

УДК 624.131

ГІДРОПРИВОД СТАБІЛОМЕТРА З КОРЕКЦІЄЮ ЙОГО ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

Г.С. Ратушняк, О.Б. Волошин

Вступ

Проектування дорожнього покриття та підвалин фундаментів різних споруд, проведення робіт із ущільнення ґрунтів у стислих умовах та важкодоступних місцях виконують з урахуванням механічних властивостей ґрунтів. Ефективна та надійна робота ущільнювальних машин вібраційної дії в стислих умовах, особливо біля споруд, неможлива без точного вибору їх робочих параметрів та режимів у відповідності до властивостей матеріалів. Для визначення комплексу характеристик механічних властивостей ґрунтів в умовах складного напруженого стану при дії на них статичних та динамічних навантажень використовуються стабілометри (установки тривісного навантаження) [1, 2, 3]. Для імітації умов складного навантаження зразка ґрунту, надійного та достовірного дослідження його напружено-деформованого стану необхідні знання динаміки робочого процесу коливальної системи установки, які б дозволили розкрити закономірності впливу конструктивних параметрів гідроприводу на характеристики тривісного навантаження та їх взаємозв'язок із процесом навантаження зразка. Функціональні можливості існуючих стабілометрів обмежені динамічними властивостями, які залежать від пружних, демпфірувальних та інших характеристик зразків матеріалів, які у різних зразків різні, режимів та схем випробувань. Це призводить до виникнення неприпустимих коливань, статичних помилок регульованих величин, а також невеликої швидкодії регулювання.

Постановка задачі

Задачами дослідження є: розробка математичної моделі циклічного гідроприводу стабілометра з корекцією його динамічних властивостей при зміні характеристик зразків ґрунтів, режимів та схем навантаження; визначення передавальної функції гідроприводу та його динамічних характеристик; якісна оцінка робочих параметрів гідроприводу та коректувального пристрою.

Результати дослідження

Розглянемо динаміку гідроприводу стабілометра з коректувальним зворотним зв'язком за тиском, який розроблений та запатентований авторами [4]. Принципова схема робочої камери стабілометра та окремого сепаратного гідроприводу по одній із трьох осей навантаження наводиться на рис. 1.

Робоча камера 1 містить п'ять підпружинених рухомих штампів, три подвійні гідроциліндри 2, кожний з яких, у свою чергу, містить гідроциліндри статичного та динамічного навантаження. Гідроциліндри статичного навантаження з'єднані з окремим гідроприводом статичного навантаження. Гідроциліндри динамічного навантаження з'єднані відповідно з гідроприводами динамічного навантаження. Кожний окремий гідропривод динамічного навантаження містить електрогідравлічний підсилювач, який складається з керівного каскаду 3 та основного каскаду 4, ізодромний коректувальний пристрій, який містить мембранний гідроциліндр 5 і регульовальний дросель 6. Керівний каскад 3 містить дросельну пару сопло-голка 7, електромеханічний перетворювач 8, який електрично з'єднаний з узгоджувальним електронним блоком керування 9. Каскади електрогідравлічного підсилювача 3, 4 під'єднані через дроселі 10, 11 до напірної гідромагістралі 12 насосної станції 13 із редуційним клапаном 14. В основному каскаді 4 розташований підпружинений золотник 15 з утворенням торцевої порожнини 16, керівної 17 та кільцевої проточки 18. Основний каскад 4 з'єднаний із підпоршневою порожниною гідроциліндра 2 напірною гідролінією 19. Стабілометр обладнаний датчиками тиску, переміщень та напружень, які є датчиками зворотного зв'язку відповідно за зміною тиску в робочих порожнинах гідроциліндрів, переміщень штампів та напружень у зразку ґрунту й електрично з'єднані з узгоджувальним електронним блоком керування 9.

Математична модель гідроприводу стабілометра пропонується по одній із осей навантаження з коректувальним пристроєм у гідромеханічному виконанні. Електричний зворотний зв'язок між датчиками та узгоджувальним електронним блоком керування 9 в даній роботі не розглядається.

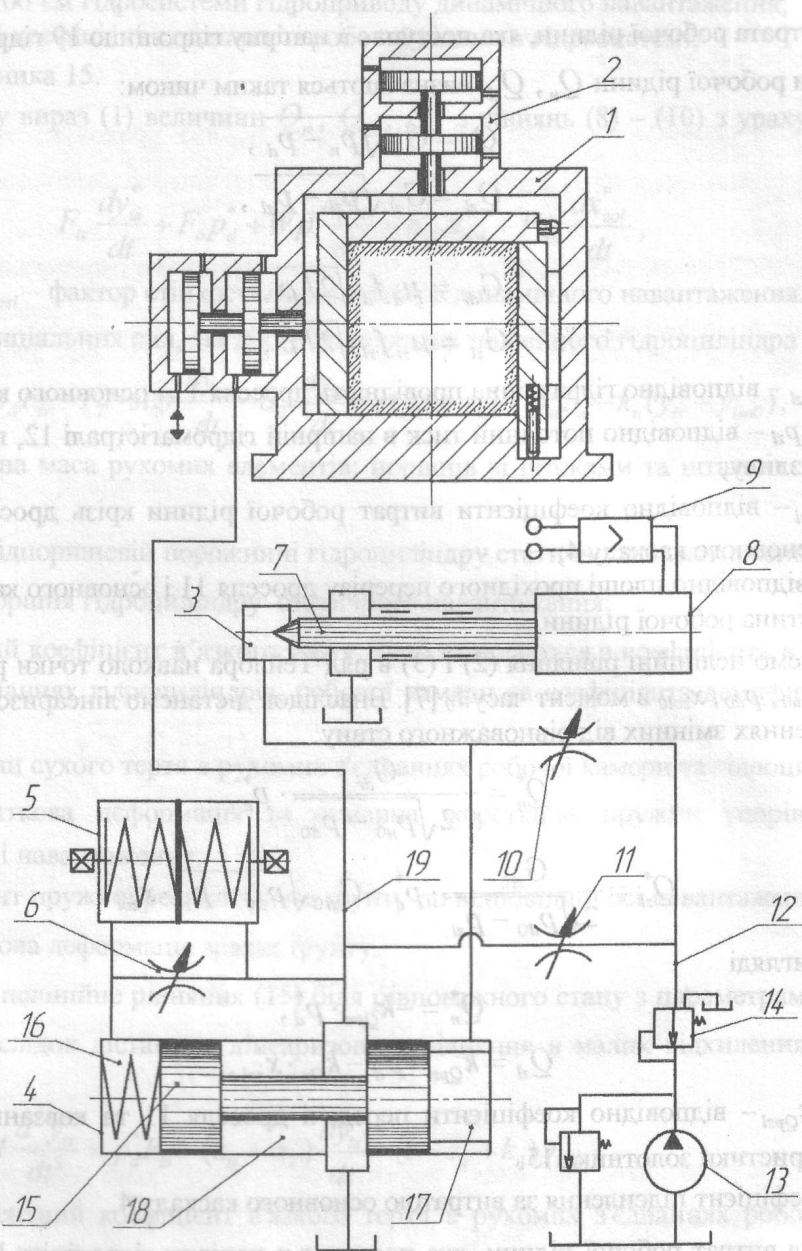


Рис. 1. Принципова схема стабілометра з гідроприводом

При створенні математичної моделі гідроприводу стабілометра приймаються такі припущення: продуктивність насосної станції 13 постійна; коефіцієнти витрати крізь дросельні щілини електрогідралічного підсилювача й дроселі постійні; хвильові процеси в трубопроводах відсутні; тиск, температура та в'язкість робочої рідини гідроприводу постійні; рухомі елементи та робоча камера абсолютно жорсткі; зразок ґрунту при циклічному навантаженні приймаємо в'язко пружним лінійно деформівним тілом [5, 6]; тертям ґрунту по штампах та тангенційними напруженнями в зразку нехтуємо.

Розглянемо динаміку основного каскаду 4 електрогідралічного підсилювача.

Рівняння витрат через проточну камеру, яка утворена дроселем 11 та дросельним вікном основного каскаду 4

$$Q_n - Q_{zl} = Q_d, \quad (1)$$

де Q_n, Q_{zl} – відповідно витрата робочої рідини крізь дросель 11 і дросельне вікно основного каскаду 4;

Q_d – витрата робочої рідини, яка поступає в напірну гідролінію 19 гідроциліндра 2.

Витрати робочої рідини Q_n, Q_{zl} визначаються таким чином:

$$Q_n = G_{dr} \sqrt{p_n - p_d}, \quad (2)$$

$$Q_{zl} = G_{zl} \sqrt{p_d - p_{zl}}, \quad (3)$$

де

$$G_{dr} = \mu_d f_d \sqrt{2/\rho}, \quad (4)$$

$$G_{zl} = \mu_{zl} f_{zl} \sqrt{2/\rho}, \quad (5)$$

де G_{dr}, G_{zl} – відповідно гідравлічна провідність дроселя 11 і основного каскаду 4;

p_n, p_d, p_{zl} – відповідно поточний тиск в напірній гідроманістралі 12, напірній гідролінії 19 та тиск зливу;

μ_d, μ_{zl} – відповідно коефіцієнти витрат робочої рідини крізь дросель 11 та дросельне вікно основного каскаду 4;

f_d, f_{zl} – відповідно площі прохідного перерізу дроселя 11 і основного каскаду 4;

ρ – густина робочої рідини.

Розкладемо нелінійні рівняння (2) і (3) в ряд Тейлора навколо точки рівноважного стану з параметрами: p_{n0}, p_{d0}, x_{z0l0} в момент часу t_0 [7]. Внаслідок дістанемо лінеаризовані рівняння витрат у малих відхиленнях змінних від рівноважного стану:

$$Q_n^* = -\frac{G_{dr}}{2\sqrt{p_{n0} - p_{d0}}} \cdot p_d^*, \quad (6)$$

$$Q_{zl}^* = \frac{G_{zl0}}{2\sqrt{p_{d0} - p_{zl}}} \cdot p_d^* - G_{zl0} \sqrt{p_{d0} - p_{zl}} \cdot x_{z0l}^*, \quad (7)$$

або в іншому вигляді

$$Q_n^* = -k_{Qpn} \cdot p_d^*, \quad (8)$$

$$Q_{zl}^* = k_{Qpzl} \cdot p_d^* - k_{Qx} \cdot x_{z0l}^*, \quad (9)$$

де k_{Qpn}, k_{Qpzl} – відповідно коефіцієнти передачі дроселя 11 та ковзання навантажувальної характеристики золотника 15;

k_{Qx} – коефіцієнт підсилення за витратою основного каскаду 4.

Рівняння витрат робочої рідини, яка поступає в напірну гідролінію 19 Q_d , складається з витрати в підпоршневу порожнину гідроциліндра 2 Q_{ts} , витрати в торцеву порожнину 16 основного каскаду 4 Q_{tr} , витрати на стиснення робочої рідини гідросистеми Q_{ss} :

$$Q_d = Q_{ts} + Q_{ss} - Q_{tr}, \quad (10)$$

де

$$Q_{ts} = F_{ts} \frac{dy_{ts}}{dt}, \quad (11)$$

$$Q_{ss} = W\beta \frac{dp_d}{dt}, \quad (12)$$

$$Q_{tr} = F_{z0l} \frac{dx_{z0l}}{dt}, \quad (13)$$

де F_{ts}, F_{zol} – відповідно площі поршня гідроциліндра динамічного навантаження подвійного гідроциліндра 2 та торця золотника 15;
 y_{ts} – хід штока гідроциліндра 2;
 W – сумарний об'єм гідросистеми гідроприводу динамічного навантаження;
 β – наведений коефіцієнт стисливості робочої рідини в гідросистемі;
 x_{zol} – хід золотника 15.

Підставивши у вираз (1) величини Q_n, Q_{zl}, Q_d з рівнянь (8) – (10) з урахуванням (11) – (13), отримаємо:

$$F_{ts} \frac{dy_{ts}^*}{dt} + F_c p_d^* + W\beta \frac{dp_d^*}{dt} = k_{Qx} x_{zol}^* + F_{zol} \frac{dx_{zol}^*}{dt}, \quad (14)$$

де $F_c = k_{Qpn} + k_{Qpzl}$ – фактор стійкості гідроциліндра динамічного навантаження.

Рівняння потенціальних сил, які діють на поршень подвійного гідроциліндра 2

$$M \frac{d^2 y_{ts}}{dt^2} = p_d F_{ts} - F_T \cdot \text{sign} \frac{dy_{ts}}{dt} - \alpha_T \frac{dy_{ts}}{dt} - c(y_{ts} + y_0) + p_{st} F_n - k_n (y_{ts} + y_{tsn0}), \quad (15)$$

де M – приведена маса рухомих елементів: поршнів зі штоками та штампів зі приєднаною масою ґрунту;

p_{st} – тиск в підпоршневій порожнині гідроциліндру статичного навантаження;

F_n – площа поршня гідроциліндру статичного навантаження;

α_T – сумарний коефіцієнт в'язкого тертя, який складається з коефіцієнта в'язкого тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндрів, робочої камери та коефіцієнта демпфірування зразка ґрунту;

F_T – стала сили сухого тертя в рухомих з'єднаннях робочої камери та гідроциліндрів;

y_0, c – початкова деформація та сумарна жорсткість пружин упорів штампів по відповідній осі навантаження;

k_n – коефіцієнт пружної реакції зразка ґрунту по відповідній осі навантаження [8];

y_{tsn0} – початкова деформація зразка ґрунту.

Лінеаризуємо нелінійне рівняння (15) біля рівноважного стану з параметрами: p_{d0}, y_{ts0} у момент часу t_0 . Внаслідок дістанемо лінеаризоване рівняння в малих відхиленнях змінних від рівноважного стану:

$$M \frac{d^2 y_{ts}^*}{dt^2} = p_d^* F_{ts} - (k_{ts} + \alpha_T) \frac{dy_{ts}^*}{dt} - (c - c_g + k_n) y_{ts}^*, \quad (16)$$

де k_{ts} – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя в рухомих з'єднаннях робочої камери та гідроциліндрів [8, 9];

$c_g = \frac{F_n^2}{W_{st} \beta_{st}}$ – жорсткість "гідралічної пружини" гідроциліндра статичного навантаження;

W_{st}, β_{st} – відповідно сумарний об'єм та наведений коефіцієнт стисливості робочої рідини в гідросистемі статичного навантаження.

Визначимо з рівняння (16) p_d^* , продиференціюємо та підставимо в вираз (14). Внаслідок матимемо:

$$\frac{d^3 y_{ts}^*}{dt^3} T_g T_m^2 + \frac{d^2 y_{ts}^*}{dt^2} (T_m^2 + 2\xi T_m T_g) + \frac{dy_{ts}^*}{dt} (2\xi T_m + T_g + B T_m^2) + y_{ts}^* = \frac{T_m^2}{F_c} \left(k_{Qx} x_{zol}^* + F_{zol} \frac{dx_{zol}^*}{dt} \right), \quad (17)$$

де $T_m = \sqrt{\frac{M}{c + c_g M + k_n}}$ – механічна стала часу гідроприводу, яка враховує інерційність навантаження на шток гідроциліндра;

$\xi = \frac{k_{ts} + \alpha_T}{2\sqrt{M(c + c_g M + k_n)}}$ – коефіцієнт відносного демпфірування гідроприводу;

$T_g = \frac{W\beta}{F_c}$ – гідравлічна стала часу гідроприводу, яка враховує стисливість рідини в гідросистемі;

$B = \frac{F_{ts}^2}{F_c}$ – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики гідроприводу.

Застосувавши до одержаного рівняння (17) при нульових початкових умовах перетворення Лапласа, одержимо

$$Y_{ts}(s) \left[(T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1) \cdot (T_g s + 1) + T_{ts} s \right] = k_{px} T_m^2 (T_{zol} s + 1) X_{zol}(s), \quad (18)$$

де $T_{ts} = B T_m^2$, $T_{zol} = \frac{F_{zol}}{k_{Qx}}$ – стали часу;

$k_{px} = \frac{k_{Qx}}{F_c}$ – коефіцієнт підсилення за тиском основного каскаду 4.

Передавальна функція ходу штампця за ходом золотника

$$W_{yx}(s) = \frac{Y_{ts}(s)}{X_{zol}(s)} = \frac{k_{px} T_m^2 (T_{zol} s + 1)}{(T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1) \cdot (T_g s + 1) + T_{ts} s}, \quad (19)$$

або в іншому вигляді:

$$W_{yx}(s) = \frac{W_1(s) \cdot W_2(s)}{1 + W_{zv}(s) \cdot W_2(s)}, \quad (20)$$

де

$$W_1(s) = k_{px} (T_{zol} s + 1), \quad (21)$$

$$W_2(s) = \frac{T_m^2}{(T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1) \cdot (T_g s + 1)}, \quad (22)$$

$$W_{zv}(s) = B s, \quad (23)$$

де $W_{zv}(s)$ – передавальна функція зворотного зв'язку, який охоплює пряме коло з передавальною функцією $W_2(s)$.

Передавальна функція ходу штампця за тиском у напірній гідролінії 19

$$W_{yp}(s) = \frac{Y_{ts}(s)}{P_d(s)} = \frac{T_m^2 k_{mf}}{T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1}, \quad (24)$$

де коефіцієнт $k_{mf} = \frac{F_{ts}}{M}$.

Розглянемо динаміку керівного каскаду 3 електрогідравлічного підсилювача.

Рівняння витрат через проточну камеру, утворену дроселем 10 та дросельною парою сопло-голка 7, запишемо без урахування стисливості робочої рідини за припущення малих об'ємів порожнин та каналів:

$$Q_{nk} - Q_{zlk} = Q_{up}, \quad (25)$$

де Q_{nk} , Q_{zlk} – відповідно витрата робочої рідини через дросель 10 та дросельну щілину дросельної пари сопло-голка 7;

Q_{up} – витрата рідини, яка поступає в керівну порожнину 17:

$$Q_{nk} = G_{dk} \sqrt{p_n - p_{up}}, \quad (26)$$

$$Q_{zlk} = G_{gol} \sqrt{p_{up} - p_{zl}}, \quad (27)$$

де $G_{dk} = \mu_{dk} f_{dk} \sqrt{2/\rho}, \quad (28)$

$$G_{gol} = \mu_{gol} f_{gol} \sqrt{2/\rho}, \quad (29)$$

де G_{dk}, G_{gol} – відповідно гідравлічна провідність дроселя 10 та дросельної пари сопло-голка 7;
 μ_{dk}, μ_{gol} – відповідно коефіцієнти витрати робочої рідини крізь дросель 10 та дросельну пару сопло-голка;

f_{dk}, f_{gol} – площі прохідних перерізів дроселя 10 та дросельної пари сопло-голка 7.

Лінеаризуємо нелінійні рівняння (26), (27) біля рівноважного стану з параметрами: p_{n0}, p_{up0}, t_0 та ходом голки h_0 . Внаслідок дістанемо лінеаризовані рівняння витрат у малих відхиленнях змінних від рівноважного стану:

$$Q_{nk}^* = -\frac{G_{dk}}{2\sqrt{p_{n0} - p_{up0}}} \cdot p_{up}^*, \quad (30)$$

$$Q_{zlk}^* = \frac{G_{gol0}}{2\sqrt{p_{up0} - p_{zl}}} \cdot p_{up}^* - G_{gol0} \sqrt{p_{up0} - p_{zl}} \cdot h_{zol}^*, \quad (31)$$

або в іншому вигляді:

$$Q_{nk}^* = -k_{Qpnk} \cdot p_{up}^*, \quad (32)$$

$$Q_{zlk}^* = k_{Qpgl} \cdot p_{up}^* - k_{Qh} \cdot h^*, \quad (33)$$

де k_{Qpnk} – коефіцієнт передачі дроселя 10;

k_{Qpgl} – коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики керівного каскаду 3;

k_{Qh} – коефіцієнт підсилення за витратою керівного каскаду 3.

Витрата робочої рідини в керівну порожнину 17

$$Q_{up}^* = F_{zol} \frac{dx_{zol}^*}{dt}. \quad (34)$$

Одержані вирази (32), (33) та (34) підставимо в рівняння (25):

$$p_{up}^* F_{ck} = k_{Qh} h^* - F_{zol} \frac{dx_{zol}^*}{dt}, \quad (35)$$

де $F_{ck} = k_{Qpnk} + k_{Qpgl}$ – фактор стійкості золотника 15.

Рівняння потенціальних сил, які діють на золотник 15, запишемо без урахування маси золотника та сили тертя, величини яких будемо вважати малими:

$$p_{zv}^* F_{zol} + (c_{pr} + c_{gd}) x_{zol}^* - p_{up}^* F_{zol} = 0, \quad (36)$$

де p_{zv}^* – поточний тиск зворотного зв'язку, якій діє в торцевій порожнині 16;

c_{pr} – жорсткість пружини основного каскаду 4;

c_{gd} – коефіцієнт жорсткості "гідродинамічної пружини" основного каскаду [7].

З рівняння (36) визначимо x_{zol}^*

$$x_{zol}^* = (p_{up}^* - p_{zv}^*) k_{zc}, \quad (37)$$

де коефіцієнт $k_{zc} = \frac{F_{zol}}{c_{pr} + c_{gd}}$.

Одержане значення x_{zol}^* продиференціюємо та підставимо в (35), звідки визначимо P_{up}^*

$$P_{up}^* = k_{ph} h^* - k_{zc} \left(\frac{dp_{up}^*}{dt} - \frac{dp_{zv}^*}{dt} \right), \tag{38}$$

де $k_{ph} = \frac{k_{Oh}}{F_{ck}}$ – коефіцієнт підсилення за тиском керівного каскаду 3.

При відсутності коректувального зворотного зв'язку в гідроприводі $P_{zv}^* = P_d^*$. Тоді рівняння (38) в зображеннях при нульових початкових умовах має вигляд:

$$P_{up}(s) = \frac{k_{ph}}{T_k s + 1} H(s) + \frac{T_k s}{T_k s + 1} P_d(s), \tag{39}$$

де $T_k = \frac{k_{zc}}{F_{ck}}$ – стала часу.

Структурна схема гідроприводу без коректувального зворотного зв'язку на основі рівнянь (20), (37) та (39) має вигляд, наведений на рис. 2.

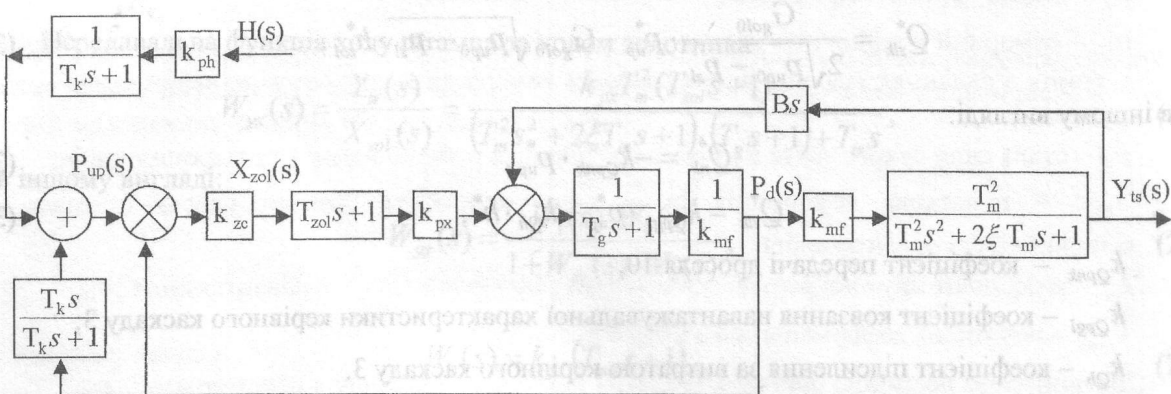


Рис. 2. Структурна схема гідроприводу стабілометра без коректувального зворотного зв'язку

При наявності коректувального зворотного зв'язку в гідроприводі на мембрані гідроциліндра 5 виникає перепад тиску $P_{kor} = P_{zv} - P_d$. Тоді хід золотника 15

$$x_{zol} = k_{zc} (P_{up} - P_d) - k_{zc} P_{kor} = x_{gu} - x_{kor}, \tag{40}$$

де x_{gu} – хід золотника від дії електрогідравлічного підсилювача, який чисельно дорівнює x_{zol} при відсутності коректувального зворотного зв'язку, тобто при $P_{zv} = P_d$, $P_{kor} = 0$;

x_{kor} – хід золотника від дії перепаду тиску P_{kor} .

З рівняння (40) видно, що хід золотника 15 складається з його ходу від дії електрогідравлічного підсилювача x_{gu} та від'ємного зворотного ходу x_{kor} від дії коректувального перепаду тиску P_{kor} , який виникає в коректувальному пристрої при різкій зміні тиску P_d в напірній гідролінії 19.

Визначимо рівняння коректувального зворотного зв'язку при малих відхиленнях величин від значень, які відповідають середньому положенню мембрани гідроциліндра 5.

Рівняння потенціальних сил, які діють на мембрану

$$p_d F_m + c_m h_m = p_{zv} F_m, \quad (41)$$

де F_m – ефективна площа мембрани;

c_m – сумарна жорсткість пружин мембранного гідроциліндра 5;

h_m – хід мембрани.

Рівняння витрат робочої рідини через коректувальний пристрій складається із суми витрат через дросель 6 Q_{dm} , мембранний гідроциліндр 5 Q_m та в торцеву порожнину 16 Q_{zol} :

$$Q_{zol} + Q_m + Q_{dr} = 0, \quad (42)$$

де

$$Q_{zol} = F_{zol} \frac{dx_{kor}}{dt}, \quad (43)$$

$$Q_m = F_m \frac{dh_m}{dt}, \quad (44)$$

$$Q_{dm} = G_{dm} \sqrt{p_{zv} - p_d}. \quad (45)$$

Лінеаризуємо нелінійне рівняння (45) біля рівноважного стану з параметрами: p_{kor0} , t_0 . Внаслідок матимемо лінеаризоване рівняння витрати в малих відхиленнях змінних від рівноважного стану:

$$Q_{dm}^* = \frac{G_{dm}}{2\sqrt{p_{kor0}}} (p_{zv}^* - p_d^*), \quad (46)$$

де

$$G_{dm} = \mu_{dm} f_{dm} \sqrt{2/\rho}, \quad (47)$$

або в іншому вигляді:

$$Q_{dm}^* = k_{Qpm} (p_{zv}^* - p_d^*), \quad (48)$$

де k_{Qpm} – коефіцієнт передачі дроселя 6;

μ_{dm} – коефіцієнт витрати робочої рідини крізь дросель 6;

f_{dm} – площа прохідного перерізу дроселя 6.

З урахуванням рівнянь (43), (44), (48) вираз (42) має вигляд:

$$\frac{F_m^2}{c_m} \left(\frac{dp_{zv}^*}{dt} - \frac{dp_d^*}{dt} \right) + k_{Qpm} (p_{zv}^* - p_d^*) + F_{zol} \frac{dx_{kor}^*}{dt} = 0. \quad (49)$$

Застосувавши до одержаного рівняння при нульових початкових умовах перетворення Лапласа, одержимо передавальну функцію переміщення золотника 15 від дії коректувального перепаду тиску на мембрані за величиною цього перепаду тиску

$$W_{kor}(s) = \frac{X_{kor}(s)}{P_{kor}(s)} = -k_k \frac{T_{kor}s + 1}{T_{kor}s}, \quad (50)$$

де $T_{kor} = \frac{F_m^2}{c_m k_{Qpm}}$ – стала часу коректувального пристрою;

$k_k = \frac{F_m^2}{c_m F_{zol}}$ – коефіцієнт пропорційності.

Отже, передавальна функція (50) запропонованого коректувального пристрою відповідає ізодромній ланці [10].

Визначимо вплив зміни тиску в напірній гідролінії 19 p_d на зміну тиску зворотного зв'язку p_{zv} . Для цього лінеаризуємо нелінійне рівняння (45) біля рівноважного стану з такими

параметрами: P_{zv0} , P_{d0} . Внаслідок матимемо лінеаризоване рівняння витрати в малих відхиленнях змінних від рівноважного стану:

$$Q_{dm}^* = \frac{G_{dm}}{2\sqrt{P_{zv0} - P_{d0}}} \cdot P_{zv}^* \quad (51)$$

або в іншому вигляді:

$$Q_{dm}^* = k_{Qpm1} \cdot P_{zv}^* \quad (52)$$

де k_{Qpm1} – коефіцієнт передачі дроселя 6.

З урахуванням рівнянь (43), (44), (52) вираз (42) має вигляд:

$$\frac{F_m^2}{c_m} \left(\frac{dp_{zv}^*}{dt} - \frac{dp_d^*}{dt} \right) + k_{Qpm1} \cdot P_{zv}^* + F_{zol} \frac{dx_{kor}^*}{dt} = 0 \quad (53)$$

Рівняння (53) в операторному вигляді при нульових початкових умовах

$$P_{zv}(s) \cdot (T_{kor1}s + 1) = P_d(s) \cdot T_{kor1}s - X_{kor}(s) \cdot T_{xz} \quad (54)$$

де $T_{kor1} = \frac{F_m^2}{c_m k_{Qpm1}}$ – стала часу коректувального пристрою;

$T_{xz} = \frac{F_{zol}}{k_{Qpm1}}$ – стала часу.

З рівняння (54) визначимо передавальну функцію зміни тиску зворотного зв'язку за зміною тиску в напірній гідролінії 19

$$W_{krzv}(s) = \frac{P_{zv}(s)}{P_d(s)} = \frac{T_{kor1}s}{T_{kor1}s + 1} \quad (55)$$

Отже, дія зміни тиску в напірній гідролінії 19 на зміну тиску зворотного зв'язку являє собою диференціальну ланку зі сповільненням [10].

З рівняння (40) визначимо x_{kor} , продиференціюємо його та підставимо в рівняння (49). З рівняння (36) визначимо p_{zv} , продиференціюємо його та також підставимо в рівняння (49). В результаті отримаємо

$$\frac{dp_{up}^*}{dt} T_1 + P_{up}^* - \frac{dp_d^*}{dt} T_1 - P_d^* = \frac{1}{k_1} \left(\frac{dx_{zol}^*}{dt} T_2 + x_{zol}^* \right) \quad (56)$$

де сталі часу:

$$T_1 = T_{kor} \left(1 + \frac{k_{zc}}{k_k} \right) \quad (57)$$

$$T_2 = T_1 k_{Qpm} \quad (58)$$

коефіцієнт

$$k_1 = k_{zc} k_{Qpm} \quad (59)$$

З рівняння (56) визначимо x_{zol}^* та застосувавши до нього при нульових початкових умовах перетворення Лапласа, одержимо

$$X_{zol}(s) = (P_{up}(s) - P_d(s)) \frac{k_1(T_1s + 1)}{T_2s + 1} \quad (60)$$

Структурна схема гідроприводу з коректувальним зворотним зв'язком за тиском з урахуванням рівняння (60) має вигляд, наведений на рис. 3.

Структурна схема (рис. 3) має перехресні паралельні зв'язки, тому зведемо її до вигляду, зручного для складання передавальної функції (рис. 4).

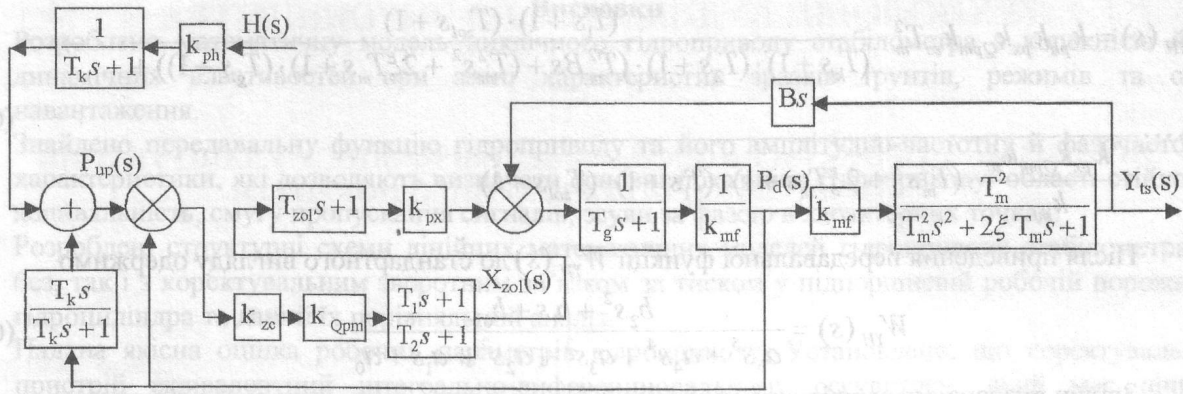


Рис. 3. Структурна схема гідроприводу стабілометра з коректувальним зворотним зв'язком за тиском

Передавальна функція ходу штампця за ходом голки 7 керівного каскаду 3

$$W_{\text{ИИ}}(s) = \frac{Y_{\text{ts}}(s)}{H(s)} = k_{\text{ph}} \cdot W_{\text{zvp}}(s), \quad (61)$$

де

$$W_{\text{zvp}}(s) = \frac{1}{T_k s + 1} \cdot \frac{k_1 (T_1 s + 1)}{T_2 s + 1} \cdot (T_{\text{zol}} s + 1) \cdot k_{\text{px}} \cdot W_{\text{zv}}(s) \cdot \left[1 + \frac{1}{k_{\text{mf}}} \cdot \frac{T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1}{T_m^2} \cdot \frac{1}{T_k s + 1} \cdot \frac{k_1 (T_1 s + 1)}{T_2 s + 1} \cdot (T_{\text{zol}} s + 1) \cdot k_{\text{px}} \cdot W_{\text{zv}}(s) \right], \quad (62)$$

де

$$W_{\text{zv}}(s) = \frac{1}{T_g s + 1} \cdot \frac{T_m^2}{T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{T_g s + 1} \cdot \frac{T_m^2}{T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1} \cdot Bs} \quad (63)$$

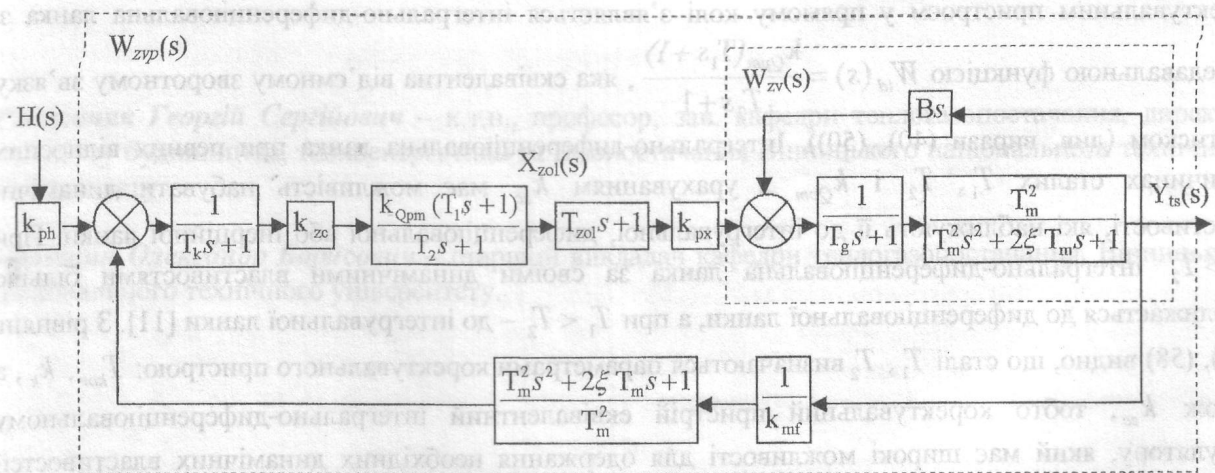


Рис. 4. Структурна схема гідроприводу стабілометра з коректувальним зворотним зв'язком за тиском після еквівалентного перетворення

Після перетворення рівняння (61) має вигляд:

$$W_{YH}(s) = k_{ph} k_{px} k_{Qpm} k_{zc} T_m^2 \cdot \frac{(T_1 s + 1) \cdot (T_{zoi} s + 1)}{(T_k s + 1) \cdot (T_2 s + 1) \cdot (T_m^2 B s + (T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1) \cdot (T_g s + 1)) + \dots} \rightarrow$$

$$\rightarrow \dots + \frac{k_{px} k_{Qpm} k_{zc}}{k_{mf}} \cdot (T_m^2 s^2 + 2\xi T_m s + 1) \cdot (T_1 s + 1) \cdot (T_{zoi} s + 1) \quad (64)$$

Після приведення передавальної функції $W_{YH}(s)$ до стандартного вигляду одержимо

$$W_{YH}(s) = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (65)$$

Звідки визначаємо амплітудно-частотну й фазочастотну характеристики гідроприводу:

$$A(\omega) = \frac{\sqrt{(b_0 - b_2 \omega^2)^2 + b_1^2 \omega^2}}{\sqrt{(a_0 - a_2 \omega^2 + a_4 \omega^4)^2 + (a_1 \omega - a_3 \omega^3 + a_5 \omega^5)^2}} \quad (66)$$

$$\varphi(\omega) = \arctg \frac{b_1 \omega}{b_0 - b_2 \omega^2} - \arctg \frac{a_1 \omega - a_3 \omega^3 + a_5 \omega^5}{a_0 - a_2 \omega^2 + a_4 \omega^4} \quad (67)$$

За характеристиками (66), (67) визначаються основні показники гідроприводу: коливальність, смуга пропускання сигналів, зсуви за фазою в характерних точках [9, 10]. За передавальною функцією (65) визначаються області стійкості гідроприводу.

Зі структурних схем можна побачити, що на динаміку гідроприводу впливають не тільки його робочі параметри, частота навантаження, але й характеристики зразка ґрунту: коефіцієнт пружної реакції зразка, коефіцієнт демпфірування зразка.

З рівняння (50) видно, що застосування ізодромного коректувального пристрою в зворотному зв'язку гідроприводу призводить до появи додаткового ходу золотника 15, швидкість якого пропорційна як швидкості зміни коректувального перепаду тиску, так і самій зміні цього перепаду тиску. Ізодромне регулювання поєднує в собі високу точність інтегрального регулювання (астатизм) з великою швидкістю пропорційного регулювання [10]. Аналіз рівняння (55) показує, що корекція гнучким зворотним зв'язком відбувається за похідною від зміни тиску в підпоршневій порожнині гідроциліндру 2 з інерційністю в коректувальній ланці. Тобто, додатковий випереджувальний сигнал зворотного зв'язку збільшує демпфірувальні властивості гідроприводу.

Порівняння структурних схем (рис. 2 та 3), свідчить, що в структурній схемі з коректувальним пристроєм у прямому колі з'являється інтегрально-диференціувальна ланка з передавальною функцією $W_{id}(s) = \frac{k_{Qpm}(T_1 s + 1)}{T_2 s + 1}$, яка еквівалентна від'ємному зворотному зв'язку

за тиском (див. вирази (40), (50)). Інтегрально-диференціувальна ланка при певних відносних величинах сталих T_1 , T_2 і k_{Qpm} з урахуванням k_{zc} має можливість набувати динамічні властивості, які наближують її до інтегрувальної, диференціувальної або інерційної ланки. При $T_1 > T_2$ інтегрально-диференціувальна ланка за своїми динамічними властивостями більше наближається до диференціувальної ланки, а при $T_1 < T_2$ – до інтегрувальної ланки [11]. З рівнянь (57), (58) видно, що сталі T_1 , T_2 визначаються параметрами коректувального пристрою: T_{kor} , k_k , а також k_{zc} , тобто коректувальний пристрій еквівалентний інтегрально-диференціувальному регулятору, який має широкі можливості для одержання необхідних динамічних властивостей гідроприводу стабілометра.

Одержана аналітична модель характеризує зв'язок між параметрами гідроприводу й показниками точності, швидкодії та стійкості робочого процесу циклічного навантаження зразка. Використання методу D -розбиття дозволяє визначати області, в яких забезпечуються задані ступінь стійкості та коефіцієнт загасання коливальності при різних режимах, схемах навантаження зразків ґрунту, які мають різні динамічні характеристики [9, 10].

Висновки

1. Розроблено математичну модель циклічного гідроприводу стабілометра з корекцією його динамічних властивостей при зміні характеристик зразків ґрунтів, режимів та схем навантаження.
2. Знайдено передавальну функцію гідроприводу та його амплітудно-частотну й фазочастотну характеристики, які дозволяють визначати основні показники гідроприводу: області стійкості, коливальність, смугу пропускання сигналів, зсуви за фазою в характерних точках.
3. Розроблені структурні схеми лінійних математичних моделей гідроприводу стабілометра як без, так і з коректувальним зворотним зв'язком за тиском у підпоршневій робочій порожнині гідроциліндра та даний їх порівняльний аналіз.
4. Надана якісна оцінка робочих параметрів гідроприводу. Установлено, що коректувальний пристрій еквівалентний інтегрально-диференціальному регулятору, який має широкі можливості для одержання необхідних динамічних властивостей гідроприводу стабілометра.

Використана література

1. http://www.ИГЭ РАН_ЛАБОРАТОРИЯ АНАЛИЗА ГЕОЛОГИЧЕСКОГО РИСКА.htm
2. <http://www.ООО ГЕОТЕК ПРОДУКЦИЯ Стабилометр.htm>
3. <http://www.Geotechnical Testing Equipment.htm>
4. Стабілометр: Пат. 24609U Україна: МКВ⁸ G 01 N 3 / 10, E 02 D 1 / 02 / Ратушняк Г.С., Волошин О.Б. – № U200701143; Заявл. 05.02.2007; Опубл. 10.07. 2007, Бюл. №10. – 6 с.
5. Иванов П.Л. Грунты и основания гидротехнических сооружений. Механика грунтов: Учеб. для гидротехн. спец. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1991. – 447 с.
6. Бугров А.К., Нарбут Р.М., Сипидин В.П. Исследование грунтов в условиях трехосного сжатия. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. – 184 с.
7. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
8. Ратушняк Г.С., Волошин О.Б. Моделирование процессу ущільнення вібраційною гідроприводною машиною ґрунту для визначення його динамічних характеристик // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – №1. – С. 146 – 151.
9. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
10. Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – СПб: Профессия, 2003. – 752 с.
11. Ключев А. С. Автоматическое регулирование. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1973. – 392 с.

Ратушняк Георгій Сергійович – к.т.н., професор, зав. кафедри теплогазопостачання, директор інституту будівництва, теплоенергетики та газопостачання Вінницького національного технічного університету.

Волошин Олександр Борисович – старший викладач кафедри теплогазопостачання, Вінницького національного технічного університету.