, соответствующее движению автомобиля при постоянном усилии воздействия на тормозную педаль, и тормозной путь – расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль до остановки.

При разработке расчетной схемы из всех действующих на автомобиль сил учитывались те, которые оказывают наиболее существенное влияние на динамику его торможения, и были приняты допущения, которые позволили перейти от пространственной модели к плоской (рисунок 1):