

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Анализ исследований по динамике гидроприводов различного назначения (технологических машин-автоматов и систем гидроавтоматики транспортных машин) показывают на сложность процессов, происходящих в потоке жидкости при ее взаимодействии с твердыми телами. Уравнения переходных процессов в гидравлических приводах, как правило, нелинейны. Нелинейность их обусловлена рядом факторов, главными из которых являются: нелинейные характеристики внешних сопротивлений (нагрузки), нелинейные потери давления в магистралях, силы трения, зазоры.

В работе исследовалась динамическая нагруженность объемного поршневого гидропривода технологической машины на участке торможения. Объемный поршневой гидропривод (рис.1) состоит из гидроцилиндра 1, насоса 2, распределителя 3, тормозного устройства 4 (регулируемый дроссель), переливного клапана 5, соединительных трубопроводов и сливного бака. Двухпозиционный четырехлинейный распределитель показан в позиции, соответствующей передвижению поршня слева направо. Переключение распределителя из одной позиции в другую происходит от электромагнитов 6.

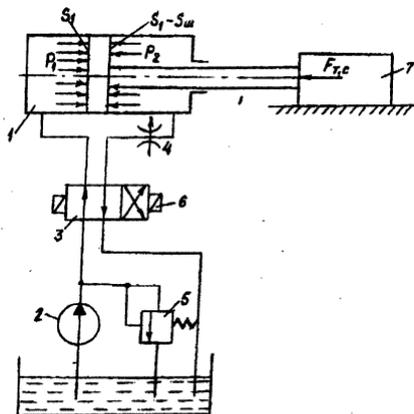


Рис.1. Схема поршневого гидропривода

При математическом описании динамических процессов в гидроприводе выбрана наиболее простая динамическая модель, которая адекватна исследуемым процессам. В качестве звена приведения взят поршень, к которому приведена масса рабочей жидкости на рассматриваемом участке и масса механически подвижных элементов машины. В этой модели введен ряд допущений: жидкость рассматривается несжимаемой и сосредоточенной в одном объеме, учитывается только один режим течения.

Дифференциальное уравнение движения звена приведения имеет вид:

$$m_n \frac{dV}{dt} = F_\delta - F_C \quad (1)$$

Приведенная к поршню движущая сила и сила сопротивления:

$$F_\delta = p_1 s_1; F_C = F_{T.C} + p_2 (s_2 - s_{III}).$$

Давление p_1 в напорной полости зависит от давления на выходе из насоса p_H и от потерь давления в напорной линии Δp_1 , т.е.

$$p_1 = p_H - \Delta p_1.$$

Давление p_2 в сливной полости зависит от потерь давления в сливной линии Δp_2 и потерь давления в тормозном устройстве Δp_T , т.е.

$$p_2 = \Delta p_2 + \Delta p_T$$

Потери давления Δp_1 и Δp_2 зависят от скорости течения жидкости, которая при постоянном расходе пропорциональна величине скорости поршня V

$$\Delta p_1 = A_1 V + B_1 V^2$$

$$\Delta p_2 = A_2 V + B_2 V^2,$$

где A_1, A_2, B_1, B_2 – постоянные коэффициенты.

Потери давления в тормозном устройстве:

$$\Delta p_T = B_T \frac{V^2}{f_T^2},$$

где B_T – экспериментальный коэффициент,

f_T – площадь проходного сечения в тормозном устройстве.

Общая приведенная масса m_n находится из условия равенства кинетических энергий массы механических частей поршня m и массы жидкости m_1 в напорном и сливном трубопроводах

$$m_n = m + m_1 \frac{V_{TP}^2}{V^2} \quad (2)$$

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов жидкости представляет собой алгебраическую сумму входного $Q_{\text{вх}}$ и выходного $Q_{\text{вых}}$ расходов. Расход на выходе из насоса связан со скоростью поршня соотношением: $Q_{\text{вых}} = V \cdot S_1$, а расход на входе связан со скоростью жидкости в трубопроводах: $Q_{\text{вх}} = V_{TP} \cdot f$.

Откуда
$$\frac{V_{TP}}{V} = \frac{S_1}{f},$$

где S_1 – площадь поперечного сечения поршня,

f – площадь проходного сечений трубопровода.

Начальные данные к расчету:

$$d_1 = 0,065 \text{ м}, d_m = 0,02 \text{ м}, f = 0,785 \text{ см}^2, f_T = 0,1 \text{ см}^2, m_1 = 0,02 \text{ кг}, A_1 = 2 \cdot 10^6 \text{ Нс/м}^3,$$

$$A_2 = 17 \cdot 10^6 \text{ Нс/м}^3, B_1 = 4 \cdot 10^6 \text{ Нс/м}^4, B_2 = 15 \cdot 10^6 \text{ Нс/м}^4, B_T = 4,8 \cdot 10^{-4} \text{ Нс}^2,$$

$$p_H = 4,7 \cdot 10^6 \text{ Па}, F_{T.c} = 850 \text{ Н}.$$

Учитывая принятые исходные данные, получим:

$$m_n = m + m_1 \frac{V_{TP}^2}{V^2} = m + m_1 \frac{S_1^2}{f^2} = m + 0,02 \left(\frac{33,16}{0,785} \right)^2 = m + 35,687,$$

$$F_\theta = (p_H - A_1 V - B_1 V^2) S_1 = (4,7 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^6 V - 4 \cdot 10^6 V^2) \cdot 3316 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 15582 - 6632V - 13264V^2$$

$$F_c = F_{T.c} + \left(A_2 V + B_2 V^2 + B_T \frac{V^2}{f_T^2} \right) \cdot (S_1 - S_m) = 850 + \left(17 \cdot 10^6 V + 15 \cdot 10^6 V^2 + 4,8 \cdot 10^6 \frac{V^2}{0,1^2 (10^{-4})^2} \right) \times$$

$$\times (3316 - 314) \cdot 10^{-6} = 850 + 51034 \cdot V + 59439 \cdot V^2$$

Установившаяся скорость V_y получается из условия $F_\theta = F_c$ при закрытом переливном клапане и полностью открытом дросселе (тормозном устройстве): $V_y = 0,102 \text{ м/с}$.

При торможении, которое характеризуется уменьшением скорости поршня, $F = 0$.

После подстановки значений m_n и F_c в уравнение (1) окончательно имеем:

$$(m + 35,687) \frac{dV}{dt} = -850 - 51034V - 59439V^2 \quad (3)$$

На основании уравнения (3) рассмотрены различные варианты изменения скорости поршня от времени, т.е. быстродействие машины, при раздельном влиянии массы механически подвижных элементов машины. Составлена программа расчетов на ПЭВМ, на основании которой выполнены построения, представленные на рис.2.

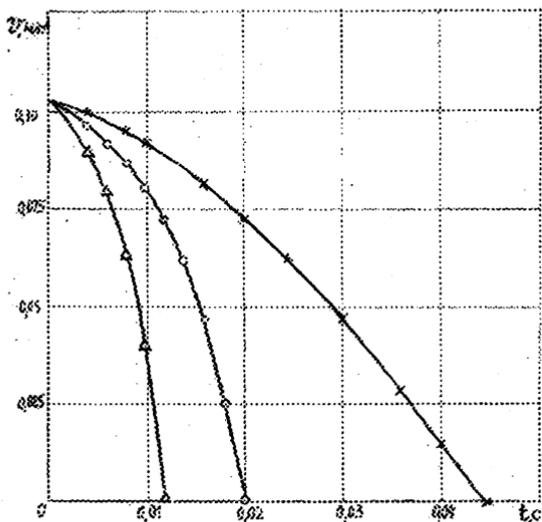


Рис.2. Зависимость $V(t)$ при $F_{т.с.} = 850 \text{ Н}$

$\text{Ч} - m = 500 \text{ кг}, t_{т.с.} = 0,0425 \text{ с}; \text{с} - m = 215 \text{ кг}, t_{т.с.} = 0,020 \text{ с}; \text{D} - m = 100 \text{ кг}, t_{т.с.} = 0,0108 \text{ с}.$

Анализ результатов исследования при торможении машины позволяет установить следующее:

1. При постоянной силе технологического сопротивления $F_{т.с.}$ и переменной массе m механически подвижных элементов машины скорость поршня уменьшается до нуля. Причем время торможения $t_{т.с.}$ с ростом массы увеличивается.

2. По мере увеличения массы m наблюдается меньшая интенсивность уменьшения скорости поршня.

ЛИТЕРАТУРА

1. Динамика машин и управления машинами. Справочник / Под ред. Г.В.Крейнина. - М. : Машиностроение, 1988.-240с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод мобильных машин: теория систем автоматического управления: Учеб. пособие / Под ред. Н.В.Богдана.- Минск: НПО "Пион", 2001. - 396с.
3. Коловский М.З. Динамика машин.-Л.: Машиностроение, 1989. -263с.