УДК 629.113.004

ЛИ ЦЗИНЬПЕН, ОНИЩЕНКО А.Н.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КЛАПАНОВ

Наиболее полно исследованы динамические свойства прямого действия. В работах [1, 2, 3, 4] рассмотрены их быстродействие, переходные и частотные характеристики, вопросы выбора конструктивных параметров, структурно-функциональные схемы.

Рассмотрим вопросы, связанные с быстродействием клапанов прямого действия. Время открытия клапана и размер его открытия зависит как от сил, действующих на движущийся элемент клапана, так и от конструктивных параметров самого клапана. В свою очередь, время открытия клапана связано с силами давления в гидросистеме.

В первом приближении дифференциальное уравнение, связывающее все эти характеристики, может быть представлено в виде

$$m\ddot{x} + hx + c(x_0 + x) = p_1 F_1,$$

где m – масса клапан; h – коэффициент силы вязкого трения; c – жесткость пружины; x_0 – предварительное поджатие пружины; x – текущее значение перемещения клапана; p_1 – давление перед клапаном; F – площадь клапана, на которую воздействует жидкость.

Будем считать, что клапан срабатывает при полностью неподвижном исполнительном механизме. Тогда давление p_1 определяется производительностью насоса Q_0 и упругостью гидросистемы, характеризуемой объемным модулем упругости $E_{ж}$ жидкости и коэффициентом сжимаемости жидкости β, которые связаны друг с другом выражением

$$\beta = \frac{1}{E_{ж}}. \qquad (1)$$

Так как клапан начинает открываться при некотором давлении p_0, которому соответствует условие предварительного поджатия пружины, т.е. $p_1 > p_0 = cx_0 / F$, то изменение ΔV объема V масла, находящегося в напорной гидролинии, определяется отношением

$$\Delta V = V\beta(p_1 - p_0). \qquad (2)$$

Однако изменение ΔV объема V, происходящее за время *t*, связано с расходом насоса уравнением

$$\Delta V = (Q_0 - Q_w) = (Q_0 - F_x)\,t, \qquad (3)$$

где Q_w – расход, соответствующий заполнению освобождаемой при подъеме клапана полости.

Решая совместно уравнение (2) и (3) относительно давления p_1 находим

$$p_1 = p_0 + \frac{(Q_0 - F_x)\,t}{V\beta}. \qquad (4)$$

Если принять во внимание давление p_2 в сливной гидролинии и гидродинамическую силу $P_{\text{гд}} = \rho Q(u - x)\cos\alpha$, то уравнение (4) будет иметь вид

$$m\ddot{x} + hx + c(x_0 + x) = (\mu - p_2)F + P_{\text{гд}}. \qquad (5)$$

Здесь ρ – плотность жидкости; *u* – скорость течения жидкости в клапанной щели; α – угол между направлением скорости *u* и направлением перемещения *x*.

Для клапанов прямого действия с шариковым или коническим затвором время t_2 открытия клапана ориентировочно можно определить из предположения равноускоренного движения клапана без начальной скорости под действием среднего значения Δp. Тогда $\Sigma P = \Delta pF - R$, а значит

$$m\ddot{x} \approx \frac{V}{t_2} \approx \frac{m}{t_2}\cdot\frac{Q_x}{t_2} = \frac{2mx}{t_2^2}, \qquad (6)$$

где ΣP – сумма всех действующих сил; R – суммарная сила сопротивления движению.

Под действием силы ΣP клапан открывается

$$t_2 = \sqrt{\frac{2mx}{\Delta pF - R}}. \qquad (7)$$

Силу ΔP обычно задают в процентах от разрешаемого пика силы ΔpF. В большинстве случаев принимают $(\Delta pF - R) \approx (1/6)\Delta pF$, определяя время t_2 по выражению

$$t_2 = \sqrt{\frac{12mx}{\Delta pF}} . \qquad (8)$$

Время t_1 нарастания давления в гидросистеме находят с помощью уравнения (3)

$$t_1 = \frac{V\beta\Delta p}{Q_н - F_x} . \qquad (9)$$

Если время t_1 нарастания давления в гидросистеме больше времени срабатывания клапана, т.е. $t_1 > t_2$, то пик давления в системе не возникает.

Источники информации: 1. *Бутько В.С., Погодаев Ф.Г.* Устойчивость гидравлических переливных клапанов с учетом сливной полости // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. 1972, №8. – С. 65 – 88. **2.** Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / *В.А. Федорец, М.Н. Педченко, А.Д. Пичко и др.* – К.: Вища шк. Головное издательство, 1987. – 376 с. **3.** *Ситников Б.Т., Матвеев Н.Б.* Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов. – М.: Машиностроение, 1972. – 129 с. **4.** *Данилов Ю.А. и др.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

УДК 62.85

ЕРМАК В.В.*, *КРУТИКОВ Г.А., канд. техн. наук

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДРОСЕЛЬНОГО И ЕМКОСТНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ДЛЯ ПНЕВМОПРИВОДОВ С БОЛЬШОЙ ИНЕРЦИОННОЙ НАГРУЗКОЙ

Для промышленного робота характерная большая приведенная нагрузка на привод поворотного механизма. Поэтому задача плавной остановки поршня особенно важная. Ударная работа пневмоцилиндра с большой присоединенной массой приводит к появлению вибраций в механической системе, к шуму и быстрому разрушению деталей машины. Для такого механизма, как робот, ударная работа вообще недопустимая из-за технологических соображений. Но при этом далеко не каждый образ торможения есть приемлемым, так как на величину ускорения привода во время торможения также накладываются ограничения.

Для всесторонней оценки необходимо принимать во внимание целую цепь показателей. К ним относятся: быстродействие (время срабатывания) привода с торможением; относительное массовое количество сжатого воздуха, который потребляется поводом в процессе одного срабатывания; эффективность использования энергии сжатого воздуха поводом (средний чем цикл