УДК 61.879

Л.Є. Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,
В.П. Рашківський, аспірант КНУБА

ДИНАМІКА НАСОСНОГО БЕЗАКУМУЛЯТОРНОГО ПРИВОДУ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

Розглянемо в першому наближенні динаміку насосного безакумуляторного гідравлічного приводу постійної продуктивності для робочого органу землерийної машини, наприклад, машини для трамбування (рис. 1).

Якщо знехтувати тертям в системі та масою рухомих частин при ході вниз, то швидкість плунжера в час установленого руху вниз та вверх будуть

$$v_1 = \frac{Q_H}{S_1}, \qquad v_2 = \frac{Q_H}{S_2},$$

а відповідні тиски

$$p_1 = \frac{F}{S_1}, \qquad p_2 = \frac{G}{S_2}$$

де Q_H – номінальна подача робочої рідини; F – внутрішнє зусилля, що діє на поршень гідроциліндра; G – зовнішнє зусилля, що діє на шток гідроциліндра; S_1 – повна площа поршня; S_2 – кільцева площа поршня.

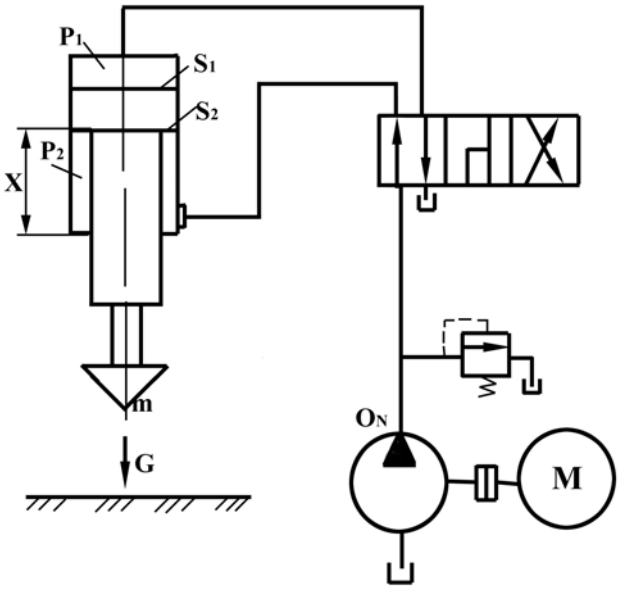

Рис.1. Розрахункова схема насосного безакумуляторного приводу

Якщо уявити собі гідросистему робочого органу абсолютно жорсткою, то в період початку зрушування з місця (в період розгону) тиск в системі повинен бути нескінченно великим, а рухомі частини повинні миттєво прийняти швидкість v, яка відповідає номінальній подачі насосу. Насправді, внаслідок пружності системи (робоча рідина, трубопроводи, циліндри) витікань та податливої характеристики електродвигуна, що допускає ковзання, початковий тиск не являється нескінченним, та швидкість не миттєво приймає установлене значення.

В початковий момент розгону, внаслідок пружної деформації гідросистеми, виникає накопичення потенційної енергії жорсткими елементами робочого органу, а потім перетворення запасеної потенційної енергії в кінетичну. В результаті маємо місце коливання тиску робочої рідини в системі та відповідно цьому коливання руху та швидкості рухомих частин, а також коливання споживаної потужності. Характер коливань залежить від характеру сил тертя [1].

Розглянемо найпростіший випадок руху рухомих частин вверх без врахування сил тертя та маси робочої рідини в системі. Вертикальне переміщення плунжера x направлене вверх; S_1 – площа робочого плунжера, $м^2$, S_2 – площа плунжера, що повертає робочий орган, $м^2$, V_B – об'єм робочої рідини в системі, $м^3$, що відповідає любому положенню плунжера при ході вверх.

За час dt насос подасть рідину в кількості

$$dq_H = Q_H dt. \tag{1}$$

Плунжер переміститься вверх на величину x та вивільнить об'єм

$$dq_{ПЛ} = Q_2 dx. \tag{2}$$

Робоча рідина в системі за час dt стиснеться на величину

$$dV_B = \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2\right) dt, \tag{3}$$

що викличе приріст тиску в системі

$$dp = E' \frac{dV_B}{V_B}. \tag{4}$$

Приведений модель пружності системи робоча рідина – трубопровід

$$E' = \frac{E_{\text{тр}}}{1 + \frac{E_M}{E_{\text{тр}}} \frac{d}{\delta_{\text{тр}}} \left(\frac{5}{4} - \mu\right)}, \tag{5}$$

де E_M – модуль пружності робочої рідини; $E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу; $\delta_{\text{тр}}$ - товщина стінки трубопроводу; d – діаметр трубопроводу; μ – коефіцієнт Пуассона.

Підставляючи значення dV_B з (3) в (4), отримаємо

$$dp = \frac{E'}{V_B} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2\right) dt, \tag{6}$$

або

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E'}{V_B} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2\right). \tag{7}$$

Отриманий приріст тиску викличе пружну деформацію трубопроводів, що збільшить dV_B. Для спрощення подальших міркувань знехтуємо цією обставиною.

Далі, нехтуючи вагою рухомих частин, запишемо рівняння руху плунжера

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} - p S_2 = 0. \tag{8}$$

При диференціюванні за часом, отримаємо

$$m \frac{d^3 x}{dt^3} - \frac{dp}{dt} S_2 = 0. \tag{9}$$

Підставляємо в (9) значення dp/dt за (7)

$$m \frac{d^3 x}{dt^3} - S_2 \frac{E'}{V_B} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2\right) = 0. \tag{10}$$

При переміщенні плунжеру на x об'єм робочої рідини в системі збільшиться на xS_2 та складе

$$V_B = V_{0B} + x S_2, \tag{11}$$

де V_{0B} – початковий об’єм в момент часу $t = 0$.

Підставляючи значення V_B з (11) в (10), будемо мати

$$m \frac{d^3 x}{dt^3} - S_2 \frac{E'}{V_{0B} + x S_2} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2\right) = 0. \tag{12}$$

Приріст об’єму xS_2, як правило, значно менший V_{0B}, тому ним можна знехтувати. Перепишемо (12) так:

$$\frac{d^3 x}{dt^3} + S_2^2 \frac{E'}{m V_{0B}} \frac{dx}{dt} - S_2 \frac{E' Q_H}{m V_{0B}} = 0. \tag{13}$$

Рішення диференціального рівняння (13) має вид

$$x = \frac{Q_H}{S_2} t - \frac{Q_H}{S_2^2} \sqrt{\frac{m V_{0B}}{E'}} \sin S_2 \sqrt{\frac{E'}{m V_{0B}}} t; \tag{14}$$

$$\frac{dx}{dt} = v = \frac{Q_H}{S_2} - \frac{Q_H}{S_2^2}\sin S_2\sqrt{\frac{E'}{mV_{0B}}}t\,. \tag{15}$$

Постійні інтегрування знайдені з початкових умов: $t = 0,\quad x = 0,\quad \frac{dx}{dt} = 0.$

Отримані рівняння (14) та (15) показують, що переміщення та швидкість плунжера будуть мати коливальний характер виду

$$x = A_0 - A\sin\frac{2\pi}{T}t\,. \tag{16}$$

Період коливань

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{mV_{0B}}{E'S_2^2}}; \tag{17}$$

частота коливань

$$a = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{E'S_2^2}{mV_{0B}}}. \tag{18}$$

Амплітуда коливань, тобто найбільше відхилення переміщення плунжера від лінії, яка характеризує рівномірний рух

$$A_x = \frac{Q_H}{S_2^2}\sqrt{\frac{mV_{0B}}{E'}}; \tag{19}$$

Амплітуда коливань швидкості, тобто найбільше відхилення швидкості від швидкості рівномірного руху

$$A_v = \frac{Q_H}{S_2}. \tag{20}$$

Для встановлення залежності $p = \varphi(t)$ проінтегруємо рівняння $dp = \frac{E'}{V_{0B}}\left(Q_H - \frac{dx}{dt}S_2\right)dt,$ та отримаємо $p = \frac{E'}{V_{0B}}\left(Q_H t - S_2 x\right) + c.$

При початкових умовах ($t = 0, x = 0, p = 0$) довільна постійна $c = 0$ і тоді

$$p = \frac{E'}{V_{0B}}\left(Q_H t - S_2 x\right). \tag{21}$$

Підставивши в (21) отримане раніш значення x за виразом (14), будемо мати

$$p = \frac{E'}{V_{0B}}\left[\frac{Q_H}{S_2}t - S_2\left(\frac{Q_H}{S_2}t - \frac{Q_H}{S_2^2}\sqrt{\frac{mV_{0B}}{E'}}\sin S_2\sqrt{\frac{E'}{mV_{0B}}}t\right)\right]. \tag{22}$$

Після нескладних перетворень отримаємо

$$p = \frac{Q_H}{S_2}\sqrt{\frac{mE'}{V_{0B}}}\sin\sqrt{\frac{S_2^2E'}{mV_{0B}}}t, \tag{23}$$

тобто зміна тиску в період розгону також носить коливальний характер з тим же періодом T за виразом (17).

Амплітуда коливань тиску

$$p = \frac{Q_H}{S_2}\sqrt{\frac{mE'}{V_{0B}}}. \tag{24}$$

Був розглянутий рух вверх, тобто обернений хід плунжера. При ході вниз коливання тиску значно менше, так як в знаменник виразу амплітуди коливань тиску (24) ввійдуть значення $S_1\sqrt{V_{0H}}$, які мають для ходу вниз в 30…50 разів більші значення в порівнянні з ходом вверх, тобто $S_1\sqrt{V_{0H}} \approx (30...50)S_2\sqrt{V_{0B}}$.

На характер коливань тиску значний вплив здійснює характер сил тертя (рис. 2). При $R = 0$ характер коливань синусоїдальний. Такий же характер при R = const. При $R = \alpha \frac{dx}{dt}$, де α - коефіцієнт пропорційності, коливання затухають, зменшуючись по амплітуді. Таким чином, в реальних умовах, при наявності тертя, сила якого пропорційна швидкості, коливання руху, швидкості та тиску мають характер затухаючих коливань.

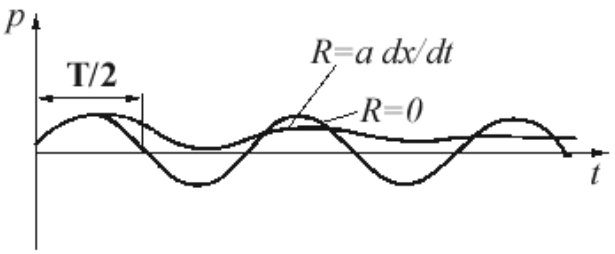

Рис.2. Вплив умов тертя на коливання тиску

Особливо значний вплив на точність аналізу та результати підрахунків здійснює маса рідини, яка знаходиться в гідросистемі. Повна приведена до веденої ланки маса повинна включати масу всіх рухомих ланок та масу рідини, яка знаходиться в гідросистемі

$$m = m_з + m_P, \qquad (25)$$

де $m_З$ – приведена маса рухомих ланок; m_P – зведена маса робочої рідини.

Зведена маса рухомих ланок

$$m_з = \sum_{i=0}^{k} \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{v_з} \right)^2 + J_{si} \left(\frac{\omega_i}{v_з} \right)^2 \right], \qquad (26)$$

де k – число рухомих ланок; m_i та J_{si} – маса та момент інерції маси ланки відносно вісі, що проходить через його центр ваги; v_{si} та ω_i – поступальна швидкість центра ваги та кутова швидкість ланки і; $v_з$ – швидкість рухомої ланки.

Зведена маса робочої рідини

$$m_P = \rho \sum_{i=1}^{n} S_i l_i \left(\frac{S_1}{S_i} \right)^2, \qquad (27)$$

де ρ – щільність рідини; S_i та l_i – площа та довжина відповідної ділянки гідросистеми; S_1 – приведена площа робочих циліндрів робочого органу.

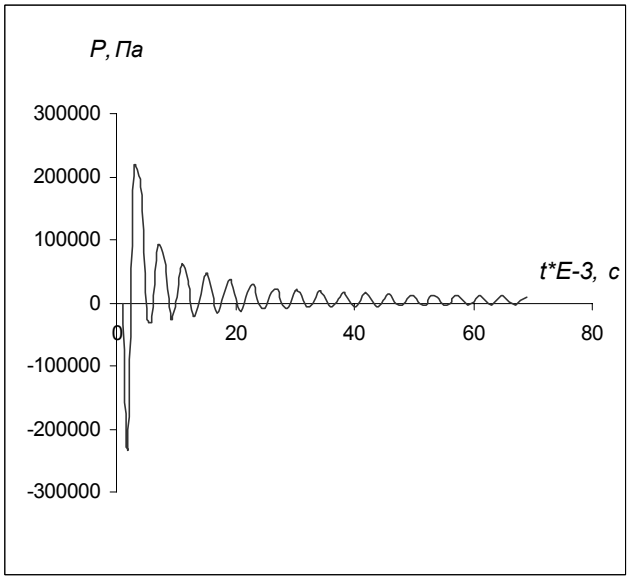

Рис. 3. Зміна тиску робочої рідини в поршневій зоні гідроциліндра навантаження робочого органу землерийної машини

При складанні рівняння руху плунжера (8) можна врахувати повну зведену масу за (25) з врахуванням (26) та (27) та отримати більш точні вирази для аналізу динаміки насосного приводу.

При складанні математичної моделі насосного безакамуляторного приводу, були прийняті такі значення:

діаметр трубопроводу $D_{тр}$ = 0,03 м;
діаметр поршня гідроциліндра, d = 0,1 м;
діаметр штоку гідроциліндра, $d_{шт}$ = 0,06 м;
модуль пружності робочої рідини, $E_M = 1{,}39 \cdot 10^9$;
модуль пружності матеріалу трубопроводу, $E_{тр} = 1{,}5 \cdot 10^9$;
товщина стінки трубопроводу, $\delta_{тр}$ = 0,03 ;
коефіцієнт Пуассона, μ = 0,656
зведена маса, m = 50 кг;
початкове переміщення поршня, x_0 = 0,02 м;

початковий об'єм робочої рідини в робочій камері гідроциліндра, $V_П$ = 0,000393 м^3;

подача робочої рідини, $Q_Н$ = 0,00393699 м^3/с;

відповідно до цього:

площа гідроциліндра в поршневій порожнині, S_1 = 0,007854 м^2;

площа гідроциліндра в штоковій порожнині, S_2 = 0,005027 м^2;

При цьому за допомогою ЕОМ отримані діаграми швидкості переміщення штоку (рис. 3), тиску в гідроциліндрі в часі (рис. 4).

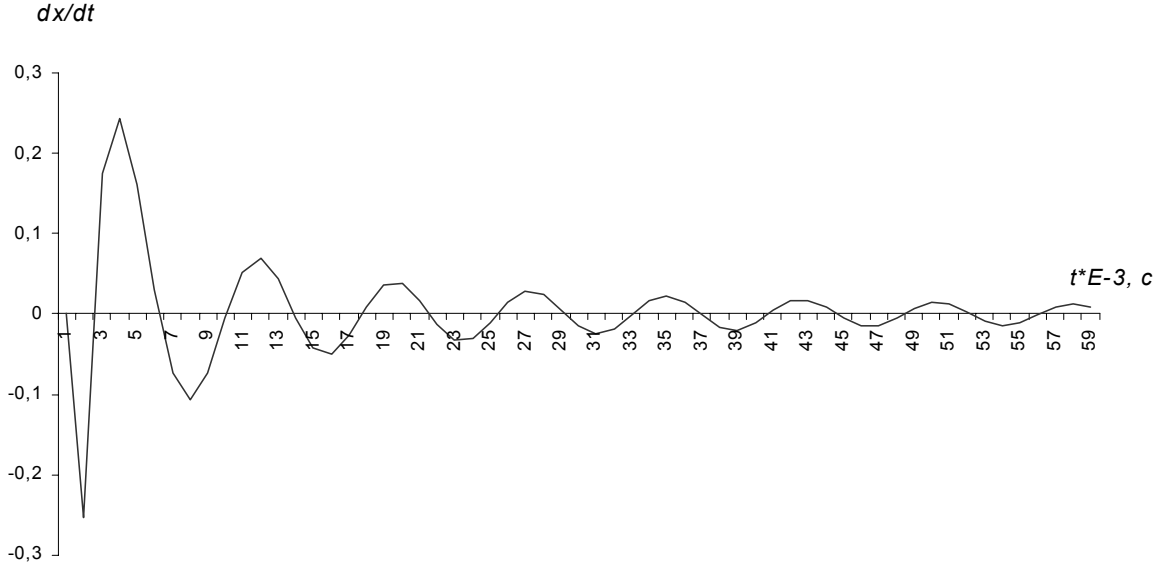

Рис. 4. Зміна швидкості руху поршня гідроциліндра навантаження робочого органу землерийної машини

Складання математичної моделі дозволяє при різних геометричних параметрах отримувати динамічні параметри гідроприводу.

Аналіз картини зміни тиску робочої рідини (рис. 3) показує, що, при наявності тертя, коливання тиску через 0,002 *с* практично затухають. Коливання швидкості при цьому (рис. 4) починають суттєво наближуватись до 0 практично при цьому самому часі. Таким чином, для створення динамічного робочих органів землерийних машин необхідно сконструювати так насосний привод, щоб імпульс подачі робочої рідини утворював період T = 0,02 с для даних конкретних геометричних параметрів. Якщо машина має інші геометричні параметри гідросистеми, то цей час буде іншим.

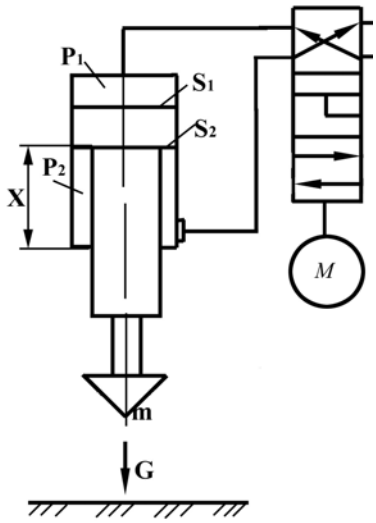

Рис.5. Схема насосного безакамуляторного приводу розпушника.

Практично такий режим руху гідроциліндра можна реалізувати, якщо включити в загальну гідросхему приводу гідроциліндра керований розподільник [3] (рис. 5). Запірно-розподільний елемент цього розподільника виконується у вигляді поворотного крану та має можливість повноповоротного обертання навколо своєї вісі з різною частотою. Привод обертання запірно-розподільного елементу відбувається від гідродвигуна, який може бути ввімкнений в загальну гідросистему, або від автономного електродвигуна.

На рис. 6 побудовано картину зміни тиску робочої рідини при математичному моделюванні (за формулами 1-23), в якій періодичність включення та виключення керованого розподільника становитиме 0,02 с.

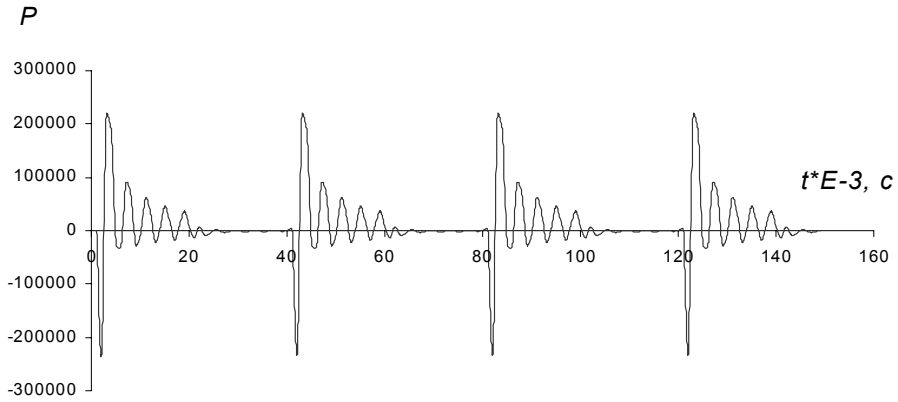

Рис.6. Характер зміни тиску робочої рідини в схемі насосного безакумуляторного приводу розпушника

Проведене дослідження дозволяє зробити висновки про те, що використання в схемах гідроприводів робочих органів землерийних машин керованих розподільників з метою отримання пульсуючої подачі на виході дозволяє створювати на робочих органах коливання з великою частотою, що дозволяє здійснити перехід від статичного до динамічного різання ґрунту, тим самим значно зменшити енергоємність його розробки [4].

Література

1 Бочаров Ю.А., Прокофьев Г.П. Кузнечно-прессовые машины. – М., 1969.
2 Станевський В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин. – К.: Вища школа, 1984.
3 Патент України № 52005 МКИ^4 6B25D/00 Керований гідропривід/ Смірнов В.М., Пелевін Л.Є., Гаркавенко О.М., Рашківський В.П., Солонько Р.М. /УКРАЇНА/. – №2001129028; Заявлено 25.12.2001; Опубл. 16.12.2002. Бюл. №12// Відкриття. Винаходи. – 2002. – №12.
4 Баладінський В.Л. та ін. Будівельні і меліоративні машини. – Рівне, 1999.