

УДК 631.869.4

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ РАБОЧЕГО ГИДРОЦИЛИНДРА, НАГРУЖЕННОГО НАВЕСНОЙ МАШИНОЙ В ПРОЦЕССЕ ЕЕ ПОДЪЕМА

В. Б. Попов

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Динамический анализ гидроприводов (ГП), нагруженных навесной машиной или орудием через различные механизмы подъема (МП) или навески (МН), определяет закон движения поршня гидроцилиндра (ГЦ), что уточняет кинетостатику МП и МН. Сначала выбирается динамическая схема замещения ГП, учитывающая распределение рабочей жидкости в элементах и гидромагистралях. При этом учитываются назначение МП и особенности работы ГП. Для математической модели (ММ) макроуровня выбор динамической схемы замещения ГП открытого типа определяется соотношением отдельных объемов жидкости в напорной магистрали до и после гидрораспределителя (ГР). В большинстве случаев приемлемая точность решения достигается при использовании ММ с одним приведенным объемом жидкости. Чаще ее размещают после ГР, т. е. весь ее переменный объем сосредотачивается у ГЦ. Аналитически определяются потери давления в гидромагистрали и изменение расхода жидкости у ГН и ГЦ с учетом объемного КПД и податливости гидравлической цепи. На основе уравнения Лагранжа 2-го рода составляется уравнение движения поршня ГЦ. Присутствие воздуха в рабочей жидкости формирует двухфазную рабочую смесь и провоцирует возникновение колебаний во время переходного процесса. Процесс подъема навесной машины протекает за сравнительно короткое время (3,6–4,3 с) и по характеру близок к адиабатическому. Поэтому температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество воздуха в ней за время подъема принимаются постоянными. Считается, что структурные элементы ГП: шестеренный гидронасос (ГН), ГР и предохранительный клапан (ПК) работают безынерционно. В итоге получают ММ в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений.

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{\text{нр}}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot Q - \frac{F_c \cdot E_{\text{нр}}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot \dot{S}; \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot \dot{S}^2) - \Delta p_{\text{др}}; \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{\text{тр}}^{\text{нр}}(S)], \end{cases}$$

где  $F_c$  – площадь поршня ГЦ;  $\dot{p}_1$  – скорость изменения давления у ГН;  $Q$  – подача ГН с учетом объемного КПД;  $V_0$  – начальный объем жидкости;  $E_{\text{нр}}$  – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи;  $p_2$  – давление у ГЦ;  $a_1, a_2, a_3$  – коэффициенты, учитывающие инерцию жидкости; ламинарный характер ее течения; турбулентный характер течения жидкости и местные гидравлические сопротивления;  $m(S), m'(S)$  – соответственно приведенная масса и ее производная по обобщенной координате;  $F(S)$  – полезная нагрузка;  $F_{\text{тр}}^{\text{нр}}(S)$  – приведенная сила трения.

В результате решения системы уравнений методом численного интегрирования определяется закон движения нагруженного поршня ГЦ –  $S(t) = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ , а также

## **78 Секция В. Моделирование процессов, автоматизация конструирования...**

изменение давления у ГН –  $p_1(t)$  и ГЦ –  $p_2(t)$ . Причем давление у ГН, определяемое приведенной нагрузкой и потерями давления в гидромагистрали, не превышает давление настройки ПК. Иначе часть жидкости сливается через ПК, а математически это выражается в решении «усеченной» системы уравнений до тех пор, пока давление у ГН не станет меньше давления настройки ПК.