

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ;;
Київського національного університету будівництва і архітектури

**КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ
ТА СИСТЕМ**

Методичні вказівки
до виконання практичних робіт
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти спеціальності 174 «Автоматизація,
комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»
всіх форм навчання

Київ 2025

УДК 681.513.674

М74

Укладачі: О. В. Гаврюков, д-р техн. наук, доцент;

М. І. Самойленко, асистент;

А. О. Вольтерс, асистент

Рецензент А.В. Запривода, канд.техн.наук, доцент

Відповідальний за випуск С. В. Іносов канд. техн. наук, доцент

Затверджено на засіданні кафедри автоматизації технологічних процесів, протокол № 4 від 23 жовтня 2024 року.

В авторській редакції

Комп'ютерне моделювання процесів та систем [Електронний М74 ресурс] : методичні вказівки до виконання практичних робіт / уклад.: О. В. Гаврюков та ін. – Київ : КНУБА, 2025. – 16 с.

Містять зміст, порядок виконання практичних робіт.

Призначено для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка» всіх форм навчання.

© КНУБА, 2025

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Методичні вказівки складені відповідно до програми курсу «Комп'ютерне моделювання процесів та систем» для здобувачів спеціальності 174 «Автоматизація комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка» всіх форм навчання.

Метою практичних робіт є вирішення практичних задач пов'язаних з моделюванням елементів гідравлічних схем в системах автоматичного керування.

Студенти повинні заздалегідь готуватися до занять у лабораторії, вивчаючи відповідні розділи теоретичного курсу за лекційними записами і навчальною літературою та знайомлячись зі змістом практичної роботи за даними методичними вказівками.

За результатами виконання практичної роботи складається звіт. Оформлення звіту повинно відповідати вимогам ДСТУ 3008-95 «Документація. Звіти у сфері науки й техніки». Особливу увагу варто приділяти формулюванню висновків за виконаною роботою, у яких необхідно зіставити результати практичної досліджень з відомими з теоретичного курсу закономірностями.

Схеми гідравлічні виконуються згідно з вимогами державних стандартів та діючих нормативів. У схемах, формулах і таблицях необхідно використовувати стандартні умовні позначення.

Для здачі практичної роботи студент повинен надати повністю оформлений звіт, уміти відповісти на контрольні запитання викладача.

ПРАКТИЧНА РОБОТА 1

Тема: «Моделювання руху штока поршня сервоприводу залежно від величини відкриття золотника розподільника»

1. Мета роботи: Визначити по якому закону буде рухатись шток поршня сервомотора під час відкриття золотникового розподільника.

2. Деяка інформація о системі сервопривод – золотниковий розподільник .

На рис. 1.1 наведена гідросхема з розімкнутою циркуляцією, що доволі часто зустрічається в машинах.

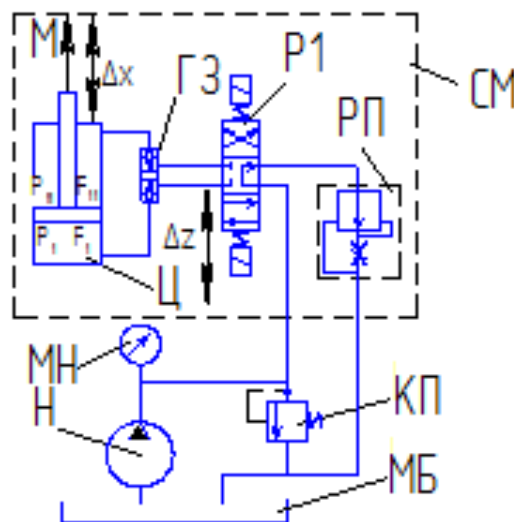


Рис. 1.1. Гідросхема з розімкнутою циркуляцією:

КП – запобіжний клапан станція; Ц – сервопривод; Р1 – трехпозиційний золотниковий розподільник; ГЗ – гідрозамок; МН – манометр; Н – насос; РП – регулятор потоку; МБ – маслобак

Зазвичай тиск в напірній магістралі дорівнює або 120-150 атм, або 300атм. найчастіше в закордонних аналогах 300 атм. В зливній магістралі тиск дорівнює атмосферному. Гідрозамок (гідралічний замок) - пристрій, призначений для утримання гідравлічних двигунів у статичному положенні під навантаженням. Запобіжний клапан підтримує заданий тиск в гидросистемі.

3. Визначення закону по якому буде рухатись шток поршня сервомотора під час відкриття золотникового розподільника

Умова статичної рівноваги сервомотора має вигляд [1]:

$$F_{11}^{c.m.} P_{11}^{c.m.} - F_1^{c.m.} P_1^{c.m.} - M = 0, H/m, \quad (1)$$

де $P_1^{c.m.}$ і $P_{11}^{c.m.}$ – тиски в поршневій і штоковій порожнинах сервомотора, H/m^2 ; $F_1^{c.m.}$ – площа поршня сервомотора, m^2 ; $F_{11}^{c.m.}$ – площа поршня без площі штока сервомотора, m^2 ; M – навантаження на штоку силового циліндра що залежить від натягнення стрічки, H .

Без істотних погрішностей можна прийняти, що під час руху поршня сервомотора виконується умова нерозривності потоку робочого тіла, яке встановлює зв'язок між секундною витратою $Q_{c.m.}$, що йде на заповнення об'єму який звільняється під час руху поршня, і витрати через прохідний переріз, керований за допомогою кромки золотника. Записуючи рівняння руху, не враховуються маса поршня і його прискорення, що цілком допустимо, оскільки сили інерції поршня менші зусиль, що розвиваються поршнем за рахунок дії на нього тиску P_p [2].

Під час руху поршня сервомотора рівняння нерозривності для штокової і поршневої порожнин набувають вигляду:

- під час висунення штока поршня

$$F_1^{c.m.} \frac{dx_{c.m.}}{dt} = Q_{c.m.} = \Delta z_{зол.} a_{зол.} \mu_{31} \sqrt{\frac{2g}{v_{p.m.}} (P_p - P_1^{c.m.})}, m^3 / c \quad (2)$$

$$F_{11}^{c.m.} \frac{dx_{c.m.}}{dt} = Q_{c.m.} = \Delta z_{зол.} a_{зол.} \mu_{311} \sqrt{\frac{2g}{v_{p.m.}} (P_{11}^{c.m.} - P_s^{\setminus})}, m^3 / c$$

- під час втягування штока поршня

$$F_1^{c.m.} \frac{dx_{c.m.}}{dt} = Q_{c.m.} = \Delta z_{зол.} a_{зол.} \mu_{31} \sqrt{\frac{2g}{v_{p.m.}} (P_p - P_1^{c.m.})}, m^3 / c \quad (3),$$

$$F_{11}^{c.m.} \frac{dx_{c.m.}}{dt} = Q_{c.m.} = \Delta z_{зол.} a_{зол.} \mu_{311} \sqrt{\frac{2g}{v_{p.m.}} (P_{11}^{c.m.} - P_s^{\setminus})}, m^3 / c$$

де $x_{c.m.}$ – координата руху поршня, m ; $z_{зол.}$ – координата руху золотника, m ; $a_{зол.}$ – сумарна ширина золотникових вікон, m ; μ_{31} , μ_{311} – коефіцієнти витікання через золотникові вікна; g – прискорення сили тяжіння, m/c^2 ; $v_{p.m.}$ – питома вага робочого тіла, H/m^3 ; P_p – робочий тиск, H/m^2 ; P_s^{\setminus} , P_s^{\setminus} – тиску на вході регулювальника потоку під час висунення і втягування штока поршня сервомотора, H/m^2 . В залежностях (2) і (3) значення під коренем квадратним визначає швидкість витікання рідини через отвір золотникового розподільника (з курсу гідравліки).

Обмежуючись аналізом руху поршня сервомотора на висунення штока і вважаючи, що $\mu_{31} = \mu_{311} = \mu_3$, з рівнянь (2) можна отримати [1]:

$$P_1^{c.m.} = -\frac{(F_1^{c.m.})^2 v_{p.m.}}{\Delta z_{30л.}^2 a_{30л.}^2 \mu_3^2 2g} \left(\frac{dx_{c.m.}}{dt} \right)^2 + P_p, \quad H / M^2 \quad (4)$$

$$P_{11}^{c.m.} = \frac{(F_{11}^{c.m.})^2 v_{p.m.}}{\Delta z_{30л.}^2 a_{30л.}^2 \mu_3^2 2g} \left(\frac{dx_{c.m.}}{dt} \right)^2 + P_s, \quad H / M^2$$

Підставляючи вирази (4) в (1), отримаємо

$$-\frac{(F_1^{c.m.})^3 v_{p.m.}}{\Delta z_{30л.}^2 a_{30л.}^2 \mu_3^2 2g} \left(\frac{dx_{c.m.}}{dt} \right)^2 + F_{11}^{c.m.} P_p - \frac{(F_{11}^{c.m.})^3 v_{p.m.}}{\Delta z_{30л.}^2 a_{30л.}^2 \mu_3^2 2g} \left(\frac{dx_{c.m.}}{dt} \right)^2 - F_{11}^{c.m.} P_s^{\setminus} - M = 0, \quad H \quad (5)$$

Звідси

$$\Delta z_{30л.} = \frac{dx_{c.m.}}{dt} \sqrt{\frac{v_{p.m.} \left[(F_1^{c.m.})^3 + (F_{11}^{c.m.})^3 \right]}{2g (F_1^{c.m.} P_p - F_{11}^{c.m.} P_s^{\setminus} + M) a_{30л.}^2 \mu_3^2}}, \quad M; \quad (6)$$

$$\Delta z_{30л.} = T_c^{\setminus} \frac{dx}{dt}, \quad M, \quad (7)$$

де $T_{c.m.}$ – постійна часу сервомотора при русі поршня на висунення штока, с:

$$T_c^{\setminus} = \sqrt{\frac{v_{p.m.} \left[(F_1^{c.m.})^3 + (F_{11}^{c.m.})^3 \right]}{2g (F_1^{c.m.} P_p - F_{11}^{c.m.} P_s^{\setminus} + M) a_{30л.}^2 \mu_3^2}}, \quad c. \quad (8)$$

Виконавши подібні перетворення, отримаємо постійну часу сервомотора при втягуванні штока поршня:

$$T_{c.m.}^{\setminus\setminus} = \sqrt{\frac{v_{p.m.} \left[(F_1^{c.m.})^3 + (F_{11}^{c.m.})^3 \right]}{2g (F_{11}^{c.m.} P_p - F_1^{c.m.} P_s^{\setminus} - M) a_{30л.}^2 \mu_3^2}}, \quad c \quad (9)$$

Виконавши перетворення рівняння (7) отримаємо передавальну функцію залежності руху штока поршня сервомотора $x_{c.m.}$ від величини відкриття золотника розподільника $z_{30л.}$, це і є закон по якому буде рухатись шток поршня сервомотора під час відкриття золотникового розподільника:

$$W(\lambda)_{c.m.} = \frac{1}{T_{c.m.} \lambda}, \quad (10),$$

де $\lambda = d/dt$ – оператор диференціювання, c^{-1} .

Такий вид функції ще називають інтегруючою ланкою.

Покажемо зв'язок витрати масла в системі регулювання з параметрами сервомотора.

Перетворимо рівняння (2):

$$P_1^{c.m.} = -\frac{Q_{c.m.}^2 \nu_{p.m.}}{2g \Delta z_{зол.}^2 a_{зол.}^2 \mu_3^2} + P_p, \quad H / M^2$$

$$P_{11}^{c.m.} = \frac{Q_{c.m.}^2 \nu_{p.m.}}{2g \Delta z_{зол.}^2 a_{зол.}^2 \mu_3^2} + P_s, \quad H / M^2$$
(11)

Після підстановки рівняння (11) в (1), для випадку висунення штока поршня маємо:

$$Q_{c.m.} = \Delta z_{зол.} a_{зол.} \mu_3 \sqrt{\frac{2g (F_1^{c.m.} P_p - F_{11}^{c.m.} P_s + M)}{\nu_{p.m.} (F_1^{c.m.} + F_{11}^{c.m.})}}, \quad M^3/c.$$
(12)

Відповідно, для випадку втягування штока поршня

$$Q_{c.m.} = \Delta z_{зол.} a_{зол.} \mu_3 \sqrt{\frac{2g (F_{11}^{c.m.} P_p - F_1^{c.m.} P_s - M)}{\nu_{p.m.} (F_1^{c.m.} + F_{11}^{c.m.})}}, \quad M^3/c.$$
(13)

Не важко помітити, що витрата масла через сервомотор, величина відкриття золотника розподільника P1 і постійна часу сервомотора пов'язані залежністю:

$$Q_{c.m.} = \frac{\Delta z_{зол.}}{T_{c.m.}} \sqrt{\frac{(F_1^{c.m.})^3 + (F_{11}^{c.m.})^3}{F_1^{c.m.} + F_{11}^{c.m.}}}, \quad M^3/c.$$
(14)

Під час спрацьовування системи стабілізації стрічки на барабані величина відкриття золотникових вікон $\Delta z_{зол.}$ розподільника 6, порівняно з величиною ходу тяги важільної системи 5, у разі поперечного зміщення стрічки мала, тому можна допустити, що $\Delta z_{зол.}$ постійна.

Оскільки робоча рідина в гідросистемі (див. рис. 1.1) скидається після сервомотора Ц через регулювальника потоку РП в маслобак МБ, витрата масла постійна [3] (при висуненні і при втягуванні штока поршня).

Завдання до виконання

Вивчивши наведений матеріал відповісти на такі запитання:

1. Які функції виконує кожний з елементів гідроприводу по схемі рис.1.1.
2. Як ви розумієте статичну рівновагу сервомотора.
3. В чому різниця між штоковою і поршневою порожниною.
4. Постійна часу сервомотора постійна чи змінна величина.
5. Як ви розумієте що таке передавальна функція

Список літератури

1. Гаврюков О.В. Результати досліджень систем автоматичного керування стрічкового конвеєра працюючого зі змінною довжиною транспортування / О. В. Гаврюков. – Київ : КНУБА, 2023. – 220с.
2. Крутов В.И. Основы автоматического регулирования./ В.И. Крутов, И.П. Спорыш, В.Д. Юнашев. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.
3. Башта Г.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Г.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. - 320 с.

Двопозиційний золотниковий розподільник 2 знаходиться у вихідному стані, пропускаючи через себе масло до елемента 1.

У результаті порушення рівноважного стану в системі автоматичного керування на вхід елемента 1 надходить сигнал, у результаті шток розподільника 1 переміщається на величину Δz . При цьому магістраль підведення через елемент 1 і гідрозамок 8 з'єднується з сервоприводом 7. Тиск в гідросистемі зростає до значення P_{II} , у результаті чого, разом з рухом поршня сервомотора 7, долаючи зусилля пружини, переміщується поршень гідроциліндра 5. Площа прохідного перерізу регульованого дроселя 9 ходу поршня гідроциліндра пов'язаного з величиною ходу та швидкістю переміщення поршня сервоприводу.

Перемістившись на величину робочого ходу шток гідроциліндра з фігурною планкою 6 перемикає золотник 2, відключаючи сервопривід 7 і запобігаючи тим самим розвитку можливих автоколивань в системі.

Після того, як тиск масла в напірній магістралі знижується до тиску P_c відкривається зворотний клапан 3 і поршень гідроциліндра під дією пружини починає витісняти масло з поршневої порожнини до моменту включення у вихідний стан золотника 4 і золотника 2. Якщо при цьому система автоматичного управління не встановлюється в рівноважному стані, цикл повторюється.

3. Структурна іденсіфікації передавальної функції коректувального пристрою у вигляді пульсатора системи керування сервоприводу центрування стрічки на барабані

Під час переміщення поршнів сервоприводу та гідроциліндра в системі виникає потік масла від маслонасосу з витратою

$$Q_H = Q_3 + Q_D, \text{ м}^3/\text{с} \quad (1)$$

де Q_3 – витрати потоку масла через золотниковий розподільник 1 к сервоприводу 7, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_D – витрати потоку масла через регульований дросель 9 к гідроциліндру 5, $\text{м}^3/\text{с}$ (рис. 1).

За час dt зміна витрати масла у гідроциліндра 5 складатиме

$$\Delta Q_D = \frac{d\Delta V}{dt} = \Delta Q_H - \Delta Q_3, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2)$$

де ΔV – збільшення обсягу масла в гідроциліндрі 5, м^3 ; – збільшення витрати масла в напірній магістралі від насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; ΔQ_3 – збільшення витрати масла в магістралі силового циліндра, $\text{м}^3/\text{с}$.

Зміна об'єму гідроциліндра 5, пов'язаного з переміщенням його поршня Δy , тому

$$d\Delta V = f \cdot d\Delta y, \text{ м}^3, \quad (3)$$

де f - площа поршня гідроциліндра 5, м^2 .

Витрата масла через золотниковий розподільник є функцією двох аргументів $Q_3 = Q_3(P, z)$. Витрата масла в напірній магістралі (загальна) є функцією одного аргументу $Q_H = Q_H(P)$.

Визначимо частинні похідні Q_H та Q_3 , підставивши рівняння (3) в рівняння (2), отримаємо:

$$f \frac{d\Delta y}{dt} = \left(\frac{\partial Q_H}{\partial P} - \frac{\partial Q_3}{\partial P} \right) \Delta P - \frac{\partial Q_3}{\partial z} \Delta z, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4)$$

звідки:

$$T \frac{d\Delta y}{dt} + k \cdot \Delta P = \Delta z, \text{ м} \quad (5)$$

$$T = f / \left(-\frac{\partial Q_3}{\partial z} \right) \quad k = \frac{\left(\frac{\partial Q_H}{\partial P} - \frac{\partial Q_3}{\partial P} \right)}{\frac{\partial Q_3}{\partial z}}.$$

Рівняння статичної рівноваги циліндра має вигляд

$$P_r \cdot f - c \cdot y = 0, \text{ Н}, \quad (6)$$

де P_r – тиск у порожнині гідроциліндра 5, Н/м^2 ; c – жорсткість пружини, Н/м .

Відповідно до рівняння (6) можна записати, що зміна тиску у порожнині гідроциліндра 5

$$\Delta P = \frac{\Delta y \cdot c}{f}, \text{ Н/м}^2. \quad (7)$$

Наведемо рівняння (5) до однієї вихідної величини підставивши рівняння (7) в рівняння (5)

$$T \frac{d\Delta y}{dt} + \frac{k \cdot c}{f} \Delta y = \Delta z, \text{ м}. \quad (8)$$

Переміщення золотника згідно з рекомендаціями [2]

$$\Delta z = \frac{d\Delta x}{dt} T_c, \text{ м}, \quad (9)$$

де T_c – постійна часу сервоприводу, с .

Для випадку висування штока поршня сервоприводу

$$T_C = \sqrt{\frac{\gamma(F_I^3 + F_{II}^3)}{2g(F_I P_H - F_{II} P_C - N)a^2 \mu_3^2}}, c, \quad (10)$$

де μ_3 – коефіцієнт витікання через золотниковий розподільник 1 (рис. 2.1), g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ; γ – питома вага робочого тіла, H/m^3 ; F_I – площа поршня, m^2 ; F_{II} – площа поршня без урахування площі штока, m^2 ; N – сила опору, H ; P_H – робочий тиск маслонасоса, H/m^2 ; P_C – тиск масла в лінії зливу, H/m^2 .

Після перетворень рівняння (8) набуде вигляду

$$k_1 \frac{d\Delta y}{dt} + k_2 \Delta y = \frac{d\Delta x}{dt}, m/c \quad (11)$$

$$k_1 = \frac{f}{T_C \left(-\frac{\partial Q_3}{\partial z} \right)} \quad (12)$$

$$k_2 = \frac{c}{f \cdot T_C} \frac{\left(\frac{\partial Q_3}{\partial P} - \frac{\partial Q_H}{\partial P} \right)}{\left(-\frac{\partial Q_3}{\partial z} \right)}, c^{-1}. \quad (13)$$

Передавальна функція коригувального пристрою має вигляд

$$W(P) = \frac{T_1 \lambda}{T_2 \lambda + 1}, \quad (14)$$

де $\lambda = d/dt$ – оператор диференціювання, c^{-1} .

Визначимо постійні часу T_1 та T_2 .

$$T_1 = \frac{1}{k_2}, c \quad (15)$$

$$T_2 = \frac{k_1}{k_2}, c \quad (16)$$

Під час рхуї поршня сервоприводу 7 витрата мастила через золотниковий розподільник 1 у разі висування поршня визначиться

$$Q_3 = z \cdot a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_I)}, m^3/c \quad (17)$$

де P_I , P_{II} – тиск відповідно в поршневій та штоковій порожнинах сервоприводу, H/m^2 .

З умови нерозривності потоку в поршневій та штоковій порожнинах сервоприводу можна записати

$$Q_3 = z \cdot a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_{II} - P_C)}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (18)$$

Конструктивно площа прохідного перерізу золотникового розподільника 1 лінії підведення дорівнює площі прохідного перерізу відведення масла.

З рівнянь (17) і (18) випливає відповідно:

$$P_I = -\frac{Q_3^2 \cdot \gamma}{2g \cdot z^2 \cdot a^2 \cdot \mu_3^2} + P_H, \text{ Н/м}^2; \quad (19)$$

$$P_{II} = \frac{Q_3^2 \cdot \gamma}{2g \cdot z^2 \cdot a^2 \cdot \mu_3^2} + P_C, \text{ Н/м}^2. \quad (20)$$

Руху поршня сервоприводу 7 під час висування штока поршня відповідає рівнянню

$$F_I P_I - F_{II} P_{II} - N = 0, \text{ Н} \quad (21)$$

Після підстановки (20) та (19) у (21) маємо

$$Q_3 = z \cdot a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\mu} \frac{F_I P_H - F_{II} P_C - N}{F_I + F_{II}}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (22)$$

Частина похідна рівняння (22) по z і по P дорівнює

$$\frac{\partial Q_3}{\partial z} = a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\mu} \frac{F_I P_H - F_{II} P_C - N}{F_I + F_{II}}}, \text{ м}^2/\text{с} \quad (23)$$

$$\frac{\partial Q_3}{\partial P} = -\frac{z \cdot a \cdot \mu_3}{\sqrt{\frac{2\gamma}{g} (P_H - P_I)}}, \text{ м}^3/\text{Нс}. \quad (24)$$

Визначимо витрату масла через регульований дросель 9 (пружина гідроциліндра 5 працює на стиск)

$$Q_D = \chi \cdot \mu_D \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_\Gamma)}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (25)$$

де χ – площа прохідного перерізу дроселя, що регулюється, м^2 ; μ_D – коефіцієнт витрати дроселя.

З рівняння (6) отримаємо

$$P_\Gamma = \frac{c \cdot y}{f} = \frac{E_{\text{ПР}}}{f}, \text{ Н/м}^2, \quad (26)$$

де: $E_{\text{ПР}}$ – сила стиснення пружини, Н .

Підставимо рівняння (22), (25) в рівняння (1) і продиференціюємо по P

$$\frac{\partial Q_H}{\partial P} = - \left(\frac{z \cdot a \cdot \mu_3}{\sqrt{\frac{2\gamma}{g}(P_H - P_I)}} + \frac{\chi \cdot \mu_D}{\sqrt{\frac{2\gamma}{g}(P_H - P_\Gamma)}} \right), \text{ м}^3/\text{Нс} \quad (27)$$

$$\left(\frac{\partial Q_3}{\partial P} - \frac{\partial Q_H}{\partial P} \right) = - \frac{\chi \cdot \mu_D}{\sqrt{\frac{2\gamma}{g}(P_H - P_\Gamma)}}, \text{ м}^3/\text{Нс}. \quad (28)$$

Підставивши рівняння (10), (23), (26), (28) до рівняння (15) та рівняння (15) до рівняння (28), (26) до рівняння (16), отримаємо

$$T_1 = - \frac{f}{c \cdot f \cdot \mu_D} \sqrt{\frac{2\gamma \left(P_H - \frac{E_{\text{ПП}}}{f} \right) (F_I^3 + F_{II}^3)}{g (F_I + F_{II})}}, \text{ с} \quad (29)$$

$$T_2 = \frac{f^2}{c \cdot \chi \cdot \mu_D} \sqrt{\frac{2\gamma \left(P_H - \frac{E_{\text{ПП}}}{f} \right)}{g}}, \text{ с}. \quad (30)$$

Структурна інтенсифікація передавальної функції коригувального пристрою дає змогу зробити висновок, що коригуючий пристрій у вигляді пульсатора виконує функцію негативного зворотного псевдозв'язку (на рис. 2.2 цей зворотний зв'язок показано пунктиром), що забезпечує системі пульсуючий режим (рис. 2.3).

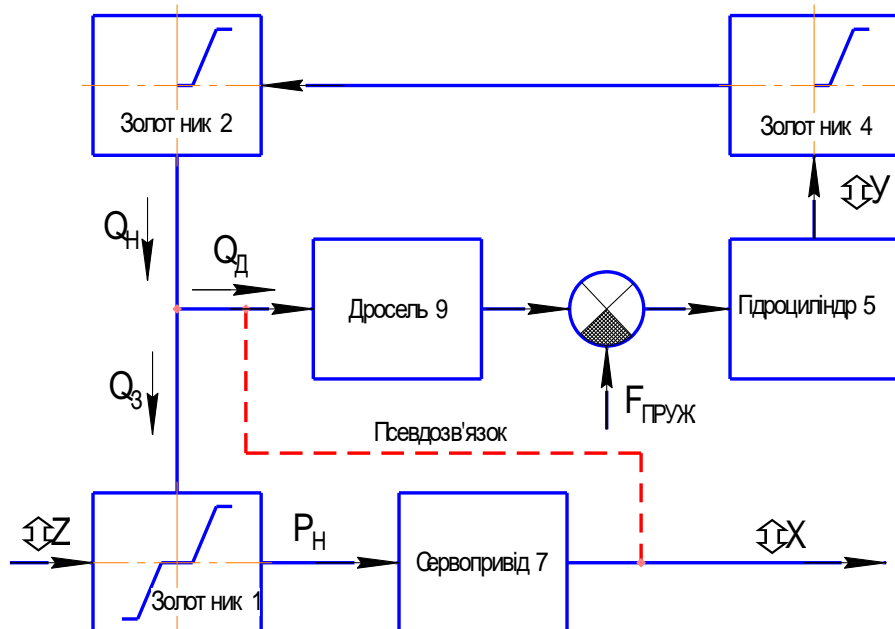


Рис. 2.2. Функціонально-структурна схема системи автоматичного керування гідравлічного сервоприводу

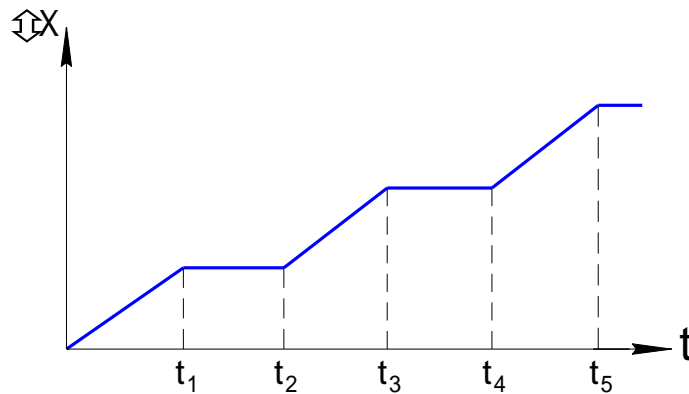


Рис. 2.3. Графік зміни вихідної величини системи автоматичного керування гідравлічного сервоприводу у часі

Суть останнього ось у чому. Вихідна величина сервоприводу змінюватиметься до моменту часу t_1 . Після того як поршень переміститься переставивши цим самим золотники 4 і 2 в нове положення, подача масла до сервоприводу припиниться і він буде перебувати в стані спокою до моменту часу t_2 . За час $(t_2 - t_1)$ гідроциліндр займе вихідне положення і якщо $\Delta z \neq 0$ вихідна величина сервопривода знову почне змінюватися (до моменту t_3) процес буде повторюватися.

Такий пульсуючий режим називається ковзуючим, необхідною умовою виникнення якого є велика швидкість наростання сигналу зворотного псевдозв'язку в порівнянні зі швидкістю зміни вихідної величини.

4. Завдання до виконання

Вивчивши наведений матеріал відповісти на такі запитання:

1. Які функції виконує кожний з елементів гідроприводу по схемі рис.2.1?
2. Як ви розумієте функцією двох аргументів.
3. У чому різниця між штоковою і поршневою порожниною?
4. Постійна часу сервомотора постійна чи змінна величина?
5. Як ви розумієте, що таке передавальна функція
6. Чим відрізняється функціональна схема від принципіальної.

Список літератури

1. Гаврюков О.В. Результати досліджень систем автоматичного керування стрічкового конвеєра працюючого зі змінною довжиною транспортування / О. В. Гаврюков. – Київ : КНУБА, 2023. – 220 с.
2. Крутов В.И. Основы автоматического регулирования / В.И. Крутов, И.П. Спорыш, В.Д. Юнашев. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.

Навчально-методичне видання

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТА СИСТЕМ

Методичні вказівки
до виконання практичних робіт
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти спеціальності 174 «Автоматизація,
комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»
всіх форм навчання

Укладачі: **Гаврюков** Олександр Володимирович;
Самойленко Микола Іванович;
Вольтерс Андрій Олександрович

Комп'ютерне верстання *А. П. Селівестрової*

Ум. друк. арк. 0,93. Обл.-вид. арк. 1,0
Електронний документ. Вид № 60/V-24.

Виконавець і виготовлювач
Київський національний університет будівництва і архітектури

Проспект Повітряних Сил, 31, Київ, Україна, 03037
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002 р