

СЕКЦІЯ 2
ГІДРОАГРЕГАТИ ТА ГІДРОСИСТЕМИ

УДК 62-82:62-503.507

Ю.А. Буренніков¹, к.т.н., професор
Л.Г. Козлов¹, д.т.н., доцент
Іоан Русу², професор
В.Г. Пилявець¹, аспірант,
Ю.А. Ткачук¹, магістр

¹ Винницький національний технічний університет

² Технічний університет «George Asachi» (Румунія)

**СТІЙКІСТЬ МЕХАТРОННОЇ ГІДРОСИСТЕМИ НА ОСНОВІ
РЕГУЛЬОВАНОГО НАСОСА**

В промисловості на транспорті та сільському господарстві набувають все більшого застосування мобільні робочі машини з гідроприводом. Такі машини мають сучасні гідросистеми з регульованими насосами та пропорційною гідроапаратурою і можуть працювати в регульованих режимах в широких діапазонах зміни навантажень. Це дає змогу експлуатувати їх із значною кількістю змінних органів.

Задача вдосконалення схем гідросистем мобільних робочих машин з метою покращення їх статичних і динамічних характеристик на сьогоднішній день є актуальною.

Метою роботи є забезпечення стійкості роботи нової мехатронної гідросистеми розробленої авторами. Проблемі забезпечення стійкості складних за структурою гідросистем з пропорційним керуванням присвячено роботи ряду авторів [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. В даній роботі розглядається можливість забезпечення стійких режимів роботи мехатронної гідросистеми, що працює в широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів та навантажень на них.

На рис. 1 представлена схема мехатронної гідросистеми. Гідросистема включає: регульований насос 1, розподільники 2, 3, гідроциліндр 4, гідромотор 5, регульовані дроселі 6, 7 з електромагнітним керуванням, клапан 8, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики тиску 12, 13, 14, 15, бак 16 та регулятор 17 з дроселем 18.

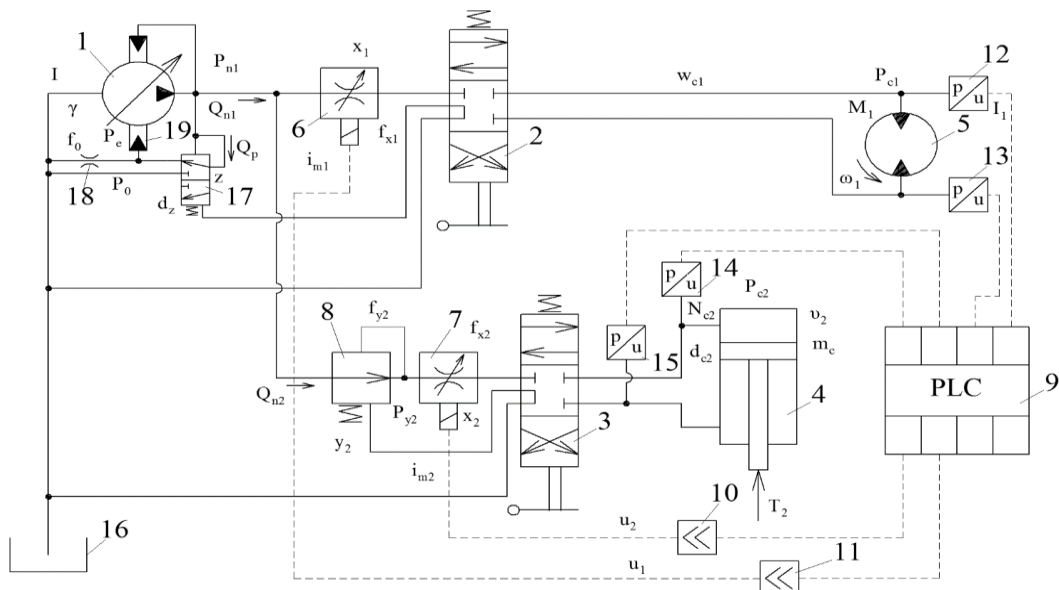


Рисунок 1 – Схема мехатронної гідросистеми

Працює гідросистема таким чином. Регульований насос 1 подає робочу рідину через регульований дросель 6 та розподільник 2 до гідромотора 5, а через клапан 8, регульований дросель 7 та розподільник 3 до гідроциліндра 4. Гідросистема оснащена датчиками тиску 12, 13, 14, 15, які подають сигнали пропорційні величинам тиску на входах та виходах гідромотора 5 та гідроциліндра 4. На основі цих сигналів контролер 9 формує сигнали керування для регульованих дроселів 6 та 7. Алгоритм керування, що реалізується контролером дозволяє забезпечити співвідношення між швидкостями руху гідродвигунів таким чином, що реалізується оптимальний режим роботи гідросистеми. Оптимальне співвідношення швидкостей руху гідродвигунів зберігається при зміні величин навантаження, що діють на гідродвигуни. Такий алгоритм керування корисний при застосуванні його в гідросистемі малогабаритної бурової установки, де важливо забезпечити необхідні співвідношення між величиною подачі бурильного інструменту та швидкістю його обертання.

Оскільки гідросистема включає два гідродвигуни, на які діють змінні за величиною навантаження, цифровий регулятор (контролер) та регульований насос з аналоговим регулятором, що діють в автоматизованому режимі, то важливим є завдання забезпечення стійкої роботи гідросистеми в перехідних режимах. Така задача розв'язується на стадії проектування і може бути вирішена із застосуванням математичної моделі гідросистеми.

Математична модель складена з урахуванням таких допущень і спрощень. Розглядаються зосереджені параметри елементів приводів, температуру робочої рідини за час протікання перехідного процесу прийнято постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними, режими роботи – безкавітаційними, об'єм гідролінії за час перехідного процесу не змінюється, втрати тиску в гідролініях не враховувались, сили сухого тертя не залежать від швидкості руху елементів, блоки підсилювачів моделювались пропорційною ланкою, сигнал на виході контролера розглядався, як аналоговий.

Математична модель мехатронної гідросистеми включає рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 (рівняння 1), що діють на вал гідромотора 5 (рівняння 6), рівняння нерозривності потоку між насосом 1, регулятором 17, регульованим дроселем 6 та клапаном 8 (рівняння 3), між регулятором 17 та дроселем 18 (рівняння 4), між дроселем 19 та сервоциліндром насоса (рівняння 2), між регульованим дроселем 6 та гідромотором 5 (рівняння 5), між клапаном 8 та регульованим дроселем 7 (рівняння 7), між регульованим дроселем 7 та гідроциліндром 4 (рівняння 8), рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра 4 (рівняння 9), сил, що діють на золотник регулятора 17 (рівняння 10), сил, що діють клапан 8 (рівняння 11), рівняння падіння напруги на електромагнітах регульованих дроселів 6 та 7 (рівняння 12 та 13), залежності переміщення регульованих дроселів від величини напруги на електромагнітах (рівняння 14 та 15).

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_{n1} f_5 l - p_e f_4 l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + M_c; \quad (1)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 \frac{d\gamma}{dt} l \cdot \cos \gamma; \quad (2)$$

$$F_7 d_8 k_1 n_n t g \gamma = \mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_e) + \mu \pi d_{y2} y_2 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{y2}) + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt} + \mu k_{zZ} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0); \quad (3)$$

$$\mu k_{zZ} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_0 - p_e) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c1}|}{\rho}} = q \omega_1 + \beta_n W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt}; \quad (5)$$

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = p_{c1}q - M_1 - b_M \omega_1; \quad (6)$$

$$\mu \pi d_{y2} y_2 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{y2}) = \mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y2} - p_{c2}) + \beta_p W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y2} - p_{c2}) = v_2 \frac{\pi d_{c2}^2}{4} + \beta_n W_{c2} \frac{dp_{c2}}{dt}; \quad (8)$$

$$m_c \frac{dv_2}{dt} = p_{c2} \frac{\pi d_{c2}^2}{4} - T_2 - b_c v_2; \quad (9)$$

$$p_{n1} \frac{\pi d_z^2}{4} = p_{c1} \frac{\pi d_z^2}{4} + c_z (z + H_z) + b_z \frac{dz}{dt}; \quad (10)$$

$$p_{y2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} = p_{c2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} + c_y (H_y - y_2) - b_y \frac{dy_2}{dt}; \quad (11)$$

$$p_{c1} k_4 k_c F_k(i_{p1}) = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e; \quad (12)$$

$$p_{c2} k_4 k_c F_k(i_{p2}) = L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e; \quad (13)$$

$$\left(L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e \right) k_m = x_1; \quad (14)$$

$$\left(L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e \right) k_m = x_2; \quad (15)$$

$$M_c = m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \quad (16)$$

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} E_{mp}(p)}; \quad (17)$$

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + E_{p0} p_0/p^2}. \quad (18)$$

$p_{n1}, p_{c1}, p_{c2}, p_{y2}, p_0, p_e$ – тиски на виході насоса 1, входах гідромотора 5 та гідроциліндра 4, виході клапана 8, в системі керування насосом 1, в сервоциліндрі насоса 1; z, x_1, x_2, y_2 – координати положення регулятора 17, регульованих дроселів 6, 7, клапана 8; ω_1, v_2 – частота обертання валу гідромотора 5 та швидкість руху поршня гідроциліндра 4; γ – кут повороту планшайби насосу 1; $f_0, f_e, f_{x1}, f_{x2}, F_7$ – площі дроселів 18 та 19, площі золотників регульованих дроселів 6 та 7, площа поршнів насоса; $d_{c2}, d_{x1}, d_{x2}, d_{y2}, d_z, d_8$ – діаметри гідроциліндра 4, золотників регульованих дроселів 6, 7, клапана 8, регулятора 17, діаметр кола контакту поршнів насоса с планшайбою насоса; $i_{m1}, i_{m2}, i_{p1}, i_{p2}$ – величини струмів в обмотках електромагнітів та виході клапанів тиску; k_m, k_n, k_c, k_1 – коефіцієнти пропорційності зусилля електромагнітів регульованих дроселів, підсилювачів та датчиків тиску, кількість поршнів в насосі 1; L_e, R_e – індуктивність та активний опір обмоток електромагніта; c_z, c_y – жорсткість пружин регулятора 17 та клапана 8; T_2, M_1 – сили приведених навантажень на штоці гідроциліндра 4 та валу гідромотора 5; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; l – плече дії сервоциліндрів насоса 1; I, I_1 – моменти інерції планшайби насоса та рухомих елементів приведених до валу гідромотора 5; m_c – маса рухомих елементів, приведена до штока гідроциліндра 4; $W_{n1}, W_0, W_{c1}, W_{y2}, W_{c2}, W_e$ – об'єми гідроліній на виході насоса 1, між регулятором 17 та дроселем 18, на вході гідромотора 5, на виході клапана 8, на вході в гідроциліндр 4, між дроселем та сервоциліндром насоса 1; n_n – число обертів валу насоса 1;

$F_k(i_{p1}), F_k(i_{p2})$ – передавальні функції контролера для сигналів, що подаються на підсилювачі 11 та 12; H_z, H_y – попередні стискання пружин регулятора 17 та клапана 8; $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ – коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса 1 від величини подачі та тиску; M_c – момент опору на планшайбі насоса 1; β_p – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші; β_n – приведений коефіцієнт гумо-металевих трубопроводів та газорідинної суміші; q – робочій об’єм гідромотора 5; b_c, b_z, b_y – коефіцієнти в’язкого тертя в гідроциліндрі 4, демпфування золотника регулятора 17 та клапана 8; $E_{p0}, E_p, E_{mp}(p)$ – модуль пружності робочої рідини, приведені модулі пружності газорідинної суміші та гумо-металевих трубопроводів; δ – товщина стінки трубопроводу; W_f – об’єм рідини в газорідинній суміші при величині тиску p ; W_a – об’єм газу в газорідинній суміші при атмосферному тиску.

По математичній моделі із застосуванням програмного засобу MATLAB-Simulink методом Розенброка визначені перехідні процеси в механотронній гідросистемі.

Розробники малогабаритних бурильних машин, як правило, випускають декілька типорозмірів, щоб задовольнити на ринку потребу різних споживачів. Принципова гідравлічна схема зберігається в машинах декількох типорозмірів, але змінюються параметри комплектуючих гідроагрегатів та компоновка їх на машині. В зв’язку з цим на стадії проектування необхідно перевірити, як впливає зміна параметрів гідроагрегатів на стійкість роботи мехатронної гідросистеми. В якості таких параметрів розглянуто: q_1 – робочий об’єм гідромотора 5; d_{c2} – діаметр поршня гідроциліндра; Q_n – продуктивність насоса 1; W_n – об’єм гідролінії на виході насоса 1; W_{c1} – об’єм гідролінії на вході в гідромотор 5; W_{c2} – об’єм гідролінії на вході в гідроциліндр 4.

Параметри змінювались в таких діапазонах: $q_1 = (25 \dots 50) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $d_{c2} = (40 \dots 80) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $Q_n = (0,05 \dots 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $W_n = (1 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_{c1} = W_{c2} = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;

Перехідні процеси в мехатронній системі при ступінчастій зміні навантажень мають коливальний характер у всіх діапазонах зміни розглянутих параметрів. Оцінка стійкості роботи мехатронної гідросистеми велась по показнику коливальності k , який визначався як кількість повних коливань в гідросистемі під час перехідного процесу.

На рис. 2, а представлено перехідний процес в мехатронній гідросистемі при об’ємі гідролінії на виході насоса 1 $W_n = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

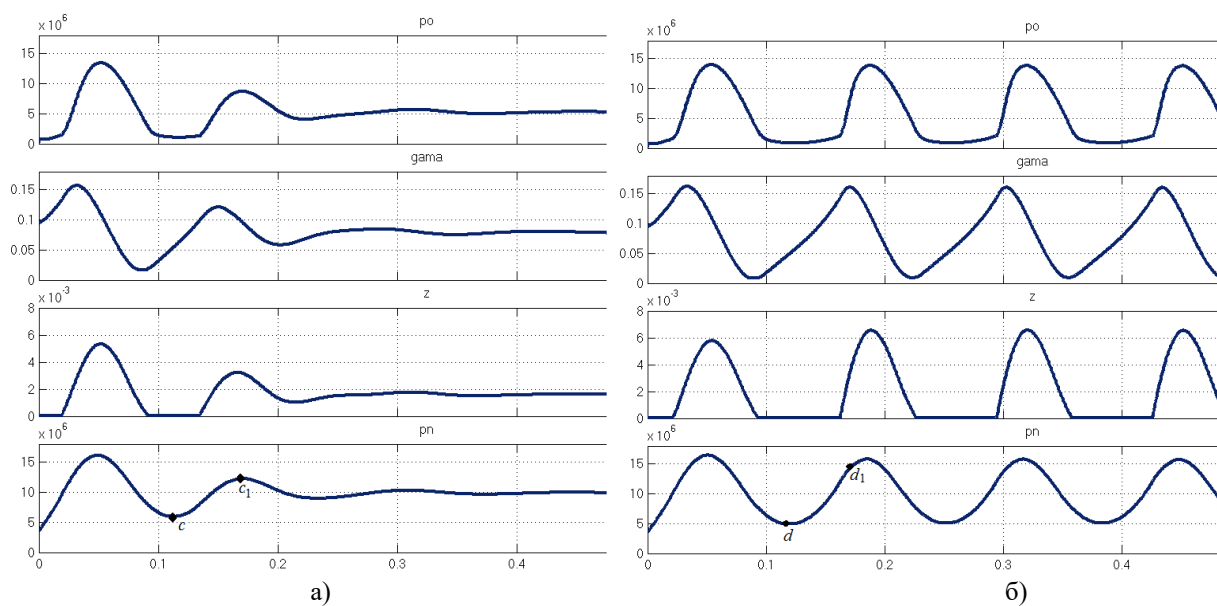


Рисунок 2 – Вплив об’єму гідролінії W_n на стійкість мехатронної гідросистеми

При такому сполученні параметрів та $W_n = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ робота гідросистеми є стійкою, а величина коливальності становить $k = 3$. При незначному збільшенні об'єму гідролінії на виході насоса 1 до $W_n = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ та інших незмінних параметрах робота гідросистеми стає нестійкою. Це явище можна пояснити таким чином, що в перехідному процесі при більшому значенні $W_n = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ інтенсивність наростання величини тиску p_n (ділянка $d - d_1$ на рис. 2, б) є меншою чим при $W_n = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (ділянка $c - c_1$ на рис. 2, а). Зменшення інтенсивності наростання величини тиску p_n приводить до запізнення відкриття золотника регулятора 17 насоса 1, що в свою чергу породжує коливання продуктивності Q_n насоса 1 з більшою амплітудою. Коливання продуктивності Q_n з високою амплітудою породжує не затухаючі коливання інших змінних, що описують стан гідросистеми. Таким чином формується нестійкий режим роботи гідросистеми. Зменшення величини об'єму W_n гідролінії на виході насоса до $2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ забезпечує збільшення інтенсивності зростання тиску p_n , що в свою чергу породжує більш швидку реакцію золотника регулятора 17. Пришвиджене відкриття золотника регулятора 17 забезпечує вчасне зменшення продуктивності Q_n насоса 1, коливання якої поступово затухають. Таким чином в гідросистемі при $W_n = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ в перехідному процесі буде реалізовано стійкий режим роботи.

В процесі досліджень виявлено вплив на показник коливальності k таких параметрів, як Q_n , q_1 , W_{c1} (рис. 3). В розглянутих діапазонах зміни цих параметрів стійку роботу гідросистеми можна забезпечити застосуванням гідромоторів з більшим робочим об'ємом q_1 та меншим значенням максимальної продуктивності Q_n регульованого насоса. Об'єм гідролінії W_{c1} на вході в гідромотор повинен вибиратись мінімальним виходячи із конструктивних особливостей машини, що проектується. При сполученні $q_1 = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, $Q_n = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та $W_{c1} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ забезпечуються перехідні процеси з коливальністю $k < 3$. Досліджено також вплив на коливальність k таких параметрів мехатронної гідросистеми, як d_{c2} – діаметр поршня гідроциліндра 4, об'єму гідролінії W_{c2} на вході в гідроциліндр 4 та об'єму гідролінії W_n на виході насоса 1 (рис. 4). В розглянутих діапазонах зміни цих параметрів стійку роботу гідросистеми можливо забезпечити застосувавши гідроциліндри із меншими значеннями діаметра поршня. Об'єм гідролінії W_n на виході насоса 1 повинен вибиратись мінімальним, а об'єм W_{c2} гідролінії на вході в гідроциліндр 4 повинен вибиратись максимальним. При сполученні $d_{c2} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $W_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $W_{c2} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ забезпечується стійка робота мехатронної гідросистеми при значенні показника коливальності $k < 3$.

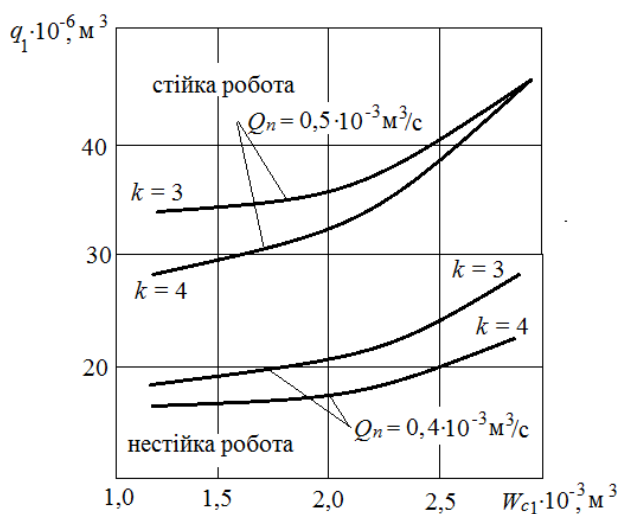


Рисунок 3 – Вплив об'єму гідролінії W_{c1} , робочого об'єму гідромотора q_1 та продуктивності насоса Q_n на коливальність в гідросистемі

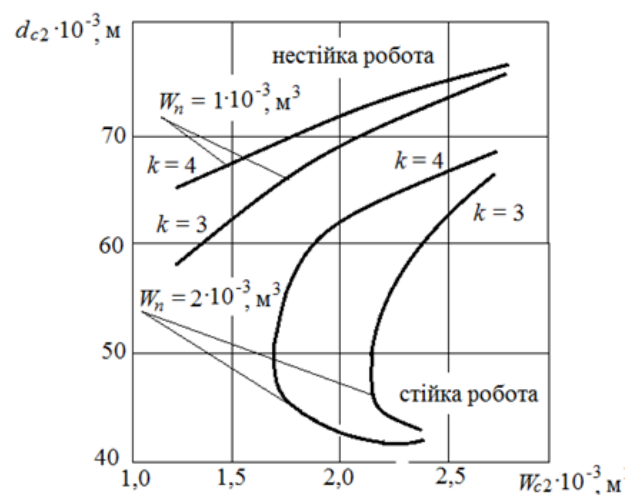


Рисунок 4 – Вплив об'єму гідролінії W_{c2} , діаметру поршня гідроциліндра d_{c2} та об'єму гідролінії W_n на коливальність в гідросистемі

В практиці проектування виникають ситуації, коли необхідно мати додаткові можливості забезпечення умов стійкості гідросистеми за рахунок зміни параметрів гідроагрегатів. Перш за все це є параметри регуляторів. В процесі досліджень виявлено вплив на величину показника коливальності двох параметрів регулятора насоса 1. Це коефіцієнт підсилення k_z робочого золотника регулятора насоса 1 та площі дроселя f_0 , що водить в систему керування насосом. Вказані параметри змінювались в таких діапазонах: $k_z = (0,4...2,0) \cdot 10^{-3}$ м; $f_0 = (1,5...2,4) \cdot 10^{-6}$ м².

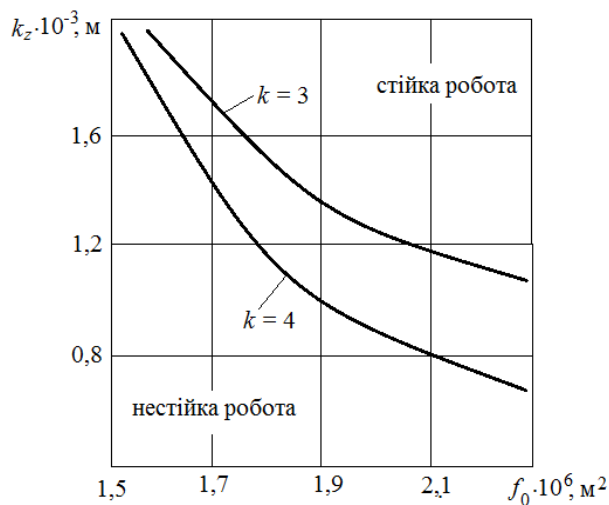


Рисунок 5 – Вплив параметрів регулятора насоса k_z та f_0 на коливальність в гідросистемі

Стійкої роботи гідросистеми та зменшення значень показника коливальності k можна досягти при більших значеннях f_0 та k_z (рис.5) з розглянутих діапазонів їх зміни. Сполучення $k_z \geq 1,2 \cdot 10^{-3}$ м та $f_0 \geq 2,1 \cdot 10^{-6}$ м² забезпечує значення показника коливальності $k < 3$.

Висновок

Забезпечення стійкої роботи мехатронної гідросистеми можливе за рахунок вибору раціональних показників параметрів гідросистеми з діапазонів: $q_1 = (39...50) \cdot 10^{-6}$ м³; $d_{c2} = (40...60) \cdot 10^{-3}$ м; $Q_n = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $W_n = 1 \cdot 10^{-3}$ м³; $W_{c1} = (1...2,5) \cdot 10^{-3}$ м³; $W_{c2} = (1,5...3) \cdot 10^{-3}$ м³, а також вибору параметрів регулятора насоса з діапазонів: $k_z = (1,6...2,0) \cdot 10^{-3}$ м; $f_0 = (1,7...2,3) \cdot 10^{-6}$ м².

Список літератури

1. Chentouf B. Smaoni N. Stability analysis and numerical simulations of a one dimensional open channel hydraulic system // Applied Mathematics and Computation. – 2018. – Т.321. – Р. 498-511.
2. Halanay A. Saffa S., Irsu I. Stability analysis for a nonlinear model of a hydraulic servomechanism in a servo elastic framework. Nonlinear Analysis : Real World Applications, 10(2), 1197-1209
3. Kozlov L. Determining dynamic accuracy indicators of multicoordinate working machine in the form of rod structures for fuzzy inertia and dissipation parameters / V. Strutinskiy, L. Kozlov // Journal of Engineering Studies and Research. – Bacau. – Romania. – 2014. – №4. – Р. 73 - 80.
4. Leonid K. Polishchuk, Leonid G. Kozlov, Oleh V. Piontkevych, Konrad Gromaszek, Assel Mussabekova, "Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive", in Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018, Ryszard S. Romaniuk; Maciej Linczuk, Editors, Proceedings of SPIE Vol. 10808 (SPIE, Bellingham, WA 2018), 1080862 .(Scopus)
5. Козлов Л. Г. Стійкість гідропривода з пропорційним керуванням при знакозмінному навантаженні / Л. Г. Козлов, В. Я. Шаматієнко, А. І. Ковальчук, В. М. Черніюк // Вісник ХНУ – 2011 – №4. – С. 14 -19.
6. Козлов Л. Г. Дослідження статичних і динамічних характеристик системи керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. В. Коріненко // [Електронний ресурс] Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – № 3. – Режим доступу до статті: URL: <http://praci/vntu/edu/ua/article/view/>
УДК 681.52:[004.896+004.94]