

**С.С. ЖОРНИК, Г.А. КРУТІКОВ**, докт. техн. наук, професор

**Розрахунок перехідного процесу в гідроприводі з гальмуванням у кінці ходу на основі нелінійної моделі**

При роботі гідроприводу має суттєве значення безударна робота приводу в кінці ходу, що є актуальним в роботі сучасних гідравлічних приводів. Цю задачу можна вирішити за допомогою гальмівного клапану встановленого в кінці ходу.

Розрахунок перехідного процесу гідроприводі лінійних переміщень столу круглошліфувального верстата виконуються на основі двох моделей. Перша модель не враховувала стисливість рідини і перемінний характер об'ємів порожнин циліндра. В другій обидва ці фактори враховувалися. Перевагою спрощеної моделі являється те, що перехідний процес може бути поданий у вигляді аналітичного виразу. У другому випадку необхідно використовувати чисельне інтегрування методом Рунге-Кута.

Для дослідження динамічних характеристик такого приводу нами була розроблена розрахункова схема, складена математична модель, яка містить такі рівняння:

1) Рівняння збереження кількості рідини, яке записується у формі рівняння динамічного балансу витрат;

2) Рівняння динамічного балансу сил на рухомих елементах приводу.

Далі ми проінтегрували систему рівнянь за допомогою метода Рунге-Кута четвертого порядку точності і зіставили програму розрахунку на ЕОМ гідроприводу з дросельним керуванням.

В першій моделі ми отримали аналітичні вирази швидкості (1), переміщення (2) і побудували графік процесу дросельного гальмування без урахування стисливості рідини, див. рис. 1.

$$v = v_{0r} \cdot \frac{\sigma \cdot e^{t/T_r + 1}}{\sigma \cdot e^{t/T_r - 1}}; \quad (1)$$

$$x_r = 2 \cdot T_r \cdot v_{0r} \cdot \ln \left\{ \frac{ch \left[ \left( \frac{t}{2 \cdot T_r} \right) + \left( \frac{T_r \cdot \ln \sigma}{2 \cdot T_r} \right) \right]}{ch \left( \frac{\ln \sigma}{2} \right)} \right\}. \quad (2)$$

де  $T_2$  – постійна часу гальмування, с;

$$\sigma = \frac{v_{0r} + v_{кин}}{v_{кин} - v_{0r}};$$

В другій моделі ми отримали систему рівнянь (3) і графіки перехідного процесу гідроприводу з урахування стисливості рідини, див. рис. 2.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{W_{01} + y \cdot F} \cdot \left[ \frac{f_{TP(1)}}{\sqrt{\lambda \frac{l_1}{d_1} + \sum_{i=1}^n \xi_i}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_H - p_1)} - F \cdot v \right]; \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{W_{02} + (L-y) \cdot F} \cdot \left[ F \cdot v - \frac{f_{TP(2)}}{\sqrt{\lambda \frac{l_2}{d_2} + \sum_{j=1}^n \xi_j}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_2} \right]; \\ \frac{dy}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \cdot (p_1 \cdot F - p_2 \cdot F - f \cdot v - P). \end{array} \right. \quad (3)$$

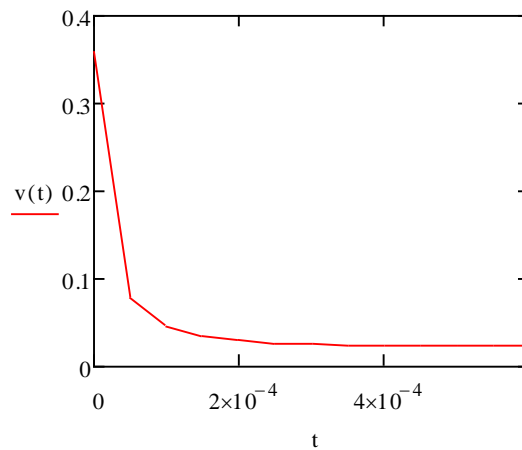


Рис. 1 – Процес дросельного гальмування без урахування стисливості рідини



Рис. 2 – Графіки перехідного процесу гідроприводу з урахуванням стисливості рідини

В ході проведених досліджень було виявлена велика різниця перехідних процесів на ділянці гальмування поршня гальмівним клапаном в наслідок впливу стисливості рідини. При розрахунку мінімально необхідного гальмівного шляху доцільно використовувати другу модель розрахунку перехідного процесу (3).