

УДК 61.879

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

## ВИКОРИСТАННЯ ЯВИЩА РЕЗОНАНСУ ПРИ РОЗРОБЦІ ҐРУНТУ В ГІДРАВЛІЧНИХ ДИНАМІЧНИХ ПРИВОДАХ.

Суттєва особливість процесу різання ґрунтів полягає в коливаннях опору різання [1]. Навіть при незмінних розмірах зрізу та кута різання опір різанню змінюється відповідно характеру утворення стружки.

Також особливістю різання ґрунтів є варіація сил опору. Навіть при однакових положеннях ножа в відповідні моменти процесу сили опору різанню виявляються неоднаковими і коливаються навколо деякої середньої величини. Варіація опорів виникає внаслідок непостійності міцнісних властивостей ґрунтів. В зв'язку зі значною величиною варіації її необхідно враховувати в розрахунках навантажень на машини з використанням відповідних методів теорії ймовірностей.

Встановлено [2], що коефіцієнт варіації миттєвих значень сили різання  $W_p$  зі збільшенням розмірів зрізу зменшується згідно формули

$$W_p = \left( \frac{F_0}{F} \right)^\xi,$$

де  $F$  – площа перерізу прорізу;  $F_0$  і  $\xi$  – експериментальні параметри.

Нормована кореляційна функція сили різання апроксимується виразом

$$\rho_p(\tau) = \gamma \cdot e^{-\alpha_1|\tau|} + (1 - \gamma)e^{-\alpha_2|\tau|} \cos \zeta\tau,$$

де  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\zeta$ ,  $\gamma$  – експериментальні параметри,  $\tau$  – інтервал часу.

Середню частоту коливань сили різання  $\bar{n}_0$  можна приблизно визначити за глибиною різання  $h$ , виміряного в осьовій площині різального елемента і швидкістю різання  $V$ . Для щільних пластичних ґрунтів рекомендується брати  $\bar{n}_0 = |1,1 \dots 1,5| \cdot V/h$ , для крихких і малов'язких  $\bar{n}_0 = |2,0 \dots 2,8| \cdot V/h$  [1].

При роботах в ґрунті, що має  $m_b = 0,92$  МПа та при площі перерізу прорізу  $F = 400 \dots 600$  см<sup>2</sup> маємо  $W_p \approx 0,314$ ;  $\zeta = 0,28$ ; також при  $V = 5,5$  км/год,  $h = 0,35$  м

$$\bar{n}_0 = 2,4 \cdot \frac{V}{h} = 2,4 \cdot \frac{1,53}{0,1} = 42,8 \text{ c}^{-1}.$$

Якщо на робочому органі утворювати коливання з частотою, рівною частоті коливань сили різання, то в середовищі ніж – ґрунт з'являється резонанс частот, що приводить до різкого зростання амплітуди коливань без прикладання додаткових зусиль.

Розглянемо в якості прикладу гідравлічну динамічну схему приводу робочого органу землерийної машини (рис. 1). Система призначена для керування положенням робочого органу. При цьому істотно зменшується зусилля оператора на важелях керування, поліпшується керованість і маневреність властивості машини, здійснюється можливість автоматизувати процес керування робочим органом. Гідросистема приводу робочого органу є досить складним технічним пристроєм, в якій проходять перехідні процеси.

Звичайно, коли розглядають процеси системи, її розбивають на ланки, причому кожна ланка представляється як система з одним ступенем вільності. В якості окремих ланок можна вважати, наприклад, насос, трубопровід від насосу до фільтра або регулюючого агрегату та ін.

Характер коливань в окремих ланках системи досліджується на основі аналізу перехідних процесів, що викликані одиночним збуджуючим імпульсом. При цьому визначається частота власних коливань ланки та його демпфуючі властивості. Як правило характер коливального процесу в одній будь-якій ланці є визначним для всієї системи.

Пропонована гідравлічна динамічна система (рис. 1) складається з джерела живлення (насоса Н з приводним двигуном Д і переливного клапана ПК), золотникового гідророзподільника, що дроселює ГР, силового гідроциліндра ГЦ, фільтрів  $\Phi 1$ ,  $\Phi 2$ , іноді підключається гідроаккумулятор ГА, зворотного клапана КО, теплообмінника Т, гідробака Б.

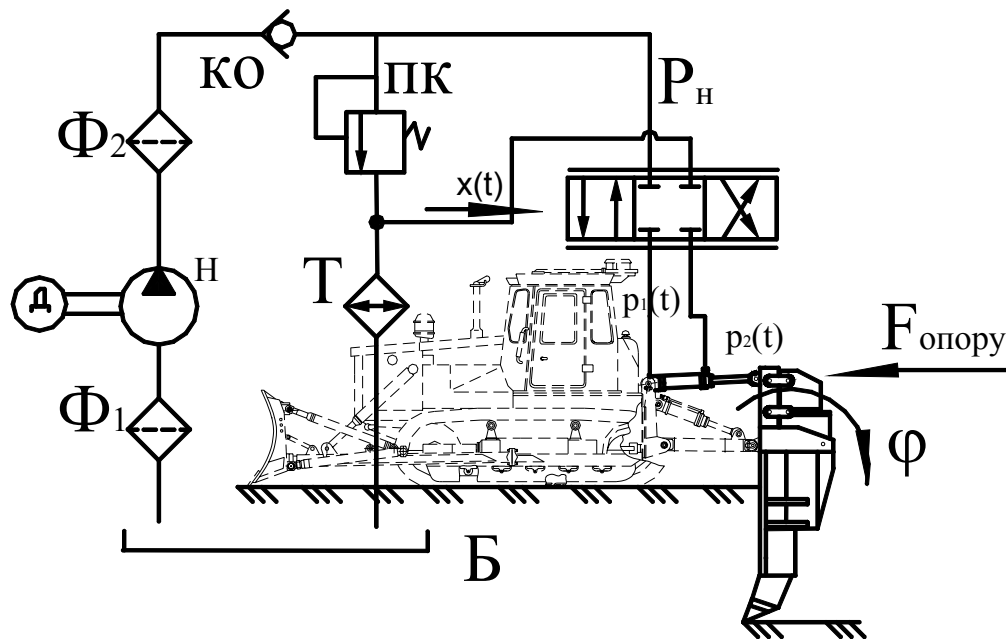


Рис.1. Гідравлічна схема приводу робочого органу розпушувача

При переміщенні  $x$  золотника ГР від електрогідравлічного підсилювача, або від важелів управління в напрямку, зазначеному на схемі, через ГР надходить РР у ліву порожнину ГЦ. При досягненні перепаду тисків  $p_d = p_1 - p_2$ , що створює силу, яка перевищує  $F_{\text{опору}}$ , шток ГЦ починає переміщуватися вправо, повертаючи робочий орган, наприклад, розпушувач.

Динамічна система належить до систем з дросельним регулюванням швидкості руху робочого органу. Через відсутність зворотних зв'язків по вихідних параметрах (швидкості або переміщенню штока ГЦ), система є розімкненою слідкуючою.

Система, що досліджується, є нелінійною через нелінійну залежність витрати від переміщення золотника. Спочатку розглянемо динаміку лінеаризованої системи при таких допущеннях:

- динамічний процес розраховується в окрузі сталого руху (точки лінеарізації) гідросистеми при середньому положенні поршня в гідроциліндрі. Точка з координатами сталого руху розташовується в полі гідравлічної характеристики гідророзподільника, де функція  $Q = f(p_d, x)$  не має розривів;
- не враховуються хвильові процеси РР через те, що довжина магістралей мала;
- зневажається сухе тертя через його малість;
- модуль об'ємної пружкості, коефіцієнт витрати, коефіцієнт динамічної в'язкості, температура РР приймаються постійними, рівними середнім значенням;
- гідравлічні втрати в трубопроводах малі і ними нехтують;
- тиск живлення приймається постійним.

При прийнятих припущеннях рух системи описується такою системою рівнянь у відхиленнях (тут і далі в тексті у функціях часу, якими є аналізовані змінні, знак  $t$  опускається)

- рівняння витрати на виході розподільника

$$Q_D = Q_D^* + \Delta Q_D, \quad (1)$$

- рівняння необхідної витрати для руху штока ГЦ і повороту робочого органа

$$Q_{номр} = Q_{номр}^* + \Delta Q_{номр}, \quad (2)$$

- рівняння нерозривності потоку

$$Q_D = Q_{номр}, \quad (3)$$

- рівняння руху

$$m \frac{dv}{dt} = F_D - F_{опору}, \quad (4)$$

$$\begin{cases} F_D = F_D^* + \Delta F_D, \\ F_{опору} = F_{опору}^* + \Delta F_{опору}, \end{cases} \quad (5)$$

де  $m$  – маса рідини, частин гідродвигуна, що рухаються, і навантаження, приведені до осі силового гідроциліндра;  $v$  – лінійна швидкість штока силового циліндра;  $F_D$  – рушійне зусилля, прикладене до штока силового циліндра;  $F_{опору}$  – зусилля опору на штоку силового циліндра в результаті дії навантаження;  $t$  – час;  $Q_D^*$ ,  $Q_{номр}^*$ ,  $F_D^*$ ,  $F_{опору}^*$  – значення відповідних параметрів при сталому режимі до початку перехідного процесу або після його закінчення;  $\Delta Q_D^*$ ,  $\Delta Q_{номр}^*$ ,  $\Delta F_D^*$ ,  $\Delta F_{опору}^*$  – збільшення змінних, що відлічуються від сталих значень.

Запишемо рівняння статички у вигляді рівності сталих значень

$$Q_D^* = Q_{номр}^*, F_D^* = F_{опору}^*. \quad (6)$$

Віднімаючи з рівнянь динаміки (1) – (5) рівняння статички (6), одержуємо рівняння витрат і руху в збільшеннях

$$\Delta Q_D^* = \Delta Q_{номр}^*, m \frac{d\Delta v}{dt} = \Delta F_D - \Delta F_{опору} = A_{\Pi} \Delta p_D - \Delta F_{опору}, \quad (7)$$

де  $A_{\Pi}$  – робоча площа поршня.

У загальному випадку навантаження на гідросистему змінюється в широких межах і являє собою складний комплекс сил. З можливим припущенням приймаємо, що рівнодіюча сил навантаження, яка приведена до осі штока гідроциліндра, є постійною величиною. Тому  $\Delta F_{опору} = 0$ .

Відомо, що

$$Q_D = Bx \sqrt{0,5(p_{ннт} - p_D^*)}, \quad B = \mu v \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad \text{при } x > 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial Q_D}{\partial x} = B \sqrt{0,5(p_{ннт} - p_D^*)}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial Q_D}{\partial p_D} = -\frac{x^* B}{4 \sqrt{0,5(p_{ннт} - p_D^*)}}, \quad (10)$$

$$\Delta Q_D = \frac{\partial Q_D}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial Q_D}{\partial p_D} \Delta p_D, \quad (11)$$

де  $p_{ннт} = p_H - p_{сл}$ ;  $p_D^* = p_1^* - p_2^*$ ;  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $B$  – робочий параметр вікна ГР;  $\rho$  – щільність РР;  $p_H$  – тиск РР на вході ГР.



Збільшення витрати в порожнинах циліндра без урахування об'ємних витрат

$$\begin{cases} \Delta Q_1 = A_{II} \Delta v + \frac{V_1}{E} \frac{d\Delta p_1}{dt}; \\ \Delta Q_2 = A_{II} \Delta v + \frac{V_2}{E} \frac{d\Delta p_2}{dt}, \end{cases} \quad (12)$$

де  $\Delta v$  – збільшення лінійної швидкості штока гідроциліндра;  $E$  – модуль об'ємної пружності РР;  $V_1, V_2$  – робочі об'єми порожнин гідроциліндра.

Вирішуючи спільно останні два рівняння (12) за умови

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = \Delta Q_{номп}; \quad V_1 = V_2 = V,$$

одержуємо

$$\Delta Q_{номп} = A_{II} \Delta v + \frac{V}{2T} \frac{d\Delta p_u}{dt}. \quad (13)$$

Таким чином, система лінеаризованих диференціальних рівнянь руху гідросистеми керування робочим органом на підставі (7), (11) і (13) записується так

$$\begin{cases} m \frac{d\Delta v}{dt} = A_n \Delta p_D \\ K_{Qx} \Delta x + K_{Qp} \Delta p = A_n \Delta v + \frac{V}{2E} \frac{d\Delta p_D}{dt} \end{cases} \quad (14)$$

де  $K_{Qx} = \frac{\partial Q_D}{\partial x}$ ;  $K_{Qp} = \left| \frac{\partial Q_D}{\partial p_D} \right|$  – відповідно коефіцієнт підсилення за витратою, що визначає

крутість наростання витрати ГР в околі розрахункової точки та коефіцієнт ковзання за витратою в діагоналі ГР.

Вирішуючи рівняння (14) спільно, одержуємо рівняння руху досліджуваної системи

$$T_G T_M \frac{d^2 \Delta v}{dt^2} + T_M \frac{d\Delta v}{dt} + \Delta v = K_{vx} \Delta x. \quad (15)$$

$$\text{Тут } T_M = \frac{m K_{Qp}}{A_n^2} \quad (16)$$

механічна постійна часу, що враховує інерційність навантаження;

$$T_G = \frac{V}{2E K_{Qp}} \quad (17)$$

гідралічна постійна часу, що враховує стисливість РР;

$$K_{vx} = \frac{K_{Qx}}{A_n} \quad (18)$$

коефіцієнт підсилення гідросистеми за швидкістю при  $x = x^*$  і  $p_D = 0$ .

Лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку (15) характеризує гідросистему, для якої виконуються умова  $T_M = 4T_G$ , як динамічну коливальну систему з малим демпфіруванням.

Тому рівняння (15) можна записати ще у вигляді

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta v}{dt^2} + 2DT_k \frac{d\Delta v}{dt} + \Delta v = K_{vx} \Delta x. \quad (19)$$

$$\text{Тут } T_k = \sqrt{T_M T_G} \quad (20)$$

постійна часу коливальної ланки гідросистеми;

$$D = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_M}{T_G}} \quad (21)$$

коефіцієнт відносного демпфірування.

Перетворюючи вираз (19) при нульових початкових умовах за Лапасом, одержуємо передаточну функцію системи за швидкістю штока ГЦ від переміщення золотника ГР у вигляді коливальної ланки

$$W_{\Delta v}(S) = \frac{\Delta v(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{vx}}{T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1}. \quad (22)$$

Передаточна функція гідросистеми по переміщенню штока ГЦ від переміщення золотника ГР при нульових початкових умовах запишеться у вигляді здобутку інтегруючих і коливальних ланок

$$W_{\Delta y}(S) = \frac{\Delta y(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{vx}}{S(T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1)}. \quad (23)$$

Передаточна функція (23) показує, що динамічні властивості гідросистеми при прийнятих допущеннях оцінюються коефіцієнтом підсилення за швидкістю  $K_{vx}$ , постійною часу  $T_k$  і коефіцієнтом демпфірування  $D$ .

Коефіцієнт підсилення за швидкістю при заданому значенні площі  $A_n$  пропорційний коефіцієнту  $K_{Qx}$  (за витратою ГР). При нульових початкових умовах, нульовому перекритті золотника і малого радіального зазору ГР коефіцієнт підсилення за витратою можна приблизно визначити за формулою

$$K_{Qx} = G_m \sqrt{0,5 p_{num}}, \quad (24)$$

де  $G_m = \mu b x_m \sqrt{0,5 p}$  - максимальне значення провідності робочого вікна;  $x_m$  - максимальне розрахункове переміщення золотника.

З формули (24) випливає, що  $K_{Qx}$  і динамічні властивості гідросистеми підвищуються зі збільшенням тиску живлення  $p_n$  і гідравлічної провідності  $G_m$ . Коефіцієнт  $D$  визначає демпфіруючі властивості і характеризує ступінь коливання і якість перехідного процесу гідросистеми.

При прийнятих допущеннях

$$D = \frac{\sqrt{2}}{2A_n} K_{Qp} \sqrt{\frac{mE}{V}}. \quad (25)$$

З виразу (25) очевидно, що зі збільшенням  $K_{Qp}$  ( $m, E, V, A_n$  - const) властивості, що демпфірують, зростають.

Важливим розміром є постійна часу  $T_k$ , що визначає частоту  $\omega_k = \frac{1}{T_k}$  незатухаючих коливань, частоту власних коливань системи і, отже, її швидкодія.

$$\omega_{влас} = \omega_k \sqrt{1 - D^2} \quad (\text{або } f = \frac{\omega_{влас}}{2\pi}, \text{Гц})$$

Вирішуючи систему рівнянь (14) відносно збільшення тиску навантаження  $\Delta p_D$ , одержуємо диференціальне рівняння

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta p_D}{dt^2} + 2DT_k \frac{d\Delta p_D}{dt} + \Delta p_D = K_{Qx} \frac{d\Delta x}{dt},$$

і відповідну передаточну функцію

$$W_{\Delta p_D}(S) = \frac{\Delta p_D(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{ax}}{T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1}, \quad K_{ax} = mK_{Qx} A^{-2}. \quad (26)$$

При розв'язанні системи (14) відносно збільшення витрати  $\Delta Q_D = \Delta Q_{mpeo} = \Delta Q$  одержимо диференціальне рівняння

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta Q}{dt^2} + 2DT_k \frac{d\Delta Q}{dt} + \Delta Q = T_k^2 K_{Qx} \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + K_{Qx} \Delta x$$

і передаточну функцію



$$W_{\Delta Q}(S) = \frac{\Delta Q(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{Qx}(T_k^2 S^2 + 1)}{T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1}. \quad (27)$$

Таким чином, лінеаризована система в цілому описується чотирма передаточними функціями (22), (23), (26) і (27).

Приклад. Визначимо частоту незатухаючих коливань  $\omega_k$  і перехідні процеси  $\Delta v$ ,  $\Delta u$ ,  $\Delta p_d$  і  $\Delta Q$  за такими даними:

$$m = 550 \text{ кг}; \rho = 9 \cdot 10^{-8} \text{ МПа} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^2; V = 3200 \text{ см}^3; \mu = 0,65; A_n = 42 \text{ см}^2;$$

$$E = 1000 \text{ МПа}; p_n = 20 \text{ МПа}; F_c = 80000 \text{ Н}; bx^* = 0,4 \text{ см}^2; b = 1 \text{ см}; x^* = 0,4 \text{ см};$$

$$p_{c1} = 0; \Delta x = 0,05 \text{ см}.$$

Враховуючи тиск навантаження  $p_d^* = \frac{F_c}{A_n} = \frac{80000}{42 \cdot 10^{-4}} = 1,9 \cdot 10^7 \text{ Па}$ , одержуємо

відповідно до формул (10), (16), (17), (20) і (21):

$$K_{Qp} = \frac{0,65 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2}{9 \cdot 10^{-8}}}}{4 \cdot \sqrt{0,5(20-19)}} \cdot 0,4 = 430 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МПа}};$$

$$T_M = \frac{550}{42^2 \cdot 10^4} \cdot 430 = 134,07 \cdot 10^{-4} \text{ с};$$

$$T_r = \frac{3200}{2 \cdot 1000 \cdot 430} = 0,37 \cdot 10^{-2} \text{ с};$$

$$T_k = \sqrt{134,07 \cdot 0,37 \cdot 10^{-6}} = 7,04 \cdot 10^{-3} \text{ с}; \quad D = 0,5 \sqrt{\frac{134,07 \cdot 10^{-4}}{0,37 \cdot 10^{-2}}} = 0,95.$$

Тоді:

$$\omega_k = \frac{1}{T_k} = 141,982 \text{ с}^{-1}; f_k = 22,57 \text{ Гц};$$

$$\omega_{\text{влас}} = \omega_k \sqrt{1 - D^2} = 141,982 \sqrt{1 - 0,95^2} = 43,559 \text{ с}^{-1};$$

$$f_{\text{влас}} = 22,57 \sqrt{1 - 0,95^2} = 7,04 \text{ Гц}.$$

При конструюванні приводу його параметри необхідно вибирати такими, щоб власна частота була на 5...10% збільшена для врахування демпфуючих властивостей приводу.

За цими розрахунками видно, що для того щоб отримати на практиці збуджуючу частоту на виконавчому робочому органі, яка залежить від глибини розробки масиву ґрунту та швидкості різання, необхідно при незмінних кінематичних та геометричних параметрах змінювати тиск навантаження встановленням перед силовим гідроциліндром дроселюючих елементів та безпосереднім регулюванням подачі ними.

### Література

1. Ветров Ю. О., Власов В. В. Машины для земляных работ. Примеры расчета: Навч. Посібник. – К.: ІСДО, 1995. – 304 с.
2. Бульдозеры и рыхлители/ Захарчук Б. З., Телушкин В. Д., Шлойдо Г. А., Яркін А. А.. – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.: ил.
3. Станевский В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин – Киев: Изд-во при Киев. ун-те ИО Вища школа, 1984. – 128 с.
4. Лур'є З. Я., Іваніцька О. П. Моделирование та динаміка гідравлічних систем: Навчальний посібник. – Харків: ХДПУ, 2000. – 132 с.