

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак

СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДІВ

Навчальний посібник
За редакцією проф. Г. А. Крутікова

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 2 від 06.12.2012 р.

Харків
НТУ "ХПІ"
2014

УДК 62-82 (075)

ББК 30.123я7

К 84

Рецензенти:

Г. І. Канюк, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедрою теплотехніки та енергозбереження (Українська інженерно-педагогічна академія);

І. С. Веремєнко, д-р техн. наук, проф., головний конструктор
(ООО "Харківтурбоінжиніринг");

К. В. Савельєв, заслужений працівник промисловості України
(корпорація «Гідроелекс»).

Крутіков Г.А.

К 84 Системи гідроприводів : навч. посіб./Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак;
за ред. Г.А. Крутікова – Х. : НТУ «ХП», 2014. – 220 с.

ISBN

Наведено методику розрахунку і проектування розімкнених і замкнених гідроприводів. Розглянуто приводи з дросельним, релейним, а також з широтно-імпульсним керуванням. Докладно відображено питання динамічного аналізу та синтезу приводів.

Рекомендовано для студентів вищих навчальних закладів спеціальності 6.050502 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика», для аспірантів та інженерів.

Табл. 12. Іл. 124 Бібліогр. 15

УДК 62-82 (075)

ББК 30.123.7

ISBN

© Г. А. Крутіков, М. Г. Стрижак, 2014

ВСТУП

Під *приводом* (передачею) розуміється пристрій, за допомогою якого здійснюється передача енергії від джерела до виконавчих механізмів та забезпечується зміна швидкостей, сил і крутних моментів робочих органів виконавчих механізмів, а також їх позиціонування у заданій точці.

За типом енергії, яка використовується у приводах, вони поділяються на механічні, електричні, гідравлічні і пневматичні.

У гідравлічних приводах використовується гідравлічна енергія. Питома гідравлічна енергія, як відомо з курсу гідравліки, складається з динамічного, п'єзометричного і геодезичного напорів.

Приводи (передачі), де механічна енергія перетворюється у кінетичну енергію рухомого потоку рідини (тобто використовується

динамічний напір), називаються *гідродинамічними передачами*. Складовими частинами такої передачі, яка на практиці частіше за все реалізується у вигляді гідромуфти або гідротрансформатора, є відцентровий лопатний насос та осьова гідротурбіна.

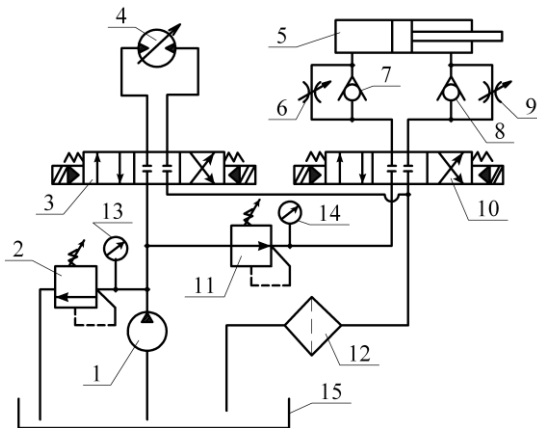


Рис. 1. Типова схема об'ємного гідроприводу

Для плавного безступеневого регулювання швидкості у гідротрансформаторах між насосом і турбіною встановлюють направляючий апарат.

Гідравлічний привід, в якому використовується потенційна енергія стиснення рідини (п'єзометричний напір), називається **об'ємним гідроприводом**. Джерелом гідравлічної енергії тут є об'ємні насоси (радіально-поршневі, аксіально-поршневі, пластинчасті, шестеренчасті, ексцентрикові, гвинтові і т.ін.), а як виконавчі механізми використовуються гідроциліндри або об'ємні гідромотори. Предметом розгляду цього навчального посібника є об'ємні гідроприводи (ГП) як найбільш використовувані у промисловості.

Типова схема такого ГП наведена на рис. 1.

Найбільш характерні складові частини об'ємного гідроприводу: насос об'ємної дії (1), виконавчі механізми об'ємного типу (4 – гідромотор, 5 – гідроциліндр); запірно-розподільна апаратура (7, 8 – зворотні клапани; 3, 10 – 4/3 електрогідравлічні розподільники), контрольно-регулююча апаратура (2 – запобіжний клапан; 6, 8 – регульовані дроселі; 11 – редукційний клапан; 13, 14 – манометри), фільтрувальна апаратура (12 – зливний фільтр), маслобак 15.

Класифікація об'ємних гідроприводів

За способом регулювання швидкості робочого органу об'ємні гідроприводи розділяють на гідроприводи із *дросельним* регулюванням і гідроприводи з *об'ємним (машинним)* регулюванням швидкості. Зміна швидкості робочого органу в гідроприводі з *дросельним* регулюванням у випадку послідовного встановлення дроселя здійснюється за рахунок зміни опору або магістралі живлення, або зливної магістралі. У результаті цього через напірний клапан, що працює в режимі переливного, більша або менша частина подачі насоса йде на злив. При цьому швидкість руху робочого органу виконавчого механізму змінюється в більшу або меншу сторону. У схемі на рис. 1 права гілка системи, де встановлений гідроциліндр, є гідроприводом дросельного регулювання. Переваги цього способу

регулювання – простота й дешевизна. Недолік – низький ККД, внаслідок чого виділяється велика кількість тепла.

У гідроприводах з *об'ємним (машинним)* регулюванням безступінчасте регулювання швидкості досягається за рахунок зміни робочого об'єму насоса або гідродвигуна (або робочих об'ємів і тієї й іншої гідромашини). Переваги цього способу регулювання – високий ККД і невелика кількість тепла, що виділяється. Недолік – висока вартість.

На рис. 1 ліва гілка гідросистеми являє собою гідропривід з об'ємним регулюванням швидкості.

За характером циркуляції рідини гідроприводи розділяють на приводи з відкритою циркуляцією (рис. 2, *а*) і приводи із замкненою циркуляцією (рис. 2, *б*).

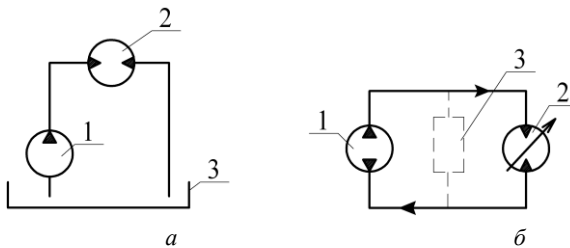


Рис. 2. Схеми циркуляції робочої рідини в гідроприводах:
а – відкрита циркуляція; *б* – замкнена циркуляція

У ГП з відкритою циркуляцією між зливною магістраллю гідродвигуна 2 і всмоктувальною магістраллю насоса 1 знаходиться бак 3 з досить великою кількістю рідини. Такий спосіб циркуляції необхідний для ГП з низьким ККД, які характеризуються великою кількістю тепла, що виділяється. У ГП із замкненою циркуляцією рідина зі зливної магістралі гідродвигуна 2 відразу надходить у всмоктувальний патрубок насоса 1. Така циркуляція можлива лише в гідросистемах з високим ККД і невеликою кількістю тепла, що виділяється. Отже, замкнену циркуляцію доцільно використовувати в гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості, тоді як відкрита

циркуляція використовується в гідроприводах із дросельним регулюванням швидкості.

За характером функціонування ГП розділяють на:

- розімкнені ГП (дискретні, що працюють по упорам);
- замкнені за положенням (або за положенням і швидкістю) робочого органу ГП (слідкувальні гідроприводи).

У *розімкнених* ГП положення робочого органу не залежить від положення органу регулювання (дроселя, золотника). Регулювання в такому випадку обмежується лише зміною швидкості робочого органу.

У *слідкувальних* ГП положення робочого органу визначається положенням органу керування завдяки наявності від'ємного зворотного зв'язку.

ГП, замкнені зворотними зв'язками, поділяються на:

- *приводи з безперервним (аналоговим) керуванням;*
- *приводи з імпульсним керуванням;*
- *приводи з релейним керуванням.*

У приводах з *безперервним керуванням* стан керуючого елемента (електрогідравлічного підсилювача потужності) і створюваний ним керуючий вплив беззупинно змінюється залежно від сигналу неузгодження між положенням (положенням і швидкістю) робочого органу і впливом, що задається.

За характером відпрацювання впливу, що задається, таке керування розділяють на *позиційне й контурне*.

У ГП з *імпульсним керуванням* впливом вхідний керуючий сигнал перетворюється в послідовність імпульсів, параметри яких змінюються за певним часовим законом. Найбільшого поширення одержало *широко-імпульсне керування (ШІК)*. Основною відмінністю приводу із ШІК від приводу з безперервним керуванням є те, що електрогідравлічний підсилювач потужності працює в дискретному режимі, тобто затвор гідророзподільника при відпрацюванні кожного імпульсу переміщується з однієї крайньої позиції в іншу. При цьому керуючий сигнал перетвориться в послідовність керуючих імпульсів змінної ширини.

Релейне (дискретне) керування гідроприводом характеризується тим, що керуючий вплив змінюється дискретно (стрибком), коли сигнал керування проходить через деяке порогове значення. Такі системи так само як і класичні системи з безперервним керуванням, оснащені датчиком розташування й мають контур зворотного зв'язку. Однак замість аналогового сервоклапана, що реагує на величину й знак неузгодженості, між вхідним впливом і розташуванням робочого органу вони мають гідророзподільник, що дискретно спрацьовує, з яскраво вираженою релейною характеристикою й реагують тільки на знак функції неузгодженості. Причому сама функція неузгодженості може бути наведена як у вигляді найпростішого одноконтурного П-регулятора, так і у вигляді дво- і триконтурних регуляторів. Зображення таких функцій неузгодженості у фазовій площині подаються у вигляді *ліній перемикання*.

1. РОЗІМКНЕНІ ГІДРОПРИВОДИ З ДРОСЕЛЬНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ

Існує два принципово різних способи встановлення дроселя:

- послідовне встановлення дроселя (рис. 3, *a*) ;
- паралельне встановлення дроселя (рис. 3, *б*).

1.1. Гідропривід з послідовним встановленням дроселя

При послідовному встановленні дроселя швидкість поршня v_{Π} визначається як:

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{ГЦ}}{F_{\Pi}}; \quad Q_{ГЦ} = Q_{Н} - Q_{КЛ}; \quad v_{\Pi} = \frac{Q_{Н}}{F_{\Pi}} \cdot \left(1 - \frac{Q_{КЛ}}{Q_{Н}} \right), \quad (1)$$

де $Q_{Н}$ – подача насоса; F_{Π} – площа поршня; $Q_{КЛ}$ – витрата через запобіжний (переливний) клапан; $Q_{ГЦ}$ – витрата гідроциліндра.

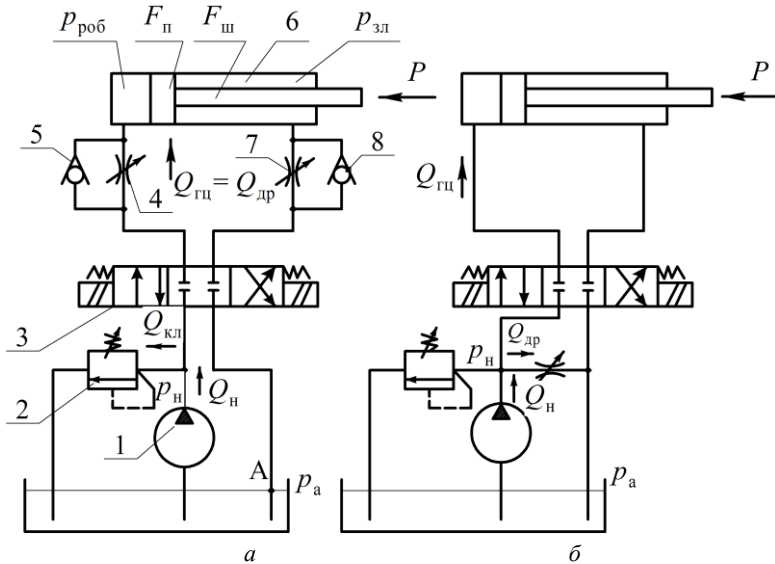


Рис. 3. Способи встановлення дроселя при дросельному регулюванні швидкості

При збільшенні опору зливної або напірної гідролінії за допомогою регульованого дроселя затворний вузол запобіжного клапана відкривається більше, збільшуючи витрату, що перепускається через переливний клапан на злив, зменшучи тим самим витрату, що йде до гідроциліндра $Q_{гц}$, а отже, і швидкість поршня гідроциліндра $v_{п}$. У цьому й полягає принцип дросельного регулювання швидкості у випадку послідовного встановлення дроселя. Відмінною рисою роботи гідроприводу при такому встановленні дроселя є рівність витрат через дросель і гідроциліндр:

$$Q_{др} = Q_{гц} = v_{п} F_{п}. \quad (2)$$

1.1.1. Робота гідроприводу з послідовним встановленням дроселя в системі координат p - Q

Експлуатаційна точка, що характеризує режим роботи й визначає па-

раметри гідросистеми, знаходиться шляхом зіставлення в системі координат p - Q трьох характеристик:

- об’ємного насоса;
- переливного клапана;
- мережі.

Характеристикою мережі називається залежність тиску від витрати в якійсь точці гідролінії $p = f(Q)$. Стосовно схеми гідропривода (рис. 3, а) найбільш цікавою є залежність тиску на виході з насоса p_H від витрати в магістралі живлення $p_H = f(Q_H)$. Єдина точка гідросистеми (рис. 3, а), де від початку відомий тиск – це атмосферний тиск p_a у точці А зливної магістралі.

Перепад тисків на зливній гідролінії знайдемо, спираючись на відомі в гідравліці формули втрати напору (тиску) за довжиною (формули Дарсі – Вейсбаха) і втрати напору (тиску) у місцевих опорах (формула Вейсбаха):

$$\Delta p_{3л} = p_{3л} - p_{\text{АТМ}} = p_{3л} = \left(\lambda \cdot \frac{l_{3л}}{d_{3л}} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \cdot \frac{Q_{3л}^2}{2f_{3л}^2} \rho, \quad (3)$$

де $p_{3л}$ – тиск у зливній порожнині гідроциліндра; $l_{3л}$, $d_{3л}$ – довжина і внутрішній діаметр зливної трубопроводу; λ – коефіцієнт втрат за довжиною; ζ_i – коефіцієнт опору i -го місцевого опору в зливній лінії; n – кількість місцевих опорів; $Q_{3л}$ – витрата в зливній магістралі; $f_{3л}$ – площа внутрішнього перерізу зливної трубопроводу; ρ – щільність рідини.

Наведемо формулу (3) до витрати в напірній магістралі Q_H . Для швидкості поршня v_{Π} :

$$v_{\Pi} = \frac{Q_H}{F_{\Pi}} = \frac{Q_{3л}}{F_{\Pi} - F_{\text{Ш}}}; \quad Q_{3л} = \frac{F_{\Pi} - F_{\text{Ш}}}{F_{\Pi}} Q_H, \quad (4)$$

де $F_{\text{Ш}}$ – площа штока гідроциліндра.

$$p_{3л} = \left(\lambda \cdot \frac{l_{3л}}{d_{3л}} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \cdot \left(\frac{F_{\Pi} - F_{Ш}}{F_{\Pi}} \right)^2 \frac{\rho}{2f_{3л}^2} \cdot Q_H^2, \quad (5)$$

тобто
$$p_{3л} = a'_{3л} \cdot Q_H^2. \quad (6)$$

Для визначення тиску в робочій порожнині гідроциліндра запишемо умову статичної рівноваги поршня:

$$p_{\text{роб}} \cdot F_{\Pi} = p_{3л} \cdot (F_{\Pi} - F_{Ш}) + P; \quad (7)$$

$$p_{\text{роб}} = \frac{P}{F_{\Pi}} + p_{3л} \left(\frac{F_{\Pi} - F_{Ш}}{F_{\Pi}} \right). \quad (8)$$

Перепад тиску у напірній магістралі:

$$\Delta p_H = p_H - p_{\text{роб}} = \left(\lambda \cdot \frac{l_H}{d_H} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \right) \cdot \frac{Q_H^2}{2f_H^2} \rho, \quad (9)$$

де l_H , d_H , f_H – параметри напірного трубопроводу; ζ_j – коефіцієнт опору j -го місцевого опору в напірному трубопроводі; m – кількість місцевих опорів в напірному трубопроводі.

З виразу (9) знайдемо функціональну залежність $p_H(Q_H)$, яка й буде характеристикою мережі :

$$p_H = \frac{P}{F_{\Pi}} + (a_{3л} + a_H) \cdot Q_H^2, \quad (10)$$

де $a_{3л} = \left(\lambda \cdot \frac{l_{3л}}{d_{3л}} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \cdot \left(\frac{F_{\Pi} - F_{Ш}}{F_{\Pi}} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{2f_{3л}^2}$; $a_H = \left(\lambda \cdot \frac{l_H}{d_H} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \right) \cdot \frac{\rho}{2f_H^2}$.

У системі координат p - Q характеристика мережі зображується у вигляді параболи km , зміщеної по осі ординат відносно початку коор-

динат на величину $\frac{P}{F_{\Pi}}$ (рис. 4, а).

Ідеальний об'ємний насос являє собою генератор постійної витрати й на діаграмі $p-Q$ зображується вертикальною прямою (пунктирна лінія на рис. 4, в). Реальна характеристика з урахуванням витоків у насосі показується лінією cd . На рис. 4, а лінія cd з'єднана з лінією km характеристики мережі.

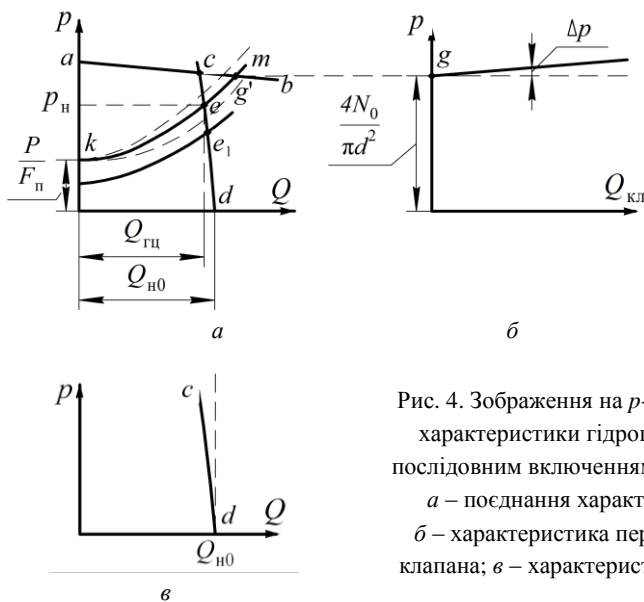


Рис. 4. Зображення на $p-Q$ діаграмі характеристики гідроприводу з послідовним включенням дроселя 4: а – поєднання характеристик; б – характеристика переливного клапана; в – характеристика насоса

Характеристики запобіжного (переливного) клапана (рис. 5) визначимо на основі рівняння рівноваги золотникового затвора й рівняння витрати через клапан $Q_{\text{кл}}$:

$$\begin{cases} N_0 + ch = p \frac{\pi d^2}{4}; \\ Q_{\text{кл}} = \mu \pi dh \sqrt{\frac{2}{\rho} p}. \end{cases} \quad (11)$$

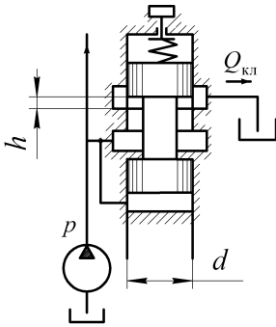


Рис. 5. Розрахункова схема переливного клапана

чим більше жорсткість пружини й менше діаметр золотника, тим більше статична помилка Δp при підтримці клапаном заданого тиску.

При суміщенні характеристики клапана з характеристиками мережі й насоса слід врахувати, що при роботі системи витрата клапана $Q_{кл}$ віднімається з витрати насоса Q_H ($Q_{ГЦ} = Q_H - Q_{кл}$), тому на спільній діаграмі він відкладається по осі абсцис у бік, протилежний Q_H . Отже, при накладенні характеристики клапана на загальну діаграму вона відкладається дзеркально, тобто точка g переходить у точку g' .

При суміщенні трьох характеристик (мережі, насоса й клапана) можливі два варіанти.

Перший варіант (рис. 4, а) відповідає випадку, коли напірний клапан працює в режимі запобіжного, а характеристика мережі km перетинається в точці e (експлуатаційна точка) з характеристикою насоса (гілка cd). При роботі гідро системи в цьому режимі геометричним місцем експлуатаційних точок (e, e_1, \dots, e_n) є практично вертикальна гілка cd характеристики насоса. У цьому випадку майже вся подача насоса Q_H надходить до гідроциліндра ($Q_{ГЦ} \cong Q_H$), тому витрата гідроциліндра $Q_{ГЦ}$, а отже, швидкість поршня

Звідси характеристику переливного клапана можна приблизно подати залежністю

$$p \cong \frac{4N_0}{\pi d^2} + \frac{4c}{\mu \cdot \pi^2 d^3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} p}} \cdot Q_{кл}, \quad (12)$$

де N_0 – сила попереднього стиснення пружини; c – жорсткість пружини; d – діаметр золотника; μ – коефіцієнт витрати.

Характеристики клапана зображені на рис. 4, б. З виразу (12) випливає, що

$v_{\Pi} = \frac{Q_{\Gamma\Pi}}{F_{\Pi}}$ залишається приблизно постійною й мало залежить від зміни навантаження P . Тиск p_{Π} , який розвиває насос при зміні навантаження, змінний і визначається як ордината експлуатаційної точки e . Тому вважається, що в цьому випадку реалізується джерело живлення $Q = \text{const}$.

Перевага цього режиму – жорстка навантажувальна характеристика, тобто мала залежність швидкості виконавчого механізму від навантаження.

Недоліком цього режиму є відсутність можливості регулювання швидкості виконавчого механізму за рахунок зміни опору дроселя. На рис. 4, *a* показано, що зміна крутості параболи втрат (пунктирні лінії) пов'язана зі зміною опору дроселя, практично не приводить до зміни витрати гідроциліндра $Q_{\Gamma\Pi}$, а отже, швидкості v_{Π} .

Другий варіант відповідає випадку, коли напірний клапан працює в режимі переливного. Якщо навантаження на штоці поршня змінюється незначно, а існує необхідність у зміні швидкості поршня в широких межах, тоді основною експлуатаційною гілкою стає гілка ab характеристики переливного клапана (рис. 6). Тиск, який розвиває насос, у цьому випадку постійний, тобто реалізується джерело живлення $p = \text{const}$. *Перевага* цього режиму у можливості ефективного регулювання швидкості за допомогою дроселя.

Витрата, яка надходить до гідроциліндра $Q_{\Gamma\Pi}$, буде залежати від розташування експлуатаційної точки e на гілці ab характеристики переливного клапана. У цьому випадку за рахунок зміни опору дроселя, тобто крутості параболи втрат, легко домогтися зміни швидкості виконавчого механізму.

Наприклад, збільшення опору дроселя (парабола km_1) приводить до зменшення витрати гідроциліндра $Q'_{\Gamma\Pi}$.

$$v_{\Pi}^1 = \frac{Q'_{\Gamma\Pi}}{F_{\Pi}} < v_{\Pi} = \frac{Q_{\Gamma\Pi}}{F_{\Pi}}. \quad (13)$$

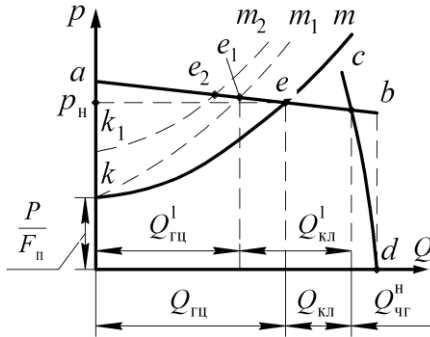


Рис. 6. p - Q діаграма гідроприводу при роботі напірного клапана в режимі переливного

зменшення швидкості руху виконавчого механізму (точка e_2).

При роботі гідроприводу в цьому режимі витрата насоса Q_H поділяється на дві складові: $Q_{ГЦ}$ – витрата гідроциліндра й $Q_{КЛ}$ – витрата переливного клапана.

$$Q_H = Q_{ГЦ} + Q_{КЛ}. \quad (14)$$

1.1.2. Характеристики гідроприводу з послідовним встановленням дроселя

У випадку, коли напірний клапан працює в режимі *переливного* (реалізується джерело живлення $p_H = \text{const}$):

$$Q_{ГЦ} = Q_{др} = F_{П} v_{П} = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2(p_H - p_{ГЦ})}{\rho}}, \quad (15)$$

де $p_{ГЦ} = P/F_{П}$ – тиск у робочій порожнині гідроциліндра.

Недоліком цього режиму є досить значна залежність швидкості виконавчого механізму від навантаження. Як видно з діаграми на рис. 6, збільшення навантаження супроводжується зсувом параболи втрат вгору по осі ординат (гілка $k_1 m_2$),

Максимальну витрату гідроциліндра одержуємо при відсутності навантаження ($P=0$) і максимальному відкритті дроселя $f_{\text{ДР}}^{\text{max}}$. Значення $f_{\text{ДР}}^{\text{max}}$ слід призначати з умови забезпечення можливості дросельного регулювання швидкості поршня при всіх навантаженнях, тобто розташування експлуатаційних точок e у межах гілок ab (рис. 6) при всіх навантаженнях:

$$f_{\text{ДР}}^{\text{max}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\text{H}}}}; \quad (16)$$

$$Q_{\text{ГЦ}}^{\text{max}} = Q_{\text{ДР}}^{\text{max}} = \mu f_{\text{ДР}}^{\text{max}} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\text{H}}}. \quad (17)$$

Введемо безрозмірні параметри:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{\text{ГЦ}} &= \frac{Q_{\text{ГЦ}}}{Q_{\text{ГЦ}}^{\text{max}}}; \quad \bar{P}_{\text{ГЦ}} = \frac{P_{\text{ГЦ}}}{P_{\text{H}}}; \quad \bar{v}_{\text{П}} = \frac{v_{\text{П}}}{v_{\text{П}}^{\text{max}}} = \frac{Q_{\text{ГЦ}}/F_{\text{П}}}{Q_{\text{ГЦ}}^{\text{max}}/F_{\text{П}}} = \bar{Q}_{\text{ГЦ}}; \\ \bar{P} &= \frac{P}{P_{\text{max}}} = \frac{P_{\text{ГЦ}} \cdot F_{\text{П}}}{P_{\text{H}} \cdot F_{\text{П}}} = \bar{P}_{\text{ГЦ}}; \quad \bar{f}_{\text{ДР}} = \frac{f_{\text{ДР}}}{f_{\text{ДР}}^{\text{max}}}. \end{aligned} \quad (18)$$

де $\bar{Q}_{\text{ГЦ}}$, $\bar{P}_{\text{ГЦ}}$, $\bar{v}_{\text{П}}$, \bar{P} , $\bar{f}_{\text{ДР}}$ – безрозмірні значення відповідно: витрати гідроциліндра, тиску у робочій порожнині гідроциліндра, швидкості поршня, навантаження на поршень, площі прохідного перерізу дроселя.

$$\bar{Q}_{\text{ГЦ}} = \frac{\mu f_{\text{ДР}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{H}} - P_{\text{ГЦ}})}}{\mu f_{\text{ДР}}^{\text{max}} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\text{H}}}} = \bar{f}_{\text{ДР}} \sqrt{1 - \bar{P}_{\text{ГЦ}}}; \quad (19)$$

$$\bar{v}_{\Pi} = \frac{(\mu f_{\text{др}} / F_{\Pi}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{H}} - P / F_{\Pi})}}{(\mu f_{\text{др}}^{\text{max}} / F_{\Pi}) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{H}}}} = \bar{f}_{\text{др}} \cdot \sqrt{1 - \frac{P}{p_{\text{H}} \cdot F_{\Pi}}} = \bar{f}_{\text{др}} \sqrt{1 - \bar{P}}. \quad (20)$$

З виразу (20) видно, що безрозмірна швидкість є функцією двох параметрів $\bar{f}_{\text{др}}$ і \bar{P} , тобто $\bar{v}_{\Pi} = f(\bar{f}_{\text{др}}, \bar{P})$.

Залежність $\bar{v}_{\Pi} = f(\bar{f}_{\text{др}})$ при $\bar{P} = \text{const}$ називається *регулювальною характеристикою* (рис. 7). Залежність $\bar{v}_{\Pi} = f(\bar{P})$ при $\bar{f}_{\text{др}} = \text{const}$ називається *навантажувальною характеристикою* (рис. 8).

З графіка на рис. 7 випливає, що зі збільшенням статичного навантаження \bar{P} як діапазон регулювання швидкості, так і чутливість зміни швидкості при зміні опору дроселя зменшуються.

Приріст швидкості, який припадає на одиницю виміру навантаження, називається *просіданням*. Величина, зворотна просіданню, називається *жорсткістю* навантажувальної характеристики гідроприводу.

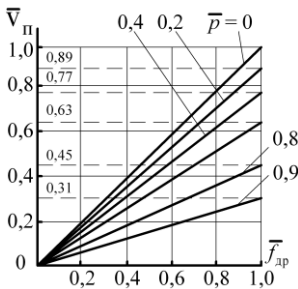


Рис. 7. Регулювальна характеристика гідроприводу з послідовною установкою дроселя

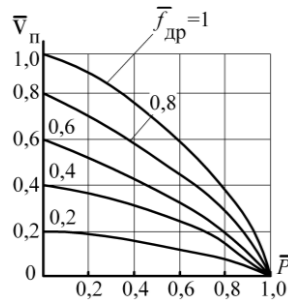


Рис. 8. Навантажувальна характеристика гідроприводу з послідовною установкою дроселя

З графіка на рис. 8 можна зробити висновок, що зі зменшенням ступеня відкриття дроселя жорсткість навантажувальної характеристики гідроприводу зростає.

У випадку, коли напірний клапан працює в режимі *запобіжного* (реалізується джерело живлення $Q = \text{const}$), залежність швидкості виконавчого механізму від навантаження збігається з формою залежності об'ємного ККД насоса від тиску (навантаження) (рис. 9).

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\Gamma\Pi}}{F_{\Pi}} = \frac{Q_0 \cdot \eta_{\text{об}}^{\text{н}}}{F_{\Pi}}, \quad (21)$$

де Q_0 – теоретична подача насоса (подача на холостому ході).

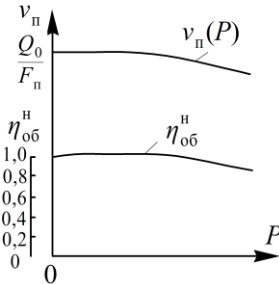


Рис. 9. Навантажувальна характеристика гідроприводу (клапан у режимі запобіжного)

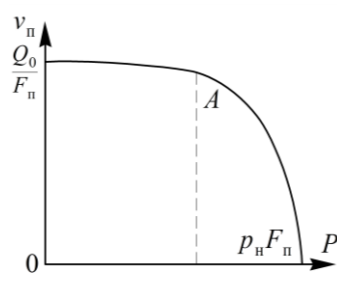


Рис. 10. Навантажувальна характеристика гідроприводу з послідовним встановленням дроселя

Привід при роботі в цьому режимі має високу жорсткість навантажувальної характеристики (рис. 9). Можливість переходу до режиму, коли напірний клапан починає працювати в режимі переливного, у цьому випадку розцінюється як аварійна (позаштатна) ситуація.

На рис. 10 зона, яка зліва від точки А, відповідає режиму, коли напірний клапан закритий (тобто працює в режимі запобіжного), а зона, яка справа від точки А, відповідає режиму, коли спрацьовує напірний клапан (тобто починає працювати в режимі переливного). Останнє відповідає позаштатному зростанню статичного навантаження (заклинювання виконавчого механізму і т. ін.).

1.2. Гідропривід з паралельним встановленням дроселя

При паралельному встановленні дроселя (рис. 3, б) швидкість поршня v_{Π} визначається як

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\Gamma\Pi}}{F_{\Pi}} = \frac{Q_{\text{H}} - Q_{\text{ДР}}}{F_{\Pi}} = \frac{1}{F_{\Pi}} \left(Q_{\text{H}} - \mu f_{\text{ДР}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{ДР}}} \right), \quad (22)$$

де $Q_{\text{ДР}}$ – витрата через паралельний дросель; $f_{\text{ДР}}$ – площа прохідного перерізу дроселя; $\Delta p_{\text{ДР}}$ – перепад тиску на дроселі .

При збільшенні ступеня відкриття дроселя ($f_{\text{ДР}}$) швидкість поршня падає. Характерною рисою роботи гідроприводу при такому встановленні дроселя є приблизна рівність перепаду тиску на гідроциліндрі й дроселі:

$$p_{\text{H}} \approx \Delta p_{\text{ДР}} \cong \Delta p_{\Gamma\Pi} = \frac{P}{F_{\Pi}}. \quad (23)$$

1.2.1. Робота гідроприводу з паралельним встановленням дроселя в системі координат p - Q

Напірний клапан при паралельному встановленні дроселя (рис. 3, б) завжди працює в режимі запобіжного, тобто як аварійний пристрій. Експлуатаційна точка e у цьому випадку визначається при суміщенні трьох характеристик: мережі, насоса, дроселя (рис. 11).

При повністю закритому дроселі експлуатаційна точка e_0 визначається при перетині параболи втрат km з характеристикою насоса cd . У цьому випадку до гідроциліндра надходить максимальна витрата, що дорівнює подачі насоса, й насос розвиває максимальний тиск p_{H}^0 .

При відкритому дроселі частина подачі насоса йде через дросель і витрата гідроциліндра зменшується.

$$Q_{\text{ГЦ}} = Q_{\text{Н}} - Q_{\text{ДР}}. \quad (24)$$

Характеристика дроселя в координатах $p-Q$ зображена на рис. 10, б. Оскільки витрата дроселя віднімається від витрати насоса на загальній діаграмі (рис. 11, а), характеристика дроселя відкладається дзеркально.

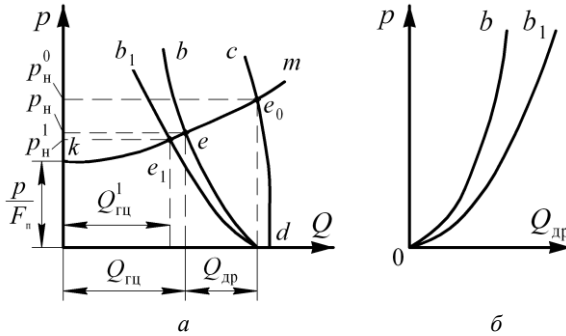


Рис. 11. $p-Q$ діаграма гідроприводу з паралельним встановленням дроселя

Характеристика насоса, зашунтованого дроселем, зображується на загальній $p-Q$ діаграмі гілкою db (рис. 10, а). Координатами експлуатаційної точки e є тиск $p_{\text{Н}}$, який розвиває насос, і витрата гідроциліндра $Q_{\text{ГЦ}}$:

$$v_{\text{П}} = \frac{Q_{\text{ГЦ}}}{F_{\text{П}}} = \frac{Q_{\text{Н}} - Q_{\text{ДР}}}{F_{\text{П}}}. \quad (25)$$

При збільшенні ступеня відкриття дроселя (гілка db_1) витрата гідроциліндра $Q_{\text{ГЦ}}^1$, а отже, швидкість поршня $v_{\text{П}}^1$ зменшується.

1.2.2. Характеристики гідроприводу з паралельним встановленням дроселя

Навантажувальну й регулювальну характеристики гідроприводу з паралельним встановленням дроселя одержимо підставивши (23) в (22).

$$v_{\Pi} = \frac{1}{F_{\Pi}} \left(Q_{\Pi} - \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P}{F_{\Pi}}} \right). \quad (26)$$

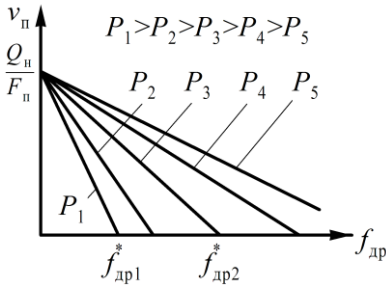


Рис. 12. Регульовальна характеристика гідроприводу з паралельним встановленням дроселя

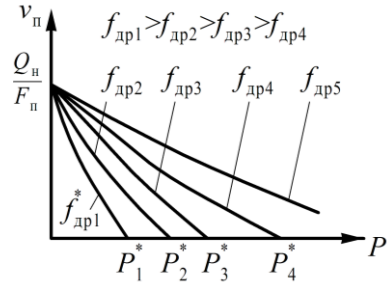


Рис. 13. Навантажувальна характеристика гідроприводу з паралельним встановленням дроселя

Навантаження P^* , при якому відбувається зупинка поршня, називається *навантаженням стопоріння*:

$$P^* = \frac{\rho \cdot Q_{\Pi}^2 \cdot F_{\Pi}}{2(\mu \cdot f_{\text{др}})^2}. \quad (27)$$

Чим більше ступінь відкриття дроселя, тим при меншому навантаженні відбувається повна зупинка поршня (рис. 13).

Площа дроселя, при якій відбувається повна зупинка поршня, визначається як

$$f_{\text{др}}^* = \frac{Q_{\Pi}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{P}{F_{\Pi}}}}. \quad (28)$$

Чим більша величина навантаження P , тим при меншому відкритті дроселя відбувається зупинка поршня (рис. 12).

1.2.3. Збільшення жорсткості навантажувальної характеристики гідроприводу дросельного регулювання за рахунок використання регулятора витрати

Як показано вище, при використанні дросельного регулювання в гідроприводі з насосом постійної продуктивності неможливо домогтися одночасно жорсткості навантажувальної характеристики й

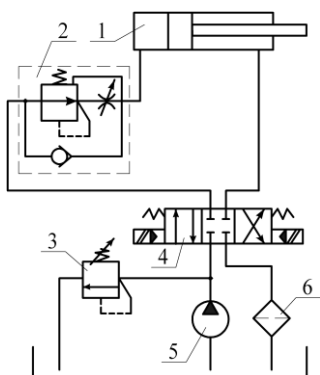


Рис. 14. Встановлення регулятора витрати в системі гідроприводу

можливості регулювання швидкості робочого органу гідродвигуна за рахунок зміни опору дроселя. Така можливість з'являється при заміні регульованого дроселя на регулятор витрати (дросель із регулятором). Основне призначення регулятора витрати, крім зміни швидкості робочого органу гідродвигуна, – у підтримці постійного перепаду тиску на регульованому дроселі незалежно від зміни тиску до регулятора й після регулятора. Один з варіантів встановлення регулятора витрати в гідросхемі ГП наведений на рис. 14.

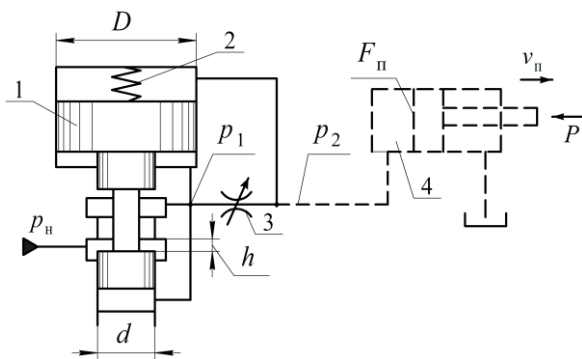


Рис. 15. Розрахункова схема регулятора витрати

Принцип роботи регулятора витрати добре ілюструється на основі розгляду рівняння витрати через дросель та умови статичної рівноваги золотникового затвора (рис. 15):

$$\begin{cases} Q_{\text{ДР}} = \mu f_{\text{ДР}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \\ \frac{\pi D^2}{4} (p_1 - p_2) \cong N_0, \end{cases}$$

де N_0 – зусилля попереднього стиснення пружини;

$$p_1 - p_2 = p_1 - P / F_{\Pi} \cong \frac{4N_0}{\pi D^2} \approx \text{const.}$$

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\text{ДР}}}{F_{\Pi}} = \frac{\mu f_{\text{ДР}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - P / F_{\Pi})}}{F_{\Pi}} = \mu f_{\text{ДР}} \sqrt{\frac{8}{\rho} \frac{N_0}{\pi \cdot D^2}}. \quad (29)$$

Таким чином, швидкість поршня v_{Π} , як випливає з (29), залежить тільки від площі прохідного перерізу дроселя $f_{\text{ДР}}$ й не залежить від навантаження на поршні P , тому що при будь-якому навантаженні перепад тиску на дроселі $p_1 - P / F_{\Pi}$ залишиться постійним.

1.3. Енергетичні характеристики гідроприводу із дросельним регулюванням швидкості

1.3.1. ККД гідроприводу з послідовним встановленням дроселя

Загальний ККД гідроприводу з послідовним встановленням дроселя наводиться у вигляді:

$$\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{ГП}} = \frac{P \cdot v_{\Pi}}{M_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi}}, \quad (30)$$

де $P \cdot v_{\Pi}$ – потужність на штоці гідроциліндра; $M_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi}$ – привідна по-

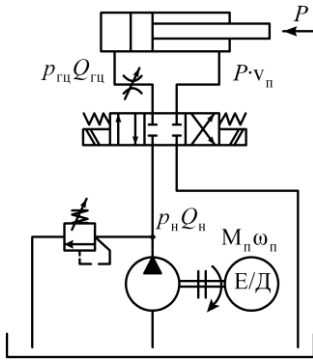


Рис. 16. Схема гідроприводу з послідовним встановленням дроселя

тужність насоса; M_{Π} – крутний момент на валу насоса; ω_{Π} – кутова швидкість валу насоса.

Загальний ККД гідроприводу складається із трьох складових:

$$\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{ГП}} = \eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{ПК}} \cdot \eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{ГЦ}}, \quad (31)$$

де $\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{ГП}}$ – загальний ККД насоса; $\eta_{\text{ПК}}$ – ККД процесу керування; $\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{ГЦ}}$ – ККД гідродвигуна (гідроциліндра).

$$\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{Н}} = \frac{p_{\text{Н}} \cdot Q_{\text{Н}}}{M_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi}} = \eta_{\text{МЕХ}}^{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{ГДР}}^{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{ОБ}}^{\text{Н}}, \quad (32)$$

де $\eta_{\text{МЕХ}}^{\text{Н}}$ – механічний ККД насоса, що враховує втрати на тертя; $\eta_{\text{ГДР}}^{\text{Н}}$ – гідравлічний ККД насоса, що враховує втрати тиску, насамперед, у вузлах розподілу насоса; $\eta_{\text{ОБ}}^{\text{Н}}$ – об'ємний ККД, що враховує втрати, пов'язані з витокami в насосі:

$$\eta_{\text{ПК}} = \frac{p_{\text{ГЦ}}}{p_{\text{Н}}} \cdot \frac{Q_{\text{ГЦ}}}{Q_{\text{Н}}} = \eta_{\text{ГДР}}^{\text{ПК}} \cdot \eta_{\text{ОБ}}^{\text{ПК}}, \quad (33)$$

де $\eta_{\text{ГДР}}^{\text{ПК}} = p_{\text{ГЦ}}/p_{\text{Н}}$ – гідравлічний ККД процесу керування; $\eta_{\text{ОБ}}^{\text{ПК}}$ – об'ємний ККД процесу керування.

$$\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{ГЦ}} = \frac{P \cdot v_{\Pi}}{p_{\text{ГЦ}} \cdot Q_{\text{ГЦ}}}. \quad (34)$$

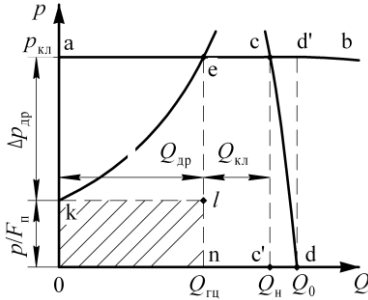


Рис. 17. Зображення втрат потужності в гідроприводі в системі координат p - Q

ККД процесу керування $\eta_{\text{ПК}}$ відображає втрати потужності, що штучно вводяться для зміни швидкості виконавчого механізму при дросельному регулюванні. З p - Q діаграми на рис. 17 добре видно, що ці втрати, як правило, більші за корисну потужність.

Площа $S_{ad'd_0}$ – чисельно дорівнює витраченій потужності. S_{nlk_0} – корисна гідравлічна потужність на вході в гідроциліндр; $S_{aek} \cong \Delta p_{\text{ДР}} \cdot Q_{\text{ДР}}$ – потужність, що втрачається на регульованому дроселі; $S_{ecc'n} \cong p_{\text{КЛ}} \cdot Q_{\text{КЛ}}$ – потужність, що втрачається на переливному клапані; $S_{cd'dc'} = \Delta Q_{\text{ВИТ}}^{\text{H}} \cdot p_{\text{H}}$ – потужність, що втрачається через витоки в насосі.

При використанні сучасних насосів і гідродвигунів, що відрізняються високим ККД, можна вважати:

$$\eta_{\text{ПК}} \ll \eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{H}}; \quad \eta_{\text{ПК}} \ll \eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{П}},$$

тобто формулу (32) можна перетворити:

$$\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{П}} \approx \eta_{\text{ПК}}, \quad \text{при цьому } \eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{H}} = \eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{П}} \approx 1. \quad (35)$$

Встановимо залежності ККД гідроприводу від швидкості виконавчого механізму й навантаження на виконавчому механізмі, а також значення цих параметрів, при яких вдасться досягти максимального ККД.

Введемо за аналогією з підрозд. 1.1.2 безрозмірні параметри:

$$\bar{p}_{\Gamma\Pi} = \frac{p_{\Gamma\Pi}}{p_{\max}} = \frac{p_{\Gamma\Pi}}{p_H} = \frac{p_{\Gamma\Pi} \cdot F_{\Pi}}{p_H \cdot F_{\Pi}} = \frac{P}{P_{\max}} = \bar{P}; \quad (36)$$

$$\bar{Q}_{\Gamma\Pi} = \frac{Q_{\Gamma\Pi}}{Q_H} = \frac{Q_{\Gamma\Pi}/F_{\Pi}}{Q_H/F_{\Pi}} = \frac{v_{\Pi}}{v_{\max}} = \bar{v}_{\Pi}; \quad \bar{f}_{\text{ДР}} = \frac{f_{\text{ДР}}}{f_{\text{ДР}}^{\max}},$$

де \bar{P} , \bar{v}_{Π} – безрозмірні навантаження й швидкість; $\bar{p}_{\Gamma\Pi}$, $\bar{Q}_{\Gamma\Pi}$ – безрозмірні тиск і витрата гідроциліндра; $\bar{f}_{\text{ДР}}$ – відносна площа відкритого дроселя:

$$\eta_{\text{ЗАГ}}^{\Pi\Pi} = \eta_{\text{ПК}} = \frac{p_{\Gamma\Pi}}{p_H} \cdot \frac{Q_{\Gamma\Pi}}{Q_H} = \bar{p}_{\Gamma\Pi} \cdot \bar{Q}_{\Gamma\Pi} = \bar{P} \cdot \bar{v}_{\Pi}; \quad (37)$$

$$Q_{\Gamma\Pi} = Q_{\text{ДР}} = \mu \cdot f_{\text{ДР}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_H - P/F_{\Pi})}; \quad Q_{\max} = \mu \cdot f_{\text{ДР}}^{\max} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_H},$$

звідси

$$\bar{v}_{\Pi} = \bar{Q}_{\Gamma\Pi} = \frac{\mu \cdot f_{\text{ДР}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_H - P/F_{\Pi})}}{\mu \cdot f_{\text{ДР}}^{\max} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_H}} = \bar{f}_{\text{ДР}} \cdot \sqrt{1 - \bar{P}}; \quad (38)$$

$$\eta_{\text{ЗАГ}}^{\Pi\Pi} \cong \bar{P} \cdot \bar{v}_{\Pi} = \bar{P} \cdot \bar{f}_{\text{ДР}} \sqrt{1 - \bar{P}}. \quad (39)$$

Запишемо вираз для того ж значення ККД, але з використанням тільки \bar{v}_{Π} . З (38) одержимо:

$$\bar{P} = 1 - \frac{\bar{v}_{\Pi}^2}{\bar{f}_{\text{ДР}}^2} \quad \text{і} \quad \eta_{\text{ЗАГ}}^{\Pi\Pi} = \bar{v}_{\Pi} \cdot \left(1 - \frac{\bar{v}_{\Pi}^2}{\bar{f}_{\text{ДР}}^2}\right). \quad (40)$$

Максимальне значення ККД досягається при $\bar{f}_{\text{ДР}} = 1$. Дослідимо по черзі функції (39) і (40) на екстремум:

$$\begin{cases} \frac{d\eta}{d\bar{P}^*} = -\bar{P}^* + 2 - 2\bar{P}^* = 0; \\ \frac{d\eta}{d\bar{v}_{\Pi}^*} = 1 - 3 \cdot \bar{v}_{\Pi}^{*2} = 0, \end{cases} \quad (41)$$

де \bar{P}^* , \bar{v}_{Π}^* – оптимальні значення параметрів.

З (41) знайдемо оптимальні значення безрозмірного навантаження \bar{P}^* й безрозмірної швидкості \bar{v}_{Π}^* :

$$\bar{P}^* = 0,66; \quad \bar{v}_{\Pi}^* = 0,58. \quad (42)$$

Максимальне значення ККД гідроприводу з послідовним встановленням дроселя:

$$(\eta_{ЗАГ}^{\Pi})_{\max} \approx (\eta_{ПК})_{\max} = \bar{P}^* \cdot \bar{v}_{\Pi}^* = 0,66 \cdot 0,58 = 0,385.$$

З (42) випливає, що найбільш раціональний тиск настройки переливного клапана при заданому навантаженні P і площі поршня F_{Π} може бути прийнятий рівним:

$$p^* = \frac{P}{F_{\Pi} \cdot p_{\text{кл}}^*} = 0,66, \text{ тобто } p_{\text{кл}}^* = 1,5 \cdot \frac{P}{F_{\Pi}}. \quad (43)$$

На основі виразів (39) і (40) можна побудувати графіки $\eta_{ПК} = f(\bar{f}_{\text{др}}, \bar{P})$, $\eta_{ПК} = f(\bar{f}_{\text{др}}, \bar{v}_{\Pi})$ (рис. 18).

1.3.2. ККД гідроприводу з паралельним встановленням дроселя

Аналогічно гідроприводу з послідовним встановленням дроселя загальний ККД гідроприводу з паралельним встановленням дроселя зрівняємо з ККД процесу керування:

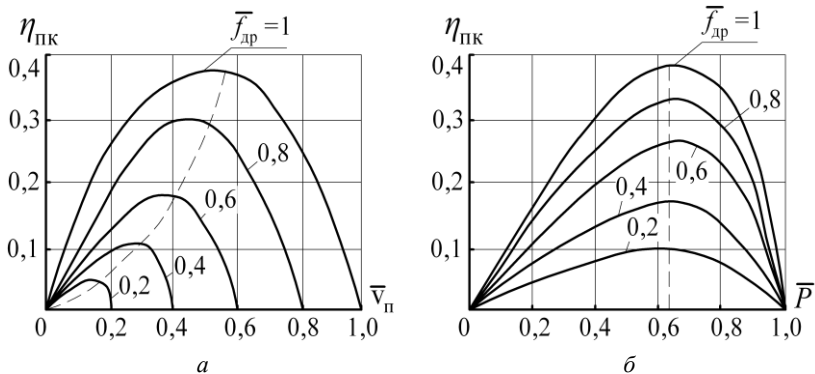


Рис. 18. Графіки залежності ККД гідроприводу з послідовним встановленням дроселя: *a* – від відносної швидкості; *б* – від відносного навантаження

$$\eta_{з\Delta\Gamma}^{\Gamma\Pi} \cong \eta_{\text{ПК}} = \bar{p}_{\Gamma\Pi} \cdot Q_{\Gamma\Pi} = \bar{P} \cdot \bar{v}. \quad (44)$$

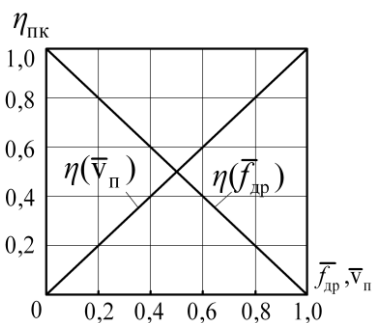


Рис. 19. Залежність ККД гідроприводу з паралельним встановленням дроселя від площі прохідного перерізу дроселя

Враховуючи основну властивість гідроприводу з паралельним встановленням дроселя (23):

$$\bar{p}_{\Gamma\Pi} = \bar{P} \cong \frac{P_{\Gamma\Pi}}{P_H} = 1;$$

$$\eta_{\text{ПК}} \cong \bar{Q}_{\Gamma\Pi} = \bar{v}_{\Pi} = \frac{Q_H - Q_{\text{ДР}}}{Q_H}. \quad (45)$$

Як максимальну площу прохідного перерізу дроселя оберемо таке значення $f_{\text{др}}^{\text{max}}$, при заданому навантаженні на поршні, коли витрата через дросель стає рівною подачі насоса Q_H .

$$f_{\text{ДР}}^{\text{max}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{P}{F_{\text{П}}}}}, \quad (46)$$

де $\frac{P}{F_{\text{П}}} \approx p_{\text{H}}$, тоді

$$\eta_{\text{ПК}} = 1 - \bar{Q}_{\text{ДР}} = 1 - \frac{\mu \cdot f_{\text{ДР}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{\text{H}}}}{\mu \cdot f_{\text{ДР}}^{\text{max}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{\text{H}}}} = 1 - \bar{f}_{\text{ДР}}. \quad (47)$$

1.4. Тепловий розрахунок гідроприводу дросельного регулювання

1.4.1. Розрахунок кількості тепла

У гідроприводі дросельного регулювання з насосом постійної продуктивності основними джерелами виділення тепла, як це видно з p - Q діаграми на рис. 17, є переливний клапан, регульований дросель, а також насос.

Найпростішим способом охолодження масла є використання схеми з відкритою циркуляцією, в якій передбачений проміжний бак досить великого об'єму (рис. 2, а), що забезпечує охолодження рідини за рахунок тепловідведення бака. У ряді випадків з метою зниження об'єму маслобака встановлюють теплообмінники з водяним охолодженням або радіатори з повітряним охолодженням.

При роботі гідроприводу кількість виділеного тепла розраховують за формулою:

$$\theta = A \cdot (N_{\text{ПРИВ}}^{\text{НАС}} - N_{\text{КОР}}^{\text{ГД}}) \cdot t, \quad (48)$$

де $N_{\text{ПРИВ}}^{\text{НАС}}$ – привідна потужність на валі насоса; $N_{\text{КОР}}^{\text{ГД}}$ – корисна потужність гідродвигуна; t – час роботи; A – перевідний коефіцієнт, що залежить від використовуваних одиниць виміру.

Можливі три варіанти роботи гідроприводу з послідовним встановленням дроселя.

1. *Виконавчий механізм застопорений і все масло зливається через переливний клапан.*

У цьому випадку вся привідна енергія насоса переходить у тепло, [КДж]:

$$\theta_1 = 6,0 \cdot \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_{ЗАГ}^H} \cdot t, \quad (49)$$

де $Q_H \left[\frac{\text{л}}{\text{хв}} \right]$ – продуктивність насоса; $p_H \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right]$ – номінальний тиск на виході з насоса; $t \left[\text{час} \right]$ – час роботи ГП.

2. *Напірний клапан закритий, тобто працює в режимі запобіжного, і вся подача насоса надходить до виконавчого механізму:*

У формулу (48) підставляється:

$$N_{\text{ПРИВ}}^{\text{НАС}} = \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_{ЗАГ}^H}; \quad N_{\text{КОР}}^{\text{ГД}} = p_{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{ГД}} \cdot \eta_{ЗАГ}^{\text{ГД}};$$

$$\theta_2 = 6,0 \left(\frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_{ЗАГ}^H} - p_{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{ГД}} \cdot \eta_{ЗАГ}^{\text{ГД}} \right) t, \quad (50)$$

де $p_{\text{ГД}}$ – тиск на вході гідродвигуна; $Q_{\text{ГД}}$ – витрата на вході гідродвигуна.

Через те що $Q_{\text{ГД}} = Q_H$, тоді:

$$\theta_2 = 6,0 \cdot p_H \cdot Q_H \cdot t \left(\frac{1}{\eta_{ЗАГ}^H} - \frac{p_{\text{ГД}}}{p_H} \cdot \frac{Q_{\text{ГД}}}{Q_H} \cdot \eta_{ЗАГ}^{\text{ГД}} \right),$$

де $\frac{p_{\text{ГД}}}{p_H} = \eta_{\Gamma}$ – гідравлічний ККД процесу керування; $\frac{Q_{\text{ГД}}}{Q_H} = \eta_0 \cong 1$ – об'ємний ККД процесу керування.

$$\theta_2 = 6,0 \cdot p_H \cdot Q_H \cdot t \left(\frac{1}{\eta_{ЗАГ}^H} - \eta_{ЗАГ}^{ГП} \right), \quad (51)$$

де $\eta_{ЗАГ}^{ГП} = \eta_0 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{ЗАГ}^{ГД}$ – загальний ККД гідроприводу (без урахування ККД насоса).

3. *Напірний клапан працює в режимі переливного (тобто частина подачі йде до гідродвигуна, а частина через переливний клапан)*

У цьому випадку для розрахунку θ використовується формула (51), де $\eta_{ЗАГ}^{ГП} = \eta_{ЗАГ}^{ГД} \cdot \eta_0 \cdot \eta_T = \eta_{ЗАГ}^{ГД} \cdot \frac{Q_{ГД}}{Q_H} \cdot \frac{P_{ГД}}{P_H}$, але, на відміну від попереднього випадку, $\eta_0 = \frac{Q_{ГД}}{Q_H} < 1$.

1.4.2. *Рівняння теплового балансу системи "маслобак – оточуюче середовище". Вибір об'єму маслобака*

Об'єм маслобака, необхідний для підтримання в ньому заданої температури робочої рідини, визначається, виходячи з рівняння теплового балансу:

$$\bar{\theta} dt = (c_1 m_1 + c_2 m_2) dT + KF dt (dT / 2 + T_1 - T_0), \quad (52)$$

де $\bar{\theta}$ – осереднена за цикл кількість виділеного тепла (кількість тепла за одиницю часу) $\left[\frac{\text{КДж}}{\text{год}} \right]$; c_1, c_2 – питома теплоємність відповідно масла і металу $\left[\frac{\text{КДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right]$; m_1, m_2 – маса рідини і металевого бака $[\text{кг}]$; K – коефіцієнт теплопередачі від металу в оточуюче повітря $\left[\frac{\text{КДж}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}} \right]$; dT – приріст температури за час t $[\text{град}]$; F –

площа поверхні бака $[m^2]$; T_1 – температура на момент початку відрахунку часу [град]; T_0 – температура оточуючого повітря [град]; t – час нагрівання [год].

Розрахункова площа поверхні гідробака пов'язана з об'ємом V масла у гідробаці такою залежністю [2]:

$$F \approx 0,065\sqrt[3]{V^2}, \quad (53)$$

де F – площа поверхні бака $[m^2]$; V – об'єм масла у баці $[dm^3]$.

Проінтегрувавши вираз (52), отримаємо залежність температури рідини у баці T від тривалості роботи гідроприводу t :

$$T = T_0 + (T_1 - T_0)e^{-\frac{KF}{c_1m_1+c_2m_2}t} + \frac{\bar{\theta}}{KF} \left(1 - e^{-\frac{KF}{c_1m_1+c_2m_2}t} \right). \quad (54)$$

Для точних розрахунків за формулою (54) обчислюємо коефіцієнт теплопередачі від гідробака до повітря:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \quad (55)$$

де α_1 , α_2 – коефіцієнт теплообміну від робочої рідини до стінки гідробака і від стінки гідробака до оточуючого повітря; δ – товщина стінки бака; λ – коефіцієнт теплопровідності стінки бака.

Для практичних розрахунків $K = 61 \div 75 \left[\frac{\text{КДж}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}} \right]$;

$$c_2 = 0,046 \left[\frac{\text{КДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right], \quad c_1 = 0,185 \left[\frac{\text{КДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right] [2].$$

Спрощена формула, придатна для інженерних розрахунків, може бути отримана з (54) при $t \rightarrow \infty$:

$$T = T_0 + \frac{\bar{\theta}}{KF}. \quad (56)$$

Підставивши (53) у (56), отримаємо

$$T = T_0 + \frac{\bar{\theta}}{4\sqrt[3]{V^2}}. \quad (57)$$

З формули (57) визначаємо об'єм маслобака:

$$V = \sqrt[3]{\left(\frac{\bar{\theta}}{4\Delta T}\right)^3}, \quad (58)$$

де $\Delta T = T - T_0$ – допустиме перевищення температури масла над температурою оточуючого середовища.

Як показали розрахунки, помилка при переході від формули (54) до формули (56) при восьмигодинній роботі гідроприводу становить 5–6 %.

Якщо габарити бака, одержані за формулою (58), є неприпустимо великими, то необхідно встановлення теплообмінника [6, 10].

1.5. Джерела живлення гідроприводу дросельного регулювання, що забезпечують зниження невиробничих енерговитрат

1.5.1. Використання здвоєних насосів

При використанні ГП у станках, циклограма його роботи складається з двох суттєво різних режимів: режиму, який умовно можна назвати режимом швидкого підведення, і режиму робочого ходу.

У першому випадку джерело живлення повинно забезпечувати максимальну витрату і невисокий рівень тиску, у другому випадку

навпаки, системі необхідний високий тиск і невелика витрата. При такому режимі роботи великий ефект енергозбереження дає застосування здвоєних насосів [10]. На рис. 20 насос великої продуктивності 1 знаходиться на одному валу з насосом малої продуктивності 7. Розділяюча панель II вмикає напірний клапан 2, настроєний на низький тиск за допомогою манометра М1, а також напірний клапан 4, настроєний на високий тиск за допомогою манометра М2. Крім цього, у склад панелі входить зворотний клапан 3.

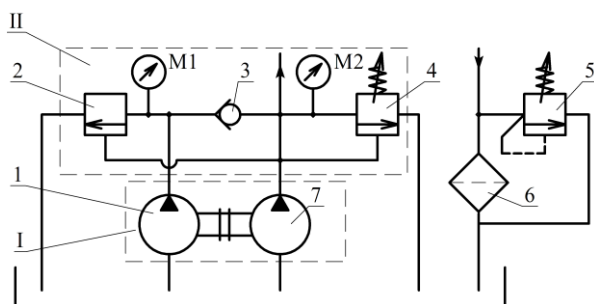


Рис. 20. Джерело живлення гідроприводу зі здвоєним насосом (I) і відокремлюючою панеллю (II)

У режимі швидкого підведення при низькому тискові у системі обидва насоси працюють на мережу. При переході до робочого режиму, який супроводжується значним збільшенням тиску у системі, спрацьовує напірний клапан 2, зворотний клапан 3 закривається. Високий рівень тиску у мережі, що значно перевищує тиск настройки клапана 2, увесь час змушує тримати затвор клапана 2 максимально відкритим. Насос високої продуктивності переходить у режим холостого ходу, тиск на його виході стає близьким до нуля і він практично не відбирає від електромережі енергію. У цьому режимі на гідромережу працює тільки насос малої продуктивності 7.

1.5.2. Насосно-акумуляторна станція з клапаном розвантаження

Джерело живлення у цьому випадку, крім насоса постійної продуктивності 1, включає клапан розвантаження 3 і гідро-газовий акуму-

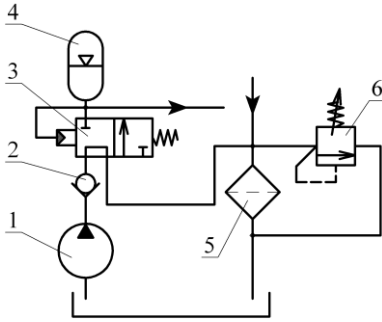


Рис. 21. Схема насосно-акумуляторної станції

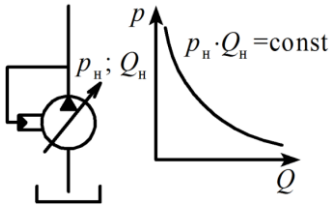


Рис. 22. Джерело живлення з насосом змінної продуктивності і регулятором тиску

лятор 4. Насос періодично після зарядки акумулятора 4 за допомогою клапана розвантаження 3 перемикає на злив (холостий хід) і на гідромережу працює один акумулятор.

Зворотний клапан 2 запобігає розкручуванню насоса у зворотному напрямку при відключенні електродвигуна від електромережі.

1.5.3. Джерело живлення з насосом змінної продуктивності і регулятором тиску

Гідропривід з насосом змінної продуктивності і регулятором тиску, який реалізує джерело живлення $p_n \cdot Q_n = N_n = \text{const}$, необхідно віднести до систем дросельно-об'ємного регулювання. Регулятор тиску забезпечує подачу насоса, обернено пропорційну тискові.

1.6. Динаміка розімкненого гідроприводу без урахування стисливості робочої рідини

1.6.1. Рівняння руху поршня у розімкненому гідроприводі

Рух робочого органу у реальному ГП, навантаженому статичним і інерційним навантаженнями описується диференціальним рівнянням, тому результати розрахунків, отримані на основі статичної і динамічної моделей можуть значно відрізнятись один від одного. Розрахунки за динамічною моделлю доцільні при визначенні

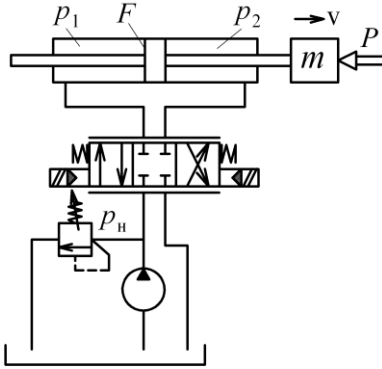


Рис. 23. Розрахункова схема гідроприводу циліндричного дроселюючого золотника.

Математична модель може бути отримана на основі рівняння динамічної рівноваги поршня і рівняння балансу витрат:

$$m \frac{dv}{dt} = F(p_1 - p_2) - P; \quad (59)$$

$$Fv = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_H - p_1)} = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2},$$

де μ – коефіцієнт витрати; f_3 – площа дроселюючої щілини золотника.

Поєднуючи два рівняння (59) в одне, отримаємо диференціальне рівняння руху поршня:

$$m \frac{dv}{dt} = p_H F - \frac{\rho \cdot F^3 \cdot v^2}{(\mu \cdot f_3)^2} - P. \quad (60)$$

З умови усталеного режиму $\left(\frac{dv}{dt} = 0\right)$ отримаємо:

реального часу спрацювання ГП, а також при розрахунку процесу гальмування робочого органу гідродвигуна.

У першому варіанті розрахунку знехтуємо стисливістю робочої рідини і витоками. Крім того, будемо розглядати симетричний ГП, тобто як гідродвигун будемо використовувати гідроциліндр з двостороннім штоком, а як регулюючий орган – чотири-

$$F \cdot p_H - P = \frac{\rho \cdot F^3 \cdot v_0^2}{(\mu \cdot f_3)^2}, \quad (61)$$

де v_0 – усталена швидкість.

$$v_0 = \mu \cdot f_3 \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_H - \frac{P}{F} \right)} / F; \quad (62)$$

$$\frac{\rho \cdot F^3}{(\mu \cdot f_3)^2} = \frac{F(p_H - P)}{v_0^2}. \quad (63)$$

Підставляючи отриманий вираз (63) у (60), отримаємо диференціальне рівняння руху поршня у вигляді:

$$m \frac{dv}{dt} = A \left(1 - \frac{v^2}{v_0^2} \right), \quad (64)$$

де $A = p_H \cdot F - P$.

1.6.2. Інтегрування рівняння руху поршня

З (64) отримаємо:

$$dt = \frac{m \cdot v_0^2 dv}{A(v_0^2 - v^2)};$$

$$t = \frac{m \cdot v_0}{2A} \ln \frac{v_0 + v}{v_0 - v}. \quad (65)$$

Позначимо $T_p = \frac{m \cdot v_0}{2A}$, де T_p – постійна часу розгону (рис. 24).

З виразу (65):

$$e^{t/T_P} = \frac{v_0 + v}{v_0 - v}; \quad v = v_0 \frac{e^{t/T_P} - 1}{e^{t/T_P} + 1}. \quad (66)$$

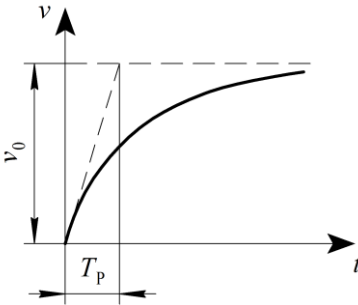


Рис. 24. Крива розгону робочого органу гідроприводу при врахуванні інерційного навантаження

Залежність координати поршня від часу знайдемо з (66), інтегруючи вираз $dx = vdt$:

$$x = v_0 \cdot t - 2v_0 \cdot T_P \ln \frac{2e^{t/T_P}}{2e^{t/T_P} + 1}, \quad (67)$$

де x – переміщення поршня.

Використовуючи вираз для швидкості (66) у диференціальному рівнянні руху поршня (64), знайдемо прискорення поршня:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{A}{m} \left[1 - \left(\frac{e^{t/T_P} - 1}{e^{t/T_P} + 1} \right)^2 \right]. \quad (68)$$

$$\text{При } t=0 \quad a_{\max} = \frac{F \cdot p_H - P}{m} = \frac{A}{m}.$$

Підставляючи у вираз для шляху поршня (67) значення повного ходу $x = L$, розв'яжемо рівняння (67) відносно t_C – повного часу спрацювання:

$$t_C = t_0 + 2T_P \ln \left(1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{t_C/T_P}}} \right), \quad (69)$$

де $t_0 = \frac{L}{v_0}$ – час спрацювання безінерційного приводу.

1.6.3. Критерій динамічної подоби гідроприводу

З виразу (69) можна зробити висновок, що час спрацювання гідроприводу залежить від значення восьми параметрів ($\mu \cdot f_3$, F , ρ , $p_{\text{п}}$, P , m , F , L). Це ускладнює узагальнення і систематизацію результатів розрахунку.

Перейдемо до безрозмірної форми запису виразу (69), прагнучи при цьому до максимального скорочення кількості незалежних параметрів, які визначають час спрацювання. Розділимо ліву і праву частини виразу (69) на t_0 і будемо розглядати $\frac{t_c}{t_0} = \tau_c$, як безрозмірний час спрацювання:

$$\tau_c = 1 + 2 \frac{T_p}{t_0} \ln \left(1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{t_0/T_p}}} \right). \quad (70)$$

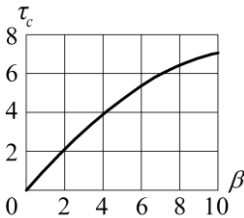


Рис. 25. Залежність безрозмірного часу спрацювання від критерію інерційності

Як бачимо, безрозмірний час спрацювання залежить лише від одного безрозмірного параметра $\beta = \frac{T_p}{t_0}$, який, очевидно, має цілком визначений фізичний сенс:

$$\beta = \frac{m \cdot v_0^2}{2(F \cdot p_{\text{п}} - P)L}. \quad (71)$$

Критерій інерційності β , який дорівнює відношенню кінетичної енергії рухомих частин гідроприводу при усталеній швидкості до роботи рушійної сили на шляху повного переміщення, можна цілком обґрунтовано вважати критерієм динамічної подоби гідроприводу.

Тепер замість восьми параметрів вводиться один параметр β , який однозначно визначає динаміку гідроприводу (рис. 25):

$$\tau_c = 1 + 2\beta \cdot \ln \left(1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{1/\beta}}} \right). \quad (72)$$

1.6.4. Розрахунок часу спрацювання гідроприводу з урахуванням обмеженого за потужністю джерела живлення

При розгляді роботи ГП в p - Q координатах (рис. 17) показано, що обмежувачами потужності в реальних ГП є дві взаємно перпендикулярні лінії: лінія a - b характеристики переливного клапана і лінія c - d характеристики насоса. Внаслідок цього максимальна швидкість, до якої може розігнатися робочий орган ГП, дорівнює $v_{\max} = Q_{\text{НАС}} / F$, а максимальний тиск, який може розвинути насос, дорівнює $p_{\text{Н}} = p_{\text{КЛ}}$.

Перший варіант розрахунку:

$$v_0 = \frac{\mu \cdot f_3}{F} \sqrt{\frac{p_{\text{Н}} - P/F}{\rho}} < v_{\max} = \frac{Q_{\text{НАС}}}{F}. \quad (73)$$

Цей випадок, коли геометричним місцем експлуатаційних точок e стає гілка a - b характеристики переливного клапана (рис. 6), тобто спрацьовує обмежувач потужності – переливний клапан ($p_{\text{Н}} = p_{\text{КЛ}} = \text{const}$).

У цьому випадку швидкість v_{\max} не буде досягнута (рис. 26, a), адже рівень настройки тиску напірного клапана занадто низький.

Розрахунок у цьому режимі роботи ГП необхідно вести за раніше розглянутими формулами.

Другий варіант розрахунку

$$v_0 > v_{\max} = Q_{\text{Н}} / F. \quad (74)$$

Цей випадок, коли геометричним місцем експлуатаційних точок e стає гілка c - d характеристики насоса (рис. 4), тобто спрацьовує

обмежувач потужності – продуктивність нососа ($Q_{ГЦ} \cong Q_H \cong \text{const}$).

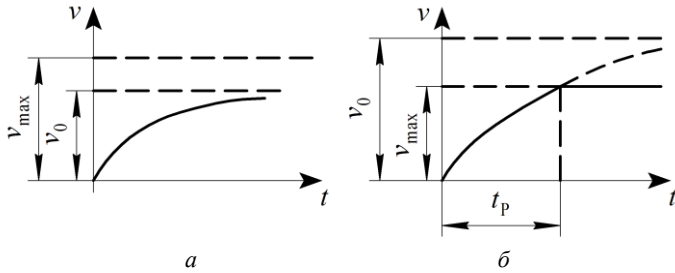


Рис. 26. Криві розгону поршня при обмеженому за потужністю джерелом живлення: *a* – напірний клапан у режимі переливного; *б* – напірний клапан у режимі запобіжного

У цьому випадку час руху поршня має дві яскраво виражені фази: час розгону t_p і час усталеного руху t_y (рис. 26, *б*).

У формулу (65) для часу t підставимо $v = v_{\max} = Q_H/F$ і отримаємо значення часу розгону t_p :

$$t_p = T_p \ln \left(\frac{v_0 + Q_H/F}{v_0 - Q_H/F} \right). \quad (75)$$

Підставивши $t = t_p$ у формулу для шляху поршня (67), отримаємо шлях розгону:

$$L_p = v_0 \cdot t_p - 2v_0 \cdot T_p \ln \frac{2e^{t_p/T_p}}{e^{t_p/T_p} + 1}. \quad (76)$$

Якщо $L_p < L$, то в процесі руху поршня є ділянка розгону і ділянка усталеного руху (рис. 26, *б*). У цьому випадку кінцева швидкість, з якою поршень підходить до гальмівного клапана, дорівнює $v_{\text{кін}} = Q_H/F$, а час спрацювання визначається за формулою:

$$t_c = t_p + \frac{(L - L_p)F}{Q_H}. \quad (77)$$

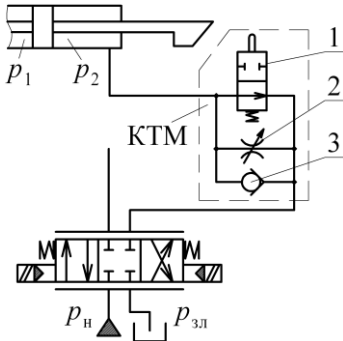
Якщо $L_p > L$, то весь час спрацювання відбувається у режимі розгону:

$$t_c = t_0 + 2T_p \cdot \ln \left(1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{t_p/T_p}}} \right); \quad (78)$$

$$v_{\text{кін}} = v_0 \cdot \frac{e^{t_c/T_p} - 1}{e^{t_c/T_p} + 1}. \quad (79)$$

1.6.5. Розрахунок режиму гальмування

У режимі гальмування після перемикання дволінійного розподільника тормозного клапана КТМ (рис. 27) усталену швидкість після гальмування $v_{0Г}$ (рис. 28) можна визначити як:



$$v_{0Г} = \frac{\mu \cdot f_{\text{ДР}}^{\Gamma} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_{\text{зл}})}}{F}. \quad (80)$$

Внаслідок малих витрат у зливній лінії після гальмування:

$$p_1 \cong p_H \quad \text{і} \quad p_2 \cong p_H - \frac{P}{F};$$

$$v_{0Г} = \frac{\mu \cdot f_{\text{ДР}}^{\Gamma} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \frac{P}{F} \right)}}{F}, \quad (81)$$

Рис. 27. Гальмування за допомогою гальмівного клапана КТМ

де $f_{др}^{\Gamma}$ – площа прохідного перерізу гальмівного дроселя 2 (рис. 27).
 Вирішення задачі гальмування полягає в знаходженні мінімально необхідного гальмівного шляху при спрацюванні гальмівного клапана. Невдало обраний гальмівний шлях призводить або до необгрунтовано тривалого перехідного процесу, або до удару вкінці ходу.

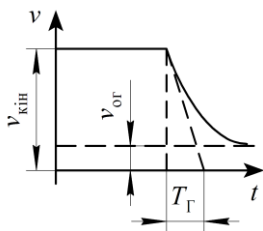


Рис. 28. Процес дросельного гальмування за схемою (рис. 27)

Вихідним диференціальним рівнянням при русі поршня в режимі гальмування є рівняння (64). Однак, якщо в режимі розгону інтегрування цього рівняння відбувалося при нульових початкових умовах, то в режимі гальмування необхідно враховувати наявність ненульових початкових умов (при $t = 0$, $v = v_{кин}$ і $c \neq 0$):

$$t = \frac{m \cdot v_{or}}{2A} \ln \frac{v_{or} + v}{v_{or} - v} + c; \quad (82)$$

$$v = v_{or} \frac{e^{(t-c)/T_G} - 1}{e^{(t-c)/T_G} + 1}, \quad (83)$$

де T_G – постійна часу гальмування (рис. 28).

Скориставшись гіперболічними функціями, отримаємо:

$$v = v_{or} \cdot th \left(\frac{t - c}{2T_G} \right). \quad (84)$$

Для знаходження шляху гальмування x_G проінтегруємо (84):

$$dx = 2T_G \cdot v_{or} \cdot th \tau d\tau,$$

$$\text{де } \tau = \frac{t - c}{2T_G}.$$

$$x_{\Gamma} = 2T_{\Gamma} \cdot v_{0\Gamma} \cdot \ln(ch\tau) + c_1. \quad (85)$$

Постійну часу c_1 знайдемо з початкових умов:

$$\text{при } t=0 \quad \tau = -\frac{c}{2T_{\Gamma}} \quad \text{і} \quad x_{\Gamma} = 0$$

$$c_1 = -2T_{\Gamma} \cdot v_{0\Gamma} \cdot \ln\left(ch \frac{c}{2T_{\Gamma}}\right).$$

З урахуванням цього шлях гальмування:

$$x_{\Gamma} = 2T_{\Gamma} \cdot v_{0\Gamma} \cdot \ln\left[\frac{ch\left(\frac{t}{2T_{\Gamma}} - \frac{c}{2T_{\Gamma}}\right)}{ch(c/2T_{\Gamma})}\right]. \quad (86)$$

Визначимо другу постійну інтегрування C з виразу (82):

при $t=0$, $v = v_{\text{кн}}$, тобто

$$c = -T_{\Gamma} \cdot \ln \frac{v_{0\Gamma} + v_{\text{кн}}}{v_{0\Gamma} - v_{\text{кн}}} = -T_{\Gamma} \cdot \ln \sigma.$$

З урахуванням визначеного з (82) значення c , отримаємо:

$$\frac{t}{T_{\Gamma}} = \ln\left(\frac{1(v + v_{0\Gamma})}{\sigma(v - v_{0\Gamma})}\right);$$

$$\sigma \cdot e^{t/T_{\Gamma}} = \frac{v + v_{0\Gamma}}{v - v_{0\Gamma}}, \quad (87)$$

$$\text{де } \sigma = \frac{v_{0\Gamma} + v_{\text{кн}}}{v_{\text{кн}} - v_{0\Gamma}}.$$

Остаточно:

$$v = v_{0\Gamma} \frac{\sigma \cdot e^{t/T_\Gamma} + 1}{\sigma \cdot e^{t/T_\Gamma} - 1}. \quad (88)$$

Знайдемо гальмівний шлях, у межах якого швидкість знизиться до заданої $v_{0\Gamma}$. Підставивши значення c у вираз (86), отримаємо:

$$x_\Gamma = 2T_\Gamma \cdot v_{0\Gamma} \cdot \ln \left\{ \frac{ch \left[\left(\frac{t}{2T_\Gamma} \right) + \left(\frac{T_\Gamma \cdot \ln \sigma}{2T_\Gamma} \right) \right]}{ch \left(\frac{\ln \sigma}{2} \right)} \right\}. \quad (89)$$

Відповідно до виразу (88) $v \rightarrow v_{0\Gamma}$ при $t \rightarrow \infty$, тому будемо вважати, що процес гальмування закінчений, коли швидкість стане на 5 % більше ніж $v_{0\Gamma}$.

Якщо у вираз (88) підставити $v/v_{0\Gamma} = 1,05$ і $t = t_\Gamma$, де t_Γ – час гальмування, отримаємо:

$$1,05 = \frac{\sigma \cdot e^{t_\Gamma/T_\Gamma} + 1}{\sigma \cdot e^{t_\Gamma/T_\Gamma} - 1}.$$

Звідси мінімально необхідний час гальмування t_Γ^{\min} визначається як:

$$t_\Gamma^{\min} = T_\Gamma \cdot \ln \frac{41}{\sigma}.$$

Підставляючи ці значення у вираз для шляху гальмування (89), отримаємо значення мінімально необхідного гальмівного шляху x_Γ^{\min} :

$$x_\Gamma^{\min} = 2T_\Gamma \cdot v_{0\Gamma} \cdot \ln \left(\frac{6,7\sqrt{\sigma}}{\sigma + 1} \right), \quad (90)$$

$$\text{де } \sigma = \frac{v_{ог} + v_{кин}}{v_{кин} - v_{ог}}, \quad T_{\Gamma} = \frac{m \cdot v_{ог}}{2(p_H \cdot F - F)}.$$

1.7. Динаміка розімкненого гідроприводу з урахуванням стисливості робочої рідини і витоків

1.7.1. Стисливість рідини

Стисливість рідини заведено характеризувати коефіцієнтом об'ємного стиску β , який являє собою відносну зміну об'єму рідини, яке припадає на одиницю виміру тиску.

$$\beta = -\frac{\Delta W}{W \cdot \Delta p}. \quad (91)$$

Якщо навести вираз (91) у вигляді:

$$|\Delta p| = \frac{1}{|\beta|} \frac{\Delta W}{W}$$

і порівняти його з законом Гука, який описує пружну деформацію твердих тіл:

$$|\Delta \sigma| = E \cdot \varepsilon_v,$$

де $\varepsilon_v = \frac{\Delta W}{W}$ – відносна об'ємна деформація і $\Delta \sigma$ – нормальна напруга, то очевидно, що роль об'ємного модуля пружності E відіграє вираз $1/\beta$.

З урахуванням цього перепишемо рівняння (91) у вигляді:

$$E = \frac{dp \cdot W}{dW}. \quad (92)$$

Значення модуля пружності E залежить від типу робочої рідини і характеру її експлуатації. Останнє пов'язано з тим, що стисливість робочої рідини перед усім пов'язана з нерозчиненим повітрям у ній. Тому від швидкості деформації залежить і характер термодинамічного процесу у рідині. Якщо деформація рідини протікає достатньо повільно і супроводжується тепловідведенням, то температура залишається постійною і модуль пружності, розрахований за формулою (92), називається ізотермічним.

При швидкій зміні тиску процес стиснення протікає адіабатично. У цьому випадку експериментальне визначення модуля пружності спирається на відому формулу для швидкості звуку у рідині:

$$c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}}; \quad E_0 = c^2 \cdot \rho, \quad (93)$$

де c – швидкість розповсюдження малих збурень у рідині; ρ – щільність рідини, E_0 – адіабатичний модуль пружності.

Співвідношення адіабатичного та ізотермічного модулів пружності можна знайти як:

$$\frac{E_0}{E} = \frac{c_p}{c_v}, \quad (94)$$

де c_p і c_v – теплоємність повітря відповідно при ізобарному і ізохорному процесах.

Врахування стисливості рідини у математичній моделі гідроприводу здійснюється за рахунок введення у рівняння балансу витрат так званої деформаційної витрати Q_d . Останній являє собою кількість рідини, що акумулюється у цьому об'ємі за одиницю часу внаслідок стисливості.

Розділивши чисельник і знаменник виразу (92) на dt і подавши $\frac{dW}{dt}$ як Q_d , отримаємо значення деформаційної витрати:

$$Q_d = \frac{dW}{dt} = \frac{W}{E} \frac{dp}{dt}. \quad (95)$$

1.7.2. Нелінійна математична модель гідроприводу у розмірній формі з урахуванням стисливості робочої рідини і витоків

На рис. 29 зображена розрахункова схема симетричного гідроприводу, де використовується гідроциліндр з двостороннім штоком, а дросельне регулювання здійснюється за допомогою чотирищілинного дроселюючого золотника. Шток гідроциліндра навантажений силою інерції і силою статичного опору. Математична модель такого ГП включає у себе рівняння динамічного балансу витрат для лівої і правої порожнин цилиндра, а також рівняння динамічного балансу сил на поршні, записане у формі Д'Аламбера:

$$\begin{cases} Q_1 = G \cdot f \sqrt{p_{II} - p_1} = F \frac{dy}{dt} + \frac{W_p}{2E} \frac{dp_1}{dt} + \alpha(p_1 - p_2); \\ Q_2 = G \cdot f \sqrt{p_2 - p_c} = F \frac{dy}{dt} - \frac{W_p}{2E} \frac{dp_2}{dt} + \alpha(p_1 - p_2); \\ p_1 - p_2 = \frac{m}{F} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{h}{F} \frac{dy}{dt} + \frac{P}{F}, \end{cases} \quad (96)$$

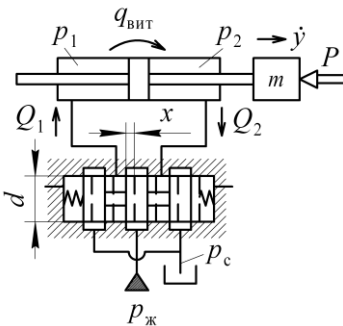


Рис. 29. Розрахункова схема гідроприводу

де $G \cdot f = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – провідність дроселюючої щілини золотника; f – площа дроселюючої щілини золотника; W_p – робочий об’єм гідроциліндра; α – провідність каналу витоків; h – коефіцієнт в’язкого тертя; $p_{ж}$ – тиск живлення.

Проведемо перетворення отриманої системи, прийнявши: $Q_1 = Q_2 = Q$; $p = p_1 - p_2$; $\bar{p} = p/p_{II}$:

$$G \cdot f \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{m}{F \cdot p_{\text{ж}}} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{h}{F \cdot p_{\text{ж}}} \frac{dy}{dt} + \frac{P}{F_{\text{п}}} \right)} = F \frac{dy}{dt} + \frac{W_{\text{п}}}{4E} \left(\frac{m}{F} \frac{d^3 y}{dt^3} + h \frac{d^2 y}{dt^2} \right) + \alpha \left(\frac{m}{F} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{h}{F} \frac{dy}{dt} + \frac{P}{F} \right). \quad (97)$$

1.7.3. *Нелінійна математична модель гідроприводу у безрозмірній формі. Критерії динамічної подоби*

Отриманий вираз (97) являє собою нелінійну математичну модель гідроприводу у розмірній формі з урахуванням інерційного і статичного навантаження, в'язкого тертя, стисливості рідини і радіальних витоків по поршню.

Динаміку гідроприводу визначають одинадцять незалежних параметрів ($m, F, p_{\text{п}}, h, \alpha, E, W_{\text{п}}, P, G, \mu, f_3$).

Перейдемо до безрозмірної форми, підпорядкувавши нормування принципу мінімізації незалежних змінних. За базову величину $f_{\text{б}}$ оберемо максимальну площу відкриття дроселюючого вікна золотника

$$f_{\text{б}} = f_{\text{макс}} \quad \text{і} \quad y = y_{\text{б}} \cdot \xi, \quad t = t_{\text{б}} \cdot \tau, \quad f = \bar{f} \cdot f_{\text{макс}}, \quad G \cdot f \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{2}} = Q_{\text{м}} \cdot \bar{f}, \quad \text{де}$$

$$Q_{\text{м}} = G \cdot f_{\text{макс}} \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{2}} \quad \text{— максимальна (базова) витрата, яка досягається у}$$

гілках гідроприводу при максимальному відкритті вікон золотника і відсутності статичного навантаження; ξ, τ, \bar{f} — відповідно безрозмірні координати, час і площа відкриття золотника.

Після введення безрозмірних координат диференціальне рівняння (97) набуде вигляду:

$$\underbrace{\frac{W_{\text{п}}}{4t_{\text{б}}^2} \frac{m}{E \cdot F^2}}_{A_1} \cdot \underbrace{\frac{F \cdot y_{\text{б}}}{t_{\text{б}} \cdot Q_{\text{м}}}}_{A_2} \frac{d^3 \xi}{d\tau^3} + \left[\underbrace{\frac{W_{\text{п}}}{4t_{\text{б}}^2} \frac{m}{E \cdot F^2}}_{A_1} \cdot \underbrace{\frac{F \cdot y_{\text{б}}}{t_{\text{б}} \cdot Q_{\text{м}}}}_{A_2} \frac{h}{m} t_{\text{б}} + \frac{\alpha \cdot m}{F^2 \cdot t_{\text{б}}} \cdot \underbrace{\frac{F \cdot y_{\text{б}}}{t_{\text{б}} \cdot Q_{\text{м}}}}_{A_2} \right] \times$$

$$\begin{aligned} & \times \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + \left[\frac{\alpha \cdot h}{F^2} \cdot \frac{F \cdot y_B}{\underbrace{t_B \cdot Q_M}_{A_2}} + \frac{F \cdot y_B}{\underbrace{t_B \cdot Q_M}_{A_2}} \right] \frac{d\xi}{d\tau} + \frac{P \cdot \alpha}{F \cdot Q_M} = \\ & = \bar{f} \sqrt{1 - \left(\frac{m \cdot y_B}{F \cdot p_{\text{ж}} \cdot t_B^2} \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + \frac{h}{F \cdot p_{\text{ж}} \cdot t_B} \frac{d\xi}{d\tau} + \frac{P}{F \cdot p_{\text{ж}}} \right)}. \end{aligned} \quad (98)$$

Виходячи з принципу мінімізації безрозмірних комплексів, прийємо: $A_1 = A_2 = 1$, що дозволяє визначити найраціональніший масштаб базових одиниць довжини і часу:

$$y_B = \frac{Q_M \cdot t_B}{F}; \quad t_B = \sqrt{\frac{W_p \cdot m}{4E \cdot F^2}}. \quad (99)$$

Нескладно помітити, що базова одиниця часу чисельно дорівнює постійній часу гідроциліндра $t_B = T_{\text{ГЦ}}$ [8, 9].

Базова координата поршня y_B чисельно дорівнює шляху, який пройде поршень за базову одиницю часу при максимальній (базовій) швидкості $v_B = Q_M / F$. Отримані у правій частині рівняння безрозмірні комплекси β , χ і γ є критеріями динамічної подоби:

$\beta = \frac{m}{F \cdot p_{\text{ж}} \cdot t_B^2} \frac{y_B}{t_B^2}$ – критерій інерційності приводу (безрозмірна маса),

який чисельно дорівнює відношенню сили інерції при базовому прискоренні (y_B / t_B^2) до максимально можливої сили $F \cdot p_{\text{ж}}$, яку розвиває поршень;

$\chi = \frac{P}{F \cdot p_{\text{ж}}}$ – параметр статичного навантаження;

$\gamma = \frac{h \cdot y_B}{F \cdot p_{\text{ж}} \cdot t_B}$ – фактор в'язкого тертя, що чисельно дорівнює відно-

шенню сили в'язкого тертя при базовій швидкості (y_B/t_B) до максимально можливої сили $F \cdot p_{ж}$.

Здійснивши з урахуванням введених параметрів перетворення виразу (98), отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \xi}{d\tau^3} + \left(\frac{\gamma}{\beta} + \varphi \cdot \beta \right) \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + (\varphi \cdot \gamma + 1) \frac{d\xi}{d\tau} + \chi \cdot \varphi = \\ = \bar{f} \sqrt{1 - \left(\beta \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + \gamma \frac{d\xi}{d\tau} + \chi \right)}, \end{aligned} \quad (100)$$

де $\varphi = \alpha \cdot p_{ж} / Q_M$ – параметр витоків, тобто відношення максимального витoku при максимальному перепаді тисків на поршні до максимальної витрати через золотник.

Таким чином, замість 11 розмірних параметрів залишається 5 безрозмірних \bar{f} , β , χ , γ і φ , які цілком обґрунтовано можна вважати критеріями динамічної подоби.

Подано вираз (100) у формі Коші, зручній для числового інтегрування:

$$\begin{aligned} \frac{d\xi}{d\tau} &= v, \\ \frac{dv}{d\tau} &= \omega, \\ \frac{d\omega}{d\tau} &= \bar{f} \sqrt{1 - (\beta \cdot \omega + \gamma \cdot v + \chi)} - \left(\frac{\gamma}{\beta} + \varphi \cdot \beta \right) \omega - (1 + \varphi \cdot \gamma) v - \chi \cdot \varphi, \end{aligned} \quad (101)$$

де v – безрозмірна швидкість поршня; ω – безрозмірне прискорення поршня.

Для круглих або еліптичних вікон золотника $\bar{f} = (\bar{x})^n$, а для прямокутних вікон або для кільцевої щілини $\bar{f} = \bar{x}$, де $\bar{x} = x/x_{\max}$ – відносне зміщення золотника.

Система рівнянь (101) може бути вирішена лише числовим методом, найчастіше для цього використовується метод Рунге-Куты 4-го порядку точності [5]. Отримати аналітичні вирази для всіх змінних стану гідроприводу можна лише у випадку переходу до лінеаризованої математичної моделі.

1.7.4. Лінеаризація нелінійної характеристики дискретного гідроприводу методом січної

Лінеаризації підлягає залежність витрати від перепаду тиску. Для прямокутних вікон золотника:

$$\bar{Q} = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{p}}, \quad (102)$$

де $\bar{Q} = \frac{Q}{Q_M}$, $\bar{p} = \frac{p_1 - p_2}{p_{ж}}$, $\bar{x} = \frac{x}{x_M}$.

Лінеаризація полягає у заміні нелінійної залежності $\sqrt{1 - \bar{p}}$ дотичною або січною. Дотична пряма відповідає, як відомо, заміні нелінійної функції першими членами розкладання її в ряд Тейлора. Така лінеаризація використовується при дослідженні слідкувальних приводів, в яких через наявність зворотного зв'язку відхилення фізичних параметрів від ustalених значень (координат лінеаризації) незначне.

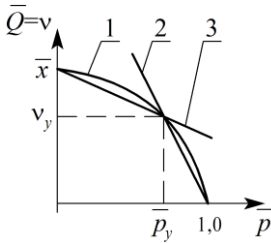
При спрацюванні дискретних (розімкнених) приводів його параметри (швидкість, тиск і т. ін.) змінюються у широких межах. Тому загальноприйнята лінеаризація за допомогою дотичних непридатна через наявність великої похибки. Для дискретних гідроприводів найбільш доцільно використовувати метод січних для заміни нелінійних характеристик.

Найраціональнішою видається така лінеаризація виразу (102), при якій за одну з опорних точок для січної обирається точка на витратно-перепадній характеристиці, що відповідає ustalеній швидкості поршня: $v_y = \bar{Q}_y = \bar{x} \sqrt{1 - \gamma \cdot v_y - \chi}$, тобто координатами опорної точки можуть бути:

$$v_y = -\frac{\gamma \cdot \bar{x}^2}{2} \sqrt{\frac{\gamma \cdot \bar{x}^2}{2} + \bar{x}^2 (1 - \chi)}; \quad \bar{p}_y = \chi + \gamma \cdot v_y, \quad (103)$$

де \bar{p}_y , v_y – координати опорної точки на витратно-перепадній характеристиці (рис. 30).

За другу опорну точку можна обрати точку з координатами $\bar{p} = 0$,



$\bar{Q} = v = \bar{x}$ (пряма 3 на рис. 30). Такий вибір доцільний при малому інерційному навантаженні, коли швидкість поршня при розгоні має коливальний характер. При великому інерційному навантаженні, коли розгін починається при відносному перепаді тисків, близькому до одиниці і носить експоненційний характер, як другу опорну точку доцільно обирати точку $\bar{p} = 1$, $v = 0$ (пряма 2 на рис. 30).

Рис. 30. Вибір раціональних січних на витратно-перепадній характеристиці золотника

Рівняння січної у загальному випадку має вигляд:

$$y(\bar{p}) = \frac{\bar{y}(\bar{p}_y) - y(0)}{\bar{p}_y - \bar{p}_0} (\bar{p} - \bar{p}_0) + y(0), \quad (104)$$

де \bar{p}_y , $y(\bar{p}_y)$ – абсциса і ордината точки, що відповідають усталеному руху поршня; \bar{p}_0 , $y(0)$ – координати другої опорної точки.

Таким чином, у результаті лінеаризації маємо:

$$\bar{x} \sqrt{1 - \bar{p}} \cong L_1 - L_2 \cdot \bar{p}. \quad (105)$$

Для прямої 3 з координатами другої опорної точки $\bar{p}_0 = 0$,

$$v(0) = \bar{x} \quad L_1 = \bar{x}, \quad L_2 = \frac{\bar{x} - v_y}{\bar{p}_y}.$$

Для прямої 2 з координатами другої опорної точки $\bar{p}_0 = 1$,
 $v(0) = 0 \quad L_1 = L_2 = \frac{v_y}{1 - \bar{p}_y}$.

1.7.5. Лінійна математична модель гідроприводу. Розрахунок перехідного процесу

У результаті лінеаризації витратно-перепадної характеристики золотника диференціальне рівняння гідроприводу (100) набере такого вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \xi}{d\tau^3} + \left(\frac{\gamma}{\beta} + \gamma \cdot \beta \right) \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + (\varphi \cdot \gamma + 1) \frac{d\xi}{d\tau} + \chi \cdot \varphi = \\ = \bar{x} (L_1 - L_2 \cdot \bar{p}) - L_1 \cdot \bar{x} - L \cdot \bar{x} \left(\beta \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + \gamma \frac{d\xi}{d\tau} + \chi \right). \end{aligned}$$

Після компонування членів рівняння отримаємо:

$$\begin{aligned} L_1 \bar{x} = \frac{d^3 \xi}{d\tau^3} + \left[\frac{\gamma}{\beta} + (L_2 \bar{x} + \varphi) \beta \right] \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + \\ + \left[1 + (\varphi + L_2 \bar{x}) \gamma \right] \frac{d\xi}{d\tau} + \chi (\varphi + L_2 \bar{x}). \end{aligned} \quad (106)$$

Лінеаризоване рівняння руху робочого органу гідроприводу можна зобразити у вигляді неоднорідного диференціального рівняння другого порядку:

$$\frac{d^2 v}{d\tau^2} + k_1 \frac{dv}{d\tau} + k_2 = k_3, \quad (107)$$

$$\text{де } k_1 = \left[\frac{\gamma}{\beta} + (L_2 \cdot \bar{x} + \varphi) \beta \right]; \quad k_2 = \left[1 + (L_2 \cdot \bar{x} + \varphi) \gamma \right];$$

$$k_3 = L_1 \cdot \bar{x} - \chi (\varphi + L_2 \cdot \bar{x}).$$

Рішення характеристичного рівняння:

$$\lambda_{1,2} = -\sigma \pm \sqrt{D} = -\sigma \pm \varphi, \quad (108)$$

де $\sigma = \frac{k_1}{2}$; $D = \frac{k_1^2}{4} - k_2$.

Рівняння (108) справедливе при $D > 0$, а при $D < 0$:

$$\lambda_{1,2} = -\sigma \pm i\sqrt{D} = -\sigma \pm i \cdot \varphi. \quad (109)$$

Загальне рішення лінійного неоднорідного диференціального рівняння (107) складається з суми загального розв'язання однорідного рівняння (U) і частинного розв'язання неоднорідного рівняння (U^*):

$$v = U + U^*. \quad (110)$$

У випадку дійсних коренів ($D > 0$):

$$v = \frac{k_3}{k_2} + e^{-\sigma\tau} [c_1 \cdot sh(\varphi\tau) + c_2 \cdot ch(\varphi\tau)]. \quad (111)$$

Постійні інтегрування c_1 і c_2 знаходяться з початкових умов. У випадку розгону поршня – це нульові початкові умови (при $\tau = 0$, $v = 0$, $\omega = 0$). Тому

$$c_1 = -\frac{k_3}{2k_2} \frac{k_1}{\sqrt{|D|}}; \quad c_2 = -\frac{k_3}{k_2}.$$

З урахуванням знайдених постійних інтегрування вираз для безрозмірної швидкості (111) набуде вигляду:

$$v = \frac{k_3}{k_2} \left[1 - \frac{e^{-\sigma\tau} \sigma}{2\sqrt{D}} (sh(\sqrt{D}\tau) + ch(\sqrt{D}\tau)) \right]. \quad (112)$$

Вираз для координати поршня у цьому випадку:

$$\xi = \int v d\tau = \frac{k_3}{k_2} \left\{ \tau + \frac{e^{-\sigma\tau}}{k_2} \left[\sqrt{D} \cdot \text{sh}(\sqrt{D}\tau) + k_1 \cdot \text{ch}(\sqrt{D}\tau) \right] - \frac{k_1}{k_2} \right\}. \quad (113)$$

Для випадку комплексних коренів ($D < 0$) $\lambda_{1,2} = -\sigma \pm i \cdot \varphi$:

$$v = \frac{k_3}{k_2} \left[1 - e^{-\sigma\tau} \left(\frac{k_1}{2\sqrt{-D}} \sin(\sqrt{-D}\tau) + \cos(\sqrt{-D}\tau) \right) \right]. \quad (114)$$

Координата поршня у цьому випадку знаходиться з виразу:

$$\xi = \frac{k_3}{k_2} \left[\tau + \frac{e^{-\sigma\tau}}{k_2} \left[\sqrt{-D} \cdot \sin(\sqrt{-D}\tau) + k_1 \cdot \cos(\sqrt{-D}\tau) \right] - \frac{k_1}{2} \right]. \quad (115)$$

Як для лінійної, так і для нелінійної моделі розгін моделюється за рахунок ступеневого переходу золотника від стану повного перекриття до стану повного відкриття $\bar{x} = 1$ (рис. 31).

Режим гальмування створюється при стрибкоподібному зменшенні відкриття золотника від $\bar{x} = 1$ до $\bar{x} = 0,1$. При цьому постійні c_1 і c_2 у рівнянні (111) знаходилися при інших (ненульових) початкових умовах (при $\tau = 0$, $v_0 = v_y$, $\omega_0 = 0$, $\xi = \xi_\Gamma$, де ξ_Γ – координата гальмування).

$$c_1 = -\frac{k_3}{k_2} \left[\frac{k_1}{2} \left(1 - v_0 \frac{k_2}{k_3} \right) - \omega_0 \frac{k_2}{k_3} \right] / \sqrt{\frac{k_1^2}{4} - k_2};$$

$$c_2 = -\frac{k_3}{k_2} \left(1 - v_0 \frac{k_2}{k_3} \right).$$

Рішення, отримані на основі лінійної моделі, наведені на рис. 31. Умови навантаження реальних ГП такі, що критерій інерційності β лежить у межах від 0,1 до 1. Тому варіант розрахунку, коли $D > 0$ і

перехідний процес у гідроприводі описується рівняннями (112) і (113) практично завжди має гіпотетичний характер.

Тому для розрахунків можна обмежитися формулою (114), надавши їй вигляду:

$$v = \frac{k_3}{k_2} \left\{ 1 - e^{-\sigma\tau} \frac{\sigma}{\sqrt{-D}} \cos \left[\sqrt{-D} \cdot \tau + \arctg \left(\frac{-\sigma}{\sqrt{-D}} \right) \right] \right\}. \quad (116)$$

При цьому рівняння січної необхідно наводити у вигляді:

$$\bar{x} = L_1 - L_2 \cdot \bar{p}, \quad (117)$$

де $L_1 = \bar{x}$, $L_2 = \frac{\bar{x} - v_y}{\bar{p}_y}$.

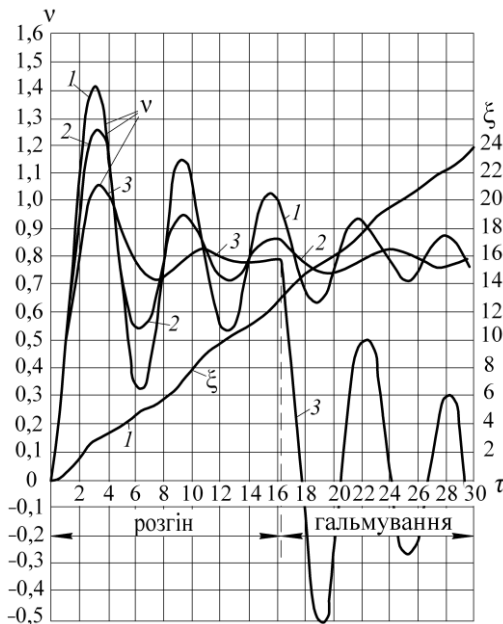


Рис. 31. Результати розрахунку процесу розгону і гальмування для гідроприводу за лінеаризованою моделлю (1 – $\beta=0,1$; 2 – $\beta=0,5$; 3 – $\beta=1$)

1.8. Нелінійна математична модель несиметричного гідроприводу дросельного регулювання

1.8.1. Розрахункові схеми і математичні моделі несиметричного гідроприводу

При використанні диференціального гідроциліндра і при нерівних опорах зливної і напірної магістралей перехід до лінеаризованої моделі і отримання аналітичних рішень для змінних стану приводу ускладнені, якщо при цьому враховується стисливість рідини і змінний характер об'ємів робочої і зливної порожнини циліндра. У цьому випадку єдиним способом дослідження залишається числове рішення вихідних диференціальних рівнянь. Побудова математичної моделі, як і в попередніх випадках, ґрунтується на двох фундаментальних рівняннях: рівнянні збереження кількості речовини, яке записується у формі рівняння динамічного балансу витрат, і рівнянні динамічного балансу сил на рухомих елементах приводу (принцип Д'Аламбера). Ці рівняння необхідно привести до форми Коші, причому кількість цих рівнянь повинна відповідати кількості інтегрованих параметрів (умова замкненості системи рівнянь).

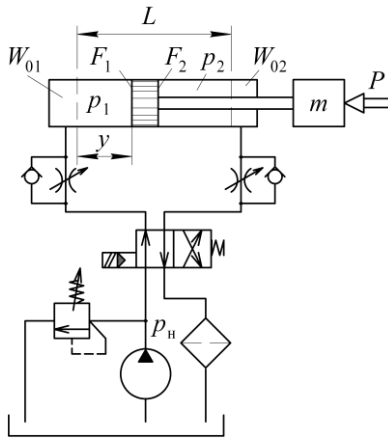


Рис. 32. Розрахункова схема гідроприводу дросельного регулювання

Для розрахункової схеми на рис. 32 при русі поршня зліва направо нелінійна математична модель виглядає таким чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{W_{01} + y \cdot F} \left[\frac{f_{\text{ТР}(1)}}{\sqrt{\lambda \frac{l_1}{d_1} + \sum_{i=1}^n \zeta_i}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_1)} - F_1 \cdot v \right], \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{W_{02} + (L - y) F_2} \left[F_2 \cdot v - \frac{f_{\text{ТР}(2)}}{\sqrt{\lambda \frac{l_2}{d_2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \right], \\ \frac{dy}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - f \cdot v - P), \end{array} \right. \quad (118)$$

де $f_{\text{ТР}(1)}$, $f_{\text{ТР}(2)}$ – площа внутрішнього перерізу напірного і зливного трубопроводів; l_1 , d_1 , l_2 , d_2 – довжина і внутрішній діаметр відповідно напірного і зливного трубопроводів; ζ_i – коефіцієнт опору i -го гідроапарата у напірній магістралі; n – кількість гідроапаратів у напірній магістралі; ζ_j – коефіцієнт опору j -го гідроапарата у зливній магістралі; m – кількість гідроапаратів у зливній магістралі; f – коефіцієнт в'язкого тертя; W_{01} і W_{02} – початкові (мертві) об'єми гідроциліндра зліва і справа.

Система з чотирьох рівнянь, приведених до форми Коші, замкнена, адже записана відносно чотирьох інтегрованих параметрів p_1 , p_2 , y , v .

Використовуючи наведений принцип побудови, можна достатньо легко переходити до опису більш складних схем гідроприводу з урахуванням динаміки гідроапаратури, яка використовується для керування приводом.

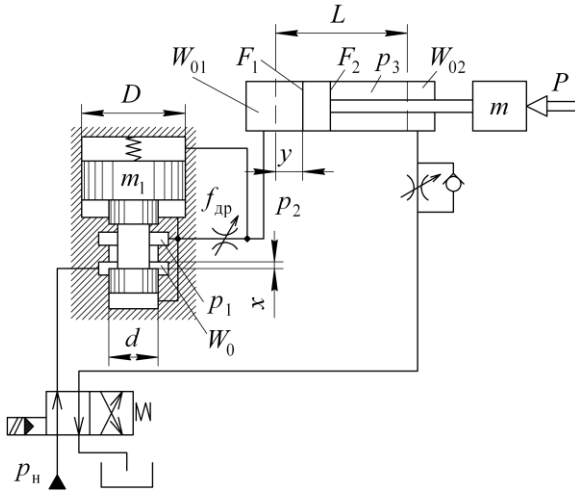


Рис. 33. Розрахункова схема гідроприводу з регулятором потоку

На рис. 33 наведена розрахункова схема гідроприводу з регулятором потоку. У цьому випадку математична модель гідроприводу може бути розширена за рахунок рівнянь, що описують перехідний процес у цьому гідроапараті.

$$\begin{cases}
 \frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{W_0} \left[\mu \cdot \pi \cdot d \cdot x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_1)} - \mu \cdot f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} + \frac{\pi \cdot d^2}{4} v_1 \right], \\
 \frac{dx}{dt} = v_1, \\
 \frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m_1} \left[(p_2 - p_1) \frac{\pi \cdot D^2}{4} + N_0 - c \cdot x - f \cdot v_1 \right], \\
 \frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{W_{01} + y \cdot F_1} \left[\mu \cdot f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} - F_1 \cdot v \right], \\
 \frac{dp_3}{dt} = \frac{E}{W_{02} + (L - y) F_2} \left[F_2 \cdot v - \frac{f_{ТР}}{\sqrt{\lambda \frac{l_2}{d_2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_3} \right], \\
 \frac{dy}{dt} = v, \\
 \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_1 \cdot F_1 - p_3 \cdot F_2 - P),
 \end{cases} \quad (119)$$

де m_1 – маса дроселюючого затвора регулятора потоку; W_0 – об'єм порожнини між дроселюючим затвором і регульованим дроселем регулятора потоку; N_0 – зусилля попереднього стиснення пружини

регулятора; c – жорсткість пружини регулятора; $f_{др}$ – площа прохідного перерізу регулятора.

Система з семи диференціальних рівнянь, приведених до форми Коші, є замкнутою, адже складена відносно семи інтегрованих параметрів $p_1, p_2, p_3, x, v_1, y, v$.

1.8.2. Числове інтегрування системи рівнянь, що відображає функціонування гідروприводу

Найбільш простим і доступним методом числового інтегрування системи диференціальних рівнянь є кроковий метод Ейлера. За незалежну змінну при числовому інтегруванні системи рівнянь (118) приймається час t . Крок за часом Δt обирається настільки малим, що в його межах при розрахунку приросту Δp не враховується приріст шляху і швидкості поршня, а при розрахунку шляху y і швидкості v допустимо вважати, що швидкість і прискорення змінюються за лінійним законом. Необхідною умовою використання крокових методів є наявність числових значень початкових параметрів (при $t = 0, p_{10} = p_{AT}, p_{20} = p_M, y = v = 0$).

Система рівнянь (119) записується у приростах:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta p_{1i} = \left\{ \frac{E}{W_{01} + F_1 \cdot y_{i-1}} \left[A \sqrt{(p_H - p_{1(i-1)})} - F_1 \cdot v_{i-1} \right] \right\} \Delta t, \\ p_{1i} = p_{1(i-1)} + \Delta p_{1i}, \\ \Delta p_{2i} = \left\{ \frac{E}{W_{02} + F_2 (L - y_{i-1})} \left[F_2 \cdot v_{i-1} - B \sqrt{p_{2(i-1)}} \right] \right\} \Delta t, \\ p_{2i} = p_{2(i-1)} + \Delta p_{2i}, \\ \ddot{y}_i = \frac{F_1 \cdot p_{1i} - F_2 \cdot p_{2i} - P}{m}, \\ v_i = v_{i-1} + \ddot{y}_i \cdot \Delta t, \\ y_i = y_{i-1} + v_{i-1} \cdot \Delta t + \frac{\ddot{y}_i}{2} \Delta t, \end{array} \right. \quad (120)$$

$$\text{де } A = \frac{f_{\text{TP}(1)} \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\sqrt{\lambda \frac{l_1}{d_1} + \sum_{i=1}^n \zeta_i}}; \quad B = \frac{f_{\text{TP}(2)} \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\sqrt{\lambda \frac{l_2}{d_2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j}}$$

значення параметрів на $i-1$ (попередньому) кроці; p_{1i}, p_{2i}, v_i, y_i – значення параметрів на i -му (поточному) кроці.

Результати розрахунків зводять у таблицю (тому метод іноді називають "табличним").

Розрахунок табличним методом продовжується доки поршень не пройде весь шлях L . Враховуючи, що перші два рівняння системи (118) належать до розряду "жорстких" через велике значення модуля пружності E , крок по часу Δt обирають достатньо малим.

Таблиця 1 – Результати розрахунків за "табличним" методом

N	t_i	Δp_{1i}	Δp_{2i}	p_{1i}	p_{2i}	\ddot{y}_i	v_i	y_i
1	Δt
2	$2\Delta t$
.
.
n	$n\Delta t$	L

Розглянутий кроковий метод є достатньо наочним і наведений для ілюстрації принципів крокового інтегрування. У наш час у зв'язку з відмовою від розрахунку вручну і повсюдним застосуванням ЕОМ перевага віддається іншим, значно більш точним і надійним методам крокового інтегрування. Найчастіше використовується кроковий метод Рунге-Кута четвертого порядку точності.

Програма розрахунку на ЕОМ типового гідроприводу з дросельним керуванням, в основі якої є метод Рунге-Кута, наведена у додатку 2.

1.9. Системи багатодвигунових гідроприводів

На практиці найчастіше одна насосна установка працює на цілу групу гідравлічних виконавчих механізмів.

1.9.1. Схема з паралельним встановленням гідродвигунів

Найбільше розповсюдження отримала гідросхема з паралельним встановленням гідродвигунів (рис. 34) через те, що при такому способі підключення гідродвигунів гідроприводу притаманна універсальність і велика різноманітність програм руху гідродвигунів.

На рис. 34 наведена схема такого гідроприводу, де як джерело живлення використовується насосно-акумуляторна станція, розрахунок якої наведений нижче.

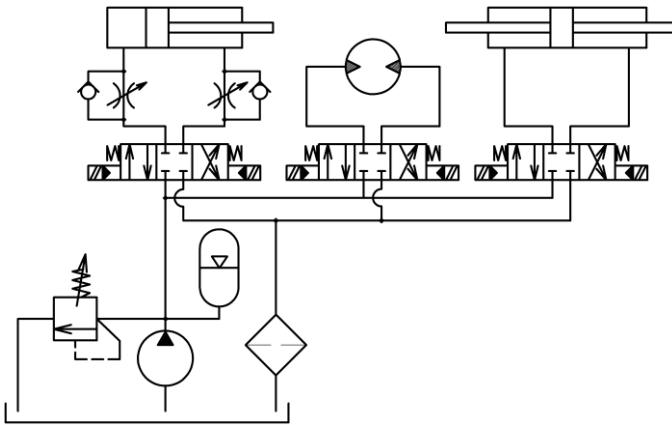


Рис. 34. Гідропривід з паралельним включенням виконавчих механізмів і насосно-акумуляторною гідростанцією

1.9.2. Схема з послідовним включенням виконавчих механізмів

У наведеній на рис. 35 схемі з послідовним включенням гідродвигунів гідроциліндри можуть працювати або поодиночі, або спільно. В останньому випадку робоча рідина із зливної порожнини

одного гідроциліндра попадає у робочу порожнину другого гідроциліндра. Схема цікава тим, що на її основі може бути побудована система синхронного руху двох або декількох виконавчих механізмів (розділ 9.4).

У цьому випадку тиск, який розвиває насос p_H , повинен задовільняти таку нерівність:

$$p_H > \frac{4P_1}{\pi \cdot D_1^2} + \frac{4P_2}{\pi \cdot D_2^2}, \quad (121)$$

а швидкість поршнів першого (v_1) і другого (v_2) гідроциліндра при їх одночасній роботі визначаються як:

$$v_1 = \frac{4Q_H}{\pi \cdot D_1^2}; \quad v_2 = \frac{D_1^2 - d_1^2}{D_2^2} v_1. \quad (122)$$

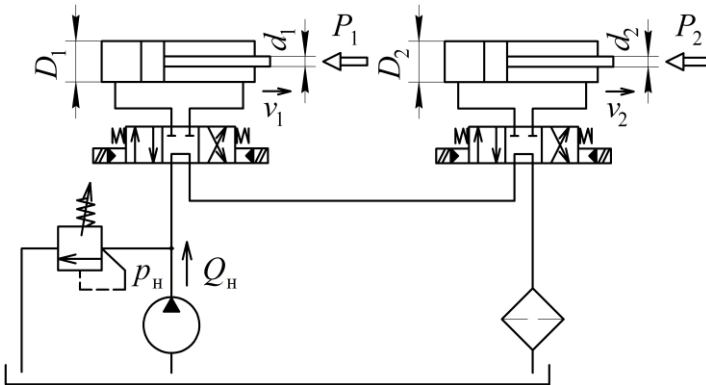


Рис. 35. Гідросхема з послідовним підключенням гідроциліндрів

1.9.3. Гідросхема с трикаскадним рівнем тиску живлення

Якщо в системі працюють декілька виконавчих механізмів з різними навантаженнями, то з метою зниження невиробничих енерговитрат доцільно використовувати різні рівні тиску живлення.

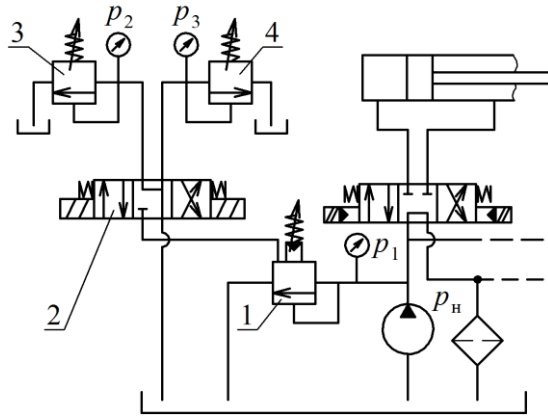


Рис. 36. Схема з трикаскадним дистанційним керуванням тиску живлення

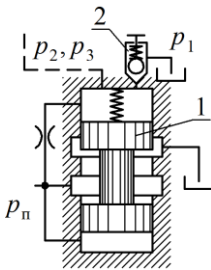


Рис. 37. Напірний клапан з попереднім керуванням

У цьому випадку використовується напірний (запобіжний) клапан з попереднім керуванням (рис. 36, 37), до якого за допомогою 3/4 розподільника 2 можна підключити два додаткових клапана попереднього керування (пілота керування) 3, 4. Пілот керування самого напірного клапана 2 (рис. 37) повинен бути налаштований на найвищий тиск p_1 , тобто $p_1 > p_2$, $p_1 > p_3$.

1.9.4 Гідросхема синхронного керування гідроциліндрами за допомогою гідравлічного боуденівського троса

Для реалізації синхронного ходу використовуються два однакових гідроциліндра з двостороннім штоком, які включаються послідовно (рис. 38).

Завдяки послідовному вклученню гідроциліндрів поршень другого гідроциліндра повторює рух поршня першого циліндра, однак

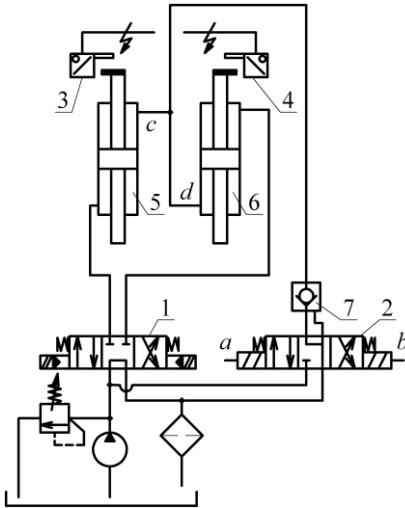


Рис. 38. Гідросхема з синхронним рухом поршнів гідроциліндрів

ра першим приходить у верхнє положення і вмикає кінцевий перемикач 3, який, у свою чергу, вмикає електромагніт "а" розподільника 2. Причиною цього є нестача рідини у порожнині боуденівського троса (витоки через лівий поршень менші, ніж через правий). У цьому випадку в результаті спрацювання розподільника 2 рідина через зворотний клапан з гідравлічним деблокуванням 7 буде надходити у порожнину боуденівського троса, доки поршень першого гідроциліндра не прийде у верхнє положення і ввімкне кінцевий перемикач 4. При цьому електромагніт "а" відімкнеться, і розподільник 2 перейде у нейтральне положення.

2. Поршень правого гідроциліндра першим приходить у верхнє положення. Причиною цього є надлишок рідини у порожнині боуденівського троса (витоки через лівий поршень більші, ніж через правий). Вмикається електромагніт "b", зворотний клапан 7 розблокується і з порожнини боуденівського троса буде видалений надлишок рідини.

внаслідок різної величини витоків у радіальних зазорах поршнів через деякий час роботи системи буде наставати неузгодження у ходах поршнів. Для компенсації цього негативного ефекту встановлюється додатковий розподільник 2, який після завершення кожного ходу буде короткочасно підключати порожнину боуденівського троса (лінія c-d) або до магістралі живлення, або до зливної магістралі.

Нерівномірність ходу може мати такі причини:

1. Поршень лівого циліндра

1.9.5. Гідросхеми з підключенням гідроциліндрів за диференціальною схемою

З метою значного зниження максимальних витрат і покращення енергетичних характеристик гідроциліндри вмикають за диференціальною схемою (рис. 39).

За схемою на рис. 39, *а* можна отримати дві різні швидкості руху поршня вперед v_1 і v_2 . При включенні лівого електромагніта швидкість поршня v_1 при русі зліва направо:

$$v_1 = \frac{4Q_H}{\pi \cdot D^2}. \quad (123)$$

При відсутності керуючої напруги на лівому і правому електромагнітах реалізується нейтральне положення розподільника і швидкість руху поршня зростає у багато разів. У цьому випадку на основі рівняння балансу витрат отримаємо:

$$Q_H + \frac{\pi(D^2 - d^2)v_2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} v_2, \quad (124)$$

де D – діаметр поршня; d – діаметр штока.

$$v_2 = \frac{4Q_H}{\pi d^2}. \quad (125)$$

Однак при цьому сила, яку розвиває поршень P , буде суттєво зменшена:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p_H, \quad (126)$$

де p_H – тиск, який розвиває насос. За схемою на рис. 39, *б* можна отримати реверс, дві швидкості "вперед" і зупинку поршня у будь-якому проміжному положенні при відключених електромагнітах.

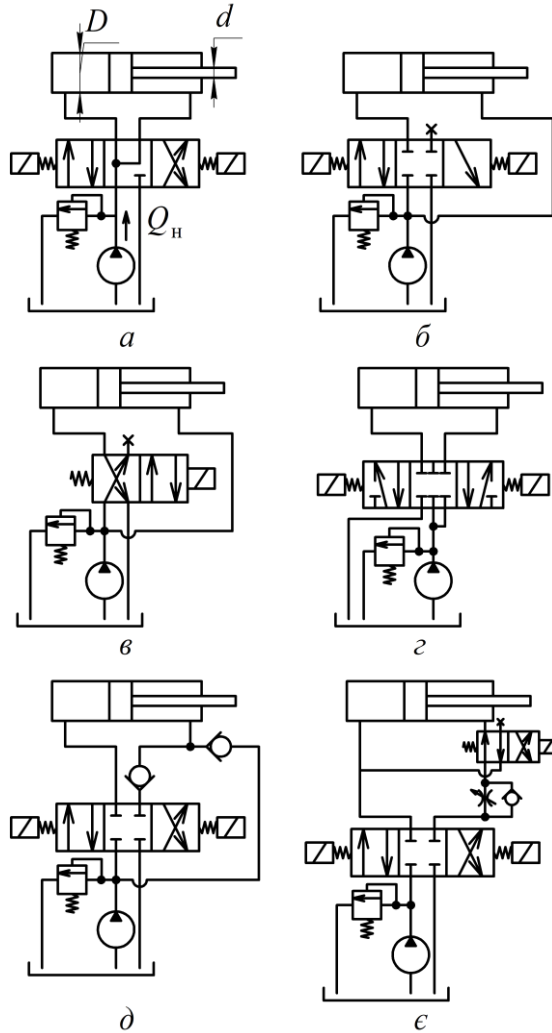


Рис. 39. Диференціальні схеми включення гідроциліндра за допомогою розподільників: *a* – трипозиційного чотирилінійного; *б* – трипозиційного трилінійного; *в* – двопозиційного трилінійного; *г* – трипозиційного п'ятилінійного; *д* – трипозиційного чотирилінійного; *е* – трипозиційного чотирилінійного і двопозиційного трилінійного

Якщо зупинка поршня у проміжних положеннях непотрібна, можна використовувати схему на рис. 39, в.

У схемі на рис. 39, г один з основних каналів розподільника приєднується до напірної магістралі.

Можливо, декілька схемних рішень диференціального включення гідроциліндра за допомогою чотирилінійних розподільників, наприклад, так, як це показано на рис. 39, д.

Рух "вперед" зі звичайною швидкістю, швидкістю при диференціальному включенні, реверс, реверс і зупинка у проміжному положенні забезпечується гідросхемою, показаною на рис. 39, е. За цією схемою можна також отримати регульовану швидкість робочого ходу штока.

1.9.6. Розрахунок насосно-акумуляторної станції гідроприводу

Миттєва витрата, яку споживає система багатодвигунового гідроприводу, частіше за все змінюється у процесі роботи гідроприводу у широких межах.

При цьому необхідно або встановити насос з продуктивністю більшою, ніж пікова витрата гідросистеми, або, орієнтуючись при виборі подачі насоса на середню витрату діаграми потрібних витрат, встановити насос з гідроакумулятором. В останньому випадку ми зменшуємо габарити насоса і електродвигуна, збільшуємо ККД, і, отже, знижуємо теплові втрати. Це, в свою чергу, дозволяє зменшити габарити гідробака.

Однак, приймаючи рішення щодо встановлення гідроакумулятора, варто пам'ятати про високу вартість сучасних гідрогазових акумуляторів. Тому при виборі схеми джерела живлення гідроприводу доцільно провести функціонально-вартісний аналіз різних варіантів [13].

Вихідним пунктом вибору насосно-акумуляторної станції для системи гідроприводу з паралельним включенням гідродвигунів (рис. 34) є побудова діаграми потрібних витрат (рис. 40, а).

1. Для побудови діаграми потрібних витрат (рис. 40, а) потрібна

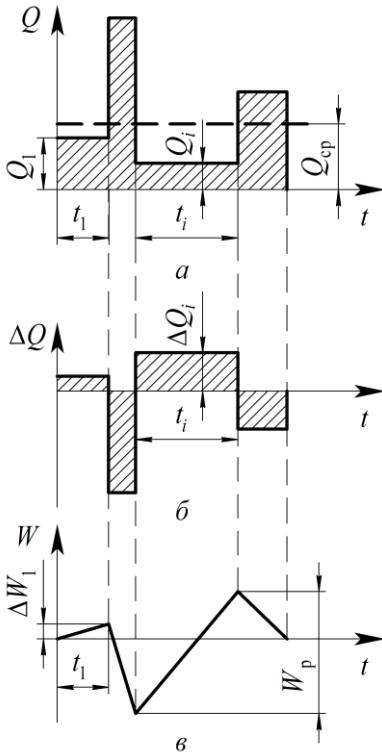


Рис. 40. Графоаналітичний метод вибору подачі насоса і об'єму гідрогазового акумулятора

циклограма роботи системи приводу з зазначенням швидкостей руху гідродвигунів та їх розмірів. У цьому випадку витрати розраховуємо за такими формулами:

$$Q_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} v_i \quad \text{— для безштовкової порожнини гідроциліндра;}$$

штокової порожнини гідроциліндра;

$$Q_i = \frac{\pi (D_i^2 - d_{ш}^2)}{4} v_i \quad \text{— для штокової порожнини гідроциліндра;}$$

штокової порожнини гідроциліндра;

$Q_i = q_i \cdot n_i$ — для гідромотора, де q_i — робочий об'єм гідромотора; n_i — кількість обертів вала гідромотора за одиницю часу.

Визначаємо середню витрату:

$$Q_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \cdot t_i}{T},$$

де $T = t_1 + t_2 + \dots + t_n$ — час повного циклу роботи гідروприводу.

Обираємо продуктивність насоса за середньою витратою $Q_H = Q_{\text{ср}}$.

2. За діаграмою потрібних витрат, взявши як ось абсцис лінію $Q_H = \text{const}$, будемо діаграму різниці витрат: $\Delta Q_i = Q_H - Q_i$ (рис. 40, б).

3. На основі діаграми різниці витрат отримуємо діаграму зміни об'єму рідини в гідроаккумуляторі:

$$\Delta W_i = \Delta Q_i \cdot t_i .$$

За діаграмою зміни об'єму рідини визначаємо максимальну зміну об'єму рідини у гідроаккумуляторі W_p , як різницю між ординатами самої верхньої і самої нижньої точок діаграми зміни об'єму рідини (рис. 40, в).

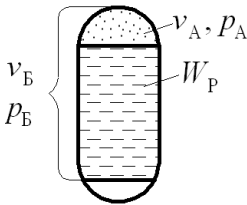


Рис. 41. Процес зарядки-розрядки гідрогазового акумулятора

Позначимо об'єм газу при максимальній заправці гідроаккумулятора через v_A (рис. 41) і тиск у ньому через p_A . Об'єм і тиск газу у гідроаккумуляторі при максимальній розрядці гідроаккумулятора позначимо відповідно через v_B і p_B . Причому $v_B = v_A + W_p$ (рис. 41).

Будемо вважати процес зміни стану газу при зарядці та розрядці гідроаккумулятора політропічним.

$$v_A^n \cdot p_A = v_B^n \cdot p_B , \quad (127)$$

де n – показник політропи.

$$v_A^n \cdot p_A = (v_A + W_p)^n \cdot p_B . \quad (128)$$

Введемо у розгляд коефіцієнт нерівномірності тиску ψ , який зазвичай задається як один з параметрів технічних умов при проектуванні насосно-аккумуляторних станцій:

$$\psi = \frac{p_A - p_B}{p_B} . \quad (129)$$

З виразу (129) $p_A = p_B(\psi + 1)$ і рівняння зміни стану газу у гідрогазовому акумуляторі набуде вигляду $v_A^n \cdot p_B(\psi + 1) = (v_A + W_p)^n \cdot p_B$. Звідки:

$$v_A = \frac{W_p}{\sqrt[n]{\psi + 1} - 1}, \quad (130)$$

де v_A – мінімальне значення об'єму газу в акумуляторі.

Для надійної роботи акумулятора вводять у розгляд коефіцієнт запасу рідини β :

$$W_p^* = \beta \cdot W_p. \quad (131)$$

З урахуванням цього повний об'єм гідрогазового акумулятора v_{AK} визначають за формулою:

$$v_{AK} = W_p^* + v_A = W_p \left(\beta + \frac{1}{\sqrt[n]{\psi + 1} - 1} \right). \quad (132)$$

Значення коефіцієнтів у формулі (132): $\beta = 1, 2 \div 1, 3$, $n = 1, 1 \div 1, 3$, $\psi = 0, 1 \div 0, 2$.

Значення W_p обирають на основі графоаналітичного розрахунку (рис. 41).

На основі отриманого значення v_{AK} за каталогом [9, 10] підбирають потрібний акумулятор. Загальний вигляд одного з варіантів компонування насосно-акумуляторної гідростанції наведений нижче.

1.9.7. Насосно-акумуляторна маслостанція типу СВ-М5-40 і СВ-М5А-40

Установки СВ-М5-40 і СВ-М5А-40 (рис. 42) складаються з бака 1 (має зливний отвір, маслопоказчик) і кришки, на якій встановлені

насосний агрегат, який складається з насоса 5, електродвигуна 3 і муфти 4, блок гідроапаратури, що складається з запобіжного клапана 6 з електромагнітним розвантаженням, масляного фільтра 8, перемикача манометра 10, манометра 2. У кришку бака вмонтований повітряний фільтр (сапун) 7. Установка комплектується пневмогідрравлічним акумулятором 2.

1.10. Гідромеханічні розрахунки елементів гідроприводів

Багато прикладних задач розрахунку елементів гідроприводу можуть бути розв'язані при розгляді процесів ламінарної течії рідини у щілинах.

1.10.1. Диференціальне рівняння рівномірного ламінарного осесиметричного руху у трубопроводі

Виділимо у потоці, обмеженому круглою циліндричною поверхнею, кільцевий циліндричний прошарок рідини із внутрішнім радіусом r , товщиною dr і довжиною δl (рис. 43). Складемо рівняння рівномірного руху цього прошарку рідини. При цьому сума проєкцій усіх сил на циліндричний прошарок рідини на вісь ox повинна дорівнювати нулю.

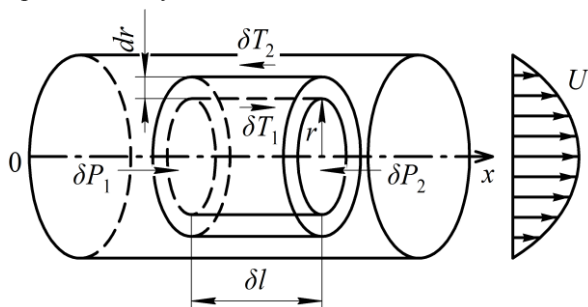


Рис. 43. Модель осесиметричного ламінарного потоку у циліндричній трубі

На внутрішню циліндричну поверхню буде діяти дотична поверхнева сила (сила тертя), спрямована у бік руху, адже прошарки



Рис. 42. Насосно-аккумуляторна маслостанція типу СВ-М5-40 і СВ-М5А-40

рідини, що контактують, прагнуть пришвидшити рух (див. епюру швидкостей U на рис. 43).

$$\delta T_1 = 2\pi r \delta l \cdot \tau, \quad (133)$$

де τ – дотична напруга.

На зовнішню циліндричну поверхню буде діяти сила тертя, спрямована проти руху.

$$\delta T_2 = \delta T_1 + \frac{\partial T}{\partial r} dr = \delta T_1 + \frac{\partial}{\partial r} (2\pi r \delta l \tau) dr = \delta T_1 + 2\pi \delta l \tau \frac{\partial}{\partial r} (r \tau) dr. \quad (134)$$

На торцеву поверхню циліндричного прошарку буде діяти сила тиску

$$\delta P_1 = 2\pi r dr \cdot p_1, \quad (135)$$

а справа

$$\delta P_2 = 2\pi r dr \left(p_1 + \frac{\partial p}{\partial l} dl \right). \quad (136)$$

Складемо рівняння рівноваги цих сил у проєкціях на вісь ox .

$$\delta T_1 - \delta T_2 + \delta P_1 - \delta P_2 = 0, \quad (137)$$

$$2\pi \delta l \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot \tau) dr - 2\pi r dr \frac{\partial p}{\partial l} dl = 0.$$

Звідки:

$$-\frac{\partial p}{\partial l} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot \tau) = 0. \quad (138)$$

Скористуємося поняттям гідравлічного ухилу i , який являє собою втрату напору рідини на одиницю довжини [14].

$$i = \frac{d}{dl} \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} \right). \quad (139)$$

Прийнявши $z = 0$, $\frac{U^2}{2g} = 0$, отримаємо:

$$i = -\frac{1}{\rho g} \frac{dp}{dl}. \quad (140)$$

Використовуючи гіпотезу Ньютона подамо дотичні напруги у рідині як:

$$\tau = \mp \mu \frac{dU}{dr}, \quad (141)$$

де знак "+" застосовується при додатному значенні градієнта швидкості, а "-" при від'ємному.

У розглянутому випадку:

$$\tau = -\mu \frac{dU}{dr}, \quad (142)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості.

З урахуванням (140) і (142) рівняння рівноваги (138) набуває вигляду:

$$\gamma i + \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{dU}{dr} \right) = 0. \quad (143)$$

Через те що $U = f(r)$, то частинну похідну можна замінити на повну

$$\gamma i + \frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dU}{dr} \right) = 0. \quad (144)$$

1.10.2. Ламінарний рух рідини між співвісними циліндрами

Така модель відповідає течії рідини у кільцевих зазорах системи "гільза-циліндричний золотник", "поршень-циліндр" (рис. 44). У цьому випадку поперечний перетин потоку обмежується двома концентричними колами.

Для визначення характеру розподілу швидкостей, витрати та тиску будемо виходити з рівняння (144). Проінтегруємо його:

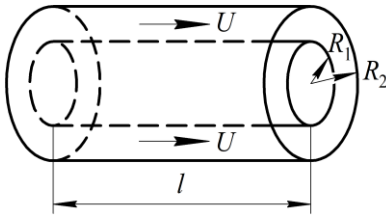


Рис. 44. Течія рідини у кільцевому зазорі

$$-\frac{i\gamma}{2\mu} R^2 + C = R \frac{dU}{dR}. \quad (145)$$

Розділивши змінні, отримаємо

$$\left(-\frac{i\gamma}{2\mu} R + \frac{C}{R} \right) dR = dU. \quad (146)$$

Після повторного інтегрування отримаємо:

$$U = -\frac{\gamma i}{4\mu} R^2 + C \ln R + D. \quad (147)$$

Постійні інтегрування C і D знайдемо, скориставшись граничними умовами; а саме: швидкості на стінках циліндричних поверхонь дорівнюють нулю, тобто $U = 0$ при $R = R_1$ і $R = R_2$.

$$\begin{cases} C \ln R_1 + D = \frac{\gamma i}{4\mu} R_1^2, \\ C \ln R_2 + D = \frac{\gamma i}{4\mu} R_2^2. \end{cases} \quad (148)$$

Вирішуючи цю систему відносно C і D , отримаємо:

$$C = \frac{\gamma i}{4\mu} \frac{R_1^2 - R_2^2}{\ln R_2/R_1}; \quad D = \frac{\gamma i}{4\mu} \frac{R_1^2 \ln R_2 - R_2^2 \ln R_1}{\ln R_2/R_1}. \quad (149)$$

Таким чином, епюра розподілу швидкостей може бути подана такою функціональною залежністю:

$$U(R) = -\frac{\gamma i}{4\mu} \left[R^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \ln R - \frac{R_1^2 \ln R_2 - R_2^2 \ln R_1}{\ln R_2/R_1} \right]. \quad (150)$$

Витрата у кільцевій щілині:

$$Q(R) = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi R U dR = \frac{\pi \gamma i}{8\mu} \left[R_2^4 - R_1^4 - \frac{(R_2^2 - R_1^2)^2}{\ln R_2/R_1} \right], \quad (151)$$

де $i = \frac{\Delta p}{l}$ – втрата тиску на одиницю довжини щілини.

Формулу (151) використовують для розрахунку витоків у парах "поршень-циліндр" гідродвигунів, а також у золотниках.

Середня швидкість течії рідини у кільцевій щілині:

$$v_0 = \frac{Q}{\omega} = \frac{\gamma i}{8\mu} \left(R_2^2 - R_1^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right), \quad (152)$$

де $\omega = \pi(R_2^2 - R_1^2)$ – площа поперечного перерізу щілини.

З (152) можна визначити гідравлічний ухил:

$$i = \frac{8\mu v_0}{\gamma \left(R_2^2 - R_1^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right)}. \quad (153)$$

1.10.3. Розрахунок коефіцієнта в'язкого тертя у циліндричних золотниках

Сила в'язкого тертя між золотником і гільзою відноситься до дисипативних або демпфівувальних сил, пропорційних швидкості переміщення золотника. Головною властивістю дисипативної сили є здатність гасити коливання і вона у більшості випадків є фактором, що підвищує стійкість гідравлічних систем.

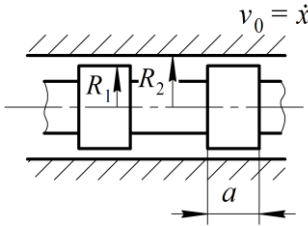


Рис. 45. Течія рідини у золотнику

Втрату енергії рідини по довжині ламінарного потоку можна записати у вигляді:

$$h_d = i \cdot l, \quad (154)$$

де h_d – питома втрата енергії, тобто втрата енергії, віднесена до одиниці ваги рідини; l – довжина ділянки ламінарного потоку; i – гідравлічний ухил (153); R_1 – радіус буртика золотника; R_2 – радіус гільзи золотника; $v_0 = \dot{x}$ – середня швидкість течії рідини, що дорівнює швидкості руху золотника; $l = za$, z – кількість буртиків, a – ширина одного буртика.

$$h_d = \frac{8\mu za}{\gamma \left(R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right)} \dot{x}. \quad (155)$$

Елементарну втрату енергії руху рідини можна навести як:

$$dE = h_d dG, \quad (156)$$

де dG – елементарна вага робочої рідини.

$$dG = \gamma \omega x dt = \gamma \omega dx, \quad (157)$$

де ω – площа радіального зазору.

$$\omega = \pi(R_2^2 - R_1^2); \quad (158)$$

$$dE = h_d \gamma \pi (R_2^2 - R_1^2) dx. \quad (159)$$

Втрата енергії на певній ділянці дорівнює роботі сил опору на тій самій ділянці:

$$dE = F dx, \quad (160)$$

де $F = f \cdot \dot{x}$ – дисипативна сила (сила в'язкого тертя); f – коефіцієнт в'язкого тертя.

$$dE = f \cdot \dot{x} dx; \quad (161)$$

$$h_d \gamma \pi (R_2^2 - R_1^2) dx = f \cdot \dot{x} dx. \quad (162)$$

Підставивши у рівняння (162) вираз для h_d з (155), отримаємо:

$$f = \frac{8\mu z a \pi (R_2^2 - R_1^2)}{R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln(R_2/R_1)}}. \quad (163)$$

Вираз для коефіцієнта в'язкого тертя f може бути використаний не тільки для розрахунку демпфірувальних сил у циліндричних золотниках, але і при розрахунку сил в'язкого тертя у гідроциліндрах та інших поршневих об'ємних гідромашинах.

1.11. Замкнені гідроприводи з безперервним керуванням

Розглянуті раніше гідроприводи, які прийнято називати розімкненими, не мали однозначного зв'язку між положенням

регулюючого органу (дроселя, золотника) і положенням робочого органу гідродвигуна. Процес регулювання обмежувався лише зміною швидкості робочих органів гідродвигунів.

Для досягнення взаємоднозначної відповідності між положенням робочого органу і положенням регулюючого органу (або величиною вхідного сигналу) необхідне введення у структуру гідроприводу *від'ємного зворотного зв'язку*. Як було вказано у першому розділі, одним з найпоширеніших способів керування є *безперервне (аналогове) керування*. Такі приводи частіше за все називають слідкувальними гідроприводами (СГП).

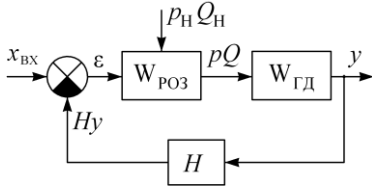


Рис. 46. Узагальнена блок-схема ГСП

Під СГП розуміють регульований гідропривід, ведена ланка якого переміщується з безперервно змінним впливом, величина якого залежить від величини неузгодження між вхідним впливом і координатою веденої ланки. Причому як величина неузгодження може

бути використана більш складна функція, яка включає похідні від координати вихідної ланки (двоконтурні і триконтурні регулятори).

На рис. 46 наведена узагальнена блок-схема ГСП з жорстким від'ємним зворотним зв'язком, яка пояснює принцип роботи слідкувального гідроприводу. На блок-схемі $p_H \cdot Q_H$ – підведена від насоса потужність; $p \cdot Q$ – потужність на виході дроселюючого гідророзподільника; $W_{РОЗ}$ – передавальна функція гідророзподільника; $W_{ГД}$ – передавальна функція гідродвигуна; y – вихідна координата гідродвигуна; H – коефіцієнт передачі контуру зворотного зв'язку; ε – величина неузгодження.

$$\varepsilon = x_{\text{BX}} - H \cdot y. \quad (164)$$

Витрата, що надходить від гідророзподільника до гідродвигуна,

пропорційна сигналу неузгодження:

$$Q = W_{\text{роз}} \cdot \varepsilon. \quad (165)$$

Якщо як гідродвигун використовується гідроциліндр, то швидкість поршня \dot{y} дорівнює:

$$\dot{y} = \frac{Q}{F_{\text{п}}}, \quad (166)$$

де $F_{\text{п}}$ – площа поршня.

При $y = \frac{x_{\text{вх}}}{H}$ величина неузгодження стає рівною нулю ($\varepsilon = 0$) і $Q = 0$, а отже, відбувається зупинка поршня ($\dot{y} = 0$).

Таким чином, у результаті введення від'ємного зворотного зв'язку за положенням координати зупинки поршня, y стає пропорційною $x_{\text{вх}}$.

Відповідно з фізичною природою вхідного сигналу (а отже, і сигналу зворотного зв'язку) ГСП поділяються на приводи з механічним, електричним, гідравлічним або пневматичним керуванням. Природа сигналу керування входить у позначення ГСП, наприклад, електрогідравлічний слідкувальний привід (ЕГСП).

1.11.1. Гідравлічний слідкувальний привід з механічним керуванням (сервопривод)

Гідравлічні слідкувальні приводи з механічним керуванням знайшли застосування у транспортних машинах (гідропідсилювач руля), в авіації (бустери), у копіювально-фрезерних станках і т. ін.

На рис. 47 показана розрахункова схема сервопривода з жорстким механічним зворотним зв'язком важільного типу. Основою ГСП є чотирищільний дроселюючий золотник, для якого $x_{\text{вх}}$ – вхідний вплив (координата), $x_{\text{зв}}$ – зміщення гільзи золотника 3 під впливом

важливого зворотного зв'язку (сигнал від'ємного зворотного зв'язку),
 $x = x_{\text{ВХ}} - x_{\text{ЗВ}}$ – величина неузгодження (зміщення золотника відносно дроселюючих кромek гільзи золотника):

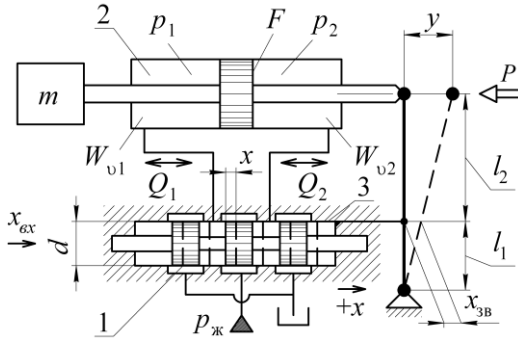


Рис. 47. Розрахункова схема сервопривода

$$x_{\text{ЗВ}} = H \cdot y = \frac{l_1}{l_1 + l_2} y, \quad (167)$$

де H – коефіцієнт підсилення ланцюга зворотного зв'язку.

1.11.1.1. Узагальнена гідравлічна характеристика дроселюючого золотника

Будемо розглядати ідеальний золотник з нульовим перекриттям.
 При $x > 0$ рівняння витрат можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} Q_1 = \mu \pi dx \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{ж}} - p_1)}, \\ Q_2 = \mu \pi dx \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}. \end{cases} \quad (168)$$

Через симетричність золотника і циліндра:

$$Q_1 = Q_2 = Q.$$

Звівши у квадрат рівняння системи (168) і складаючи обидва рівняння, і далі добуваючи корінь, отримаємо:

$$Q = \mu\pi dx \sqrt{\frac{p_{ж} - p}{\rho}} \quad \text{при } x > 0, \quad (169)$$

де $p = p_1 - p_2$ – перепад тиску на гідродвигуні $\left(p \approx \frac{P}{F} \right)$.

Провівши аналогічні перетворення при $x < 0$, отримаємо:

$$Q = \mu\pi dx \sqrt{\frac{p_{ж} + p}{\rho}} \quad \text{при } x < 0. \quad (170)$$

Узагальнену гідравлічну характеристику золотника з нульовим перекриттям можна навести у вигляді:

$$Q = \mu\pi dx \sqrt{\frac{p_{ж} - p \cdot \text{sign}x}{\rho}}.$$

1.11.1.2. Нелінійна математична модель сервопривода

Математична модель будується на основі рівняння динамічного балансу витрат і динамічного балансу сил на рухомих частинах гідроциліндра.

При записі рівнянь динамічного балансу витрат, як показано у підрозд. 7.1, врахування стисливості рідини виконується шляхом введення в математичну модель деформаційної витрати Q_d (95). При додатному зміщенні золотника ($x > 0$) і русі поршня зліва направо баланс витрат для лівої порожнини гідроциліндра має вигляд:

$$\frac{W_{01}}{E} \frac{dp_1}{dt} = \mu\pi dx \sqrt{\frac{p_{ж} - p}{\rho}} - F \cdot \dot{y}. \quad (171)$$

Для правої порожнини:

$$\frac{W_{02}}{E} \frac{dp_2}{dt} = F \cdot \dot{y} - \mu \pi dx \sqrt{\frac{p_{ж} - P}{\rho}}. \quad (172)$$

де W_{01} , W_{02} – об’єми лівої і правої порожнин гідроциліндра; E – модуль пружності рідини.

Рівняння динамічної рівноваги поршня:

$$m \cdot \ddot{y} = p \cdot F - f \cdot \dot{y} - P, \quad (173)$$

де m – маса рухомих частин; f – коефіцієнт в’язкого тертя; P – статичне навантаження.

Рівняння зворотного зв’язку:

$$x = x_{вх} - H \cdot y. \quad (174)$$

Динамічні характеристики систем зі зворотними зв’язками зазвичай досліджуються при параметрах, найменш сприятливих з точки зору стійкості системи.

Як показано в роботі [8, 14] найгірші динамічні властивості сервопривод має при положенні поршня, коли об’єми лівої і правої порожнин гідроциліндра рівні між собою, тобто коли гідравлічна жорсткість гідроциліндра мінімальна. Отже, для симетричного гідроциліндра беремо:

$$W_0 = W_{01} = W_{02} = \frac{W_p}{2},$$

де W_p – робочий об’єм гідроциліндра.

1.11.1.3. Лінійна математична модель сервопривода

Лінеаризації підлягає нелінійна функція $Q(x, p)$. Для сервопривода найраціональнішою видається лінеаризація шляхом

заміни нелінійної функції першими членами її розкладання в ряд Тейлора:

$$Q_1 = Q_2 = Q \cong \Delta Q(x) + \Delta Q(p) = \left(\frac{\partial Q}{\partial x} \right)_0 \Delta x + \left(\frac{\partial Q}{\partial p} \right)_0 \Delta p. \quad (175)$$

Будемо в подальшому для простоти позначати $\Delta x = x$, $\Delta p = p$, пам'ятаючи про те, що x і p достатньо малі прирощення цих параметрів.

Після лінеаризації система рівнянь (171–174) може бути наведена у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{W_0}{E} \frac{dp_1}{dt} = c_x \cdot x + c_p \cdot p - F \cdot \dot{y}, \\ \frac{W_0}{E} \frac{dp_2}{dt} = -c_x \cdot x - c_p \cdot p + F \cdot \dot{y}, \\ p \cdot F = m \cdot \ddot{y} + f \cdot \dot{y}, \\ x = x_{\text{ВХ}} - H \cdot y, \end{cases} \quad (176)$$

де $c_x = \left(\frac{\partial Q}{\partial x} \right)_0 = \mu \pi d \sqrt{\frac{p_{\text{ж}} - p_0}{\rho}}$ – коефіцієнт підсилення золотника за витратою; $c_p = \left(\frac{\partial Q}{\partial p} \right)_0 = -\frac{\mu \pi d \sqrt{1/\rho} \cdot x_0}{2\sqrt{p_{\text{ж}} - p_0}}$ – коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики золотника; p_0 , x_0 – координати лінеаризації.

Віднімемо з першого рівняння системи (176) друге й перейдемо до перетворень Лапласа:

$$\begin{cases} \frac{W_0}{2E} sp = c_x \cdot x + c_p \cdot p - F \cdot sy, \\ p = \frac{1}{F}(ms + f) \cdot sy, \\ x = x_{\text{ВХ}} - H \cdot y. \end{cases} \quad (177)$$

Отримана система алгебричних рівнянь може бути подана розгорнутою структурною схемою, яка є графічним зображенням функціональних зв'язків між параметрами сервопривода (рис. 48).

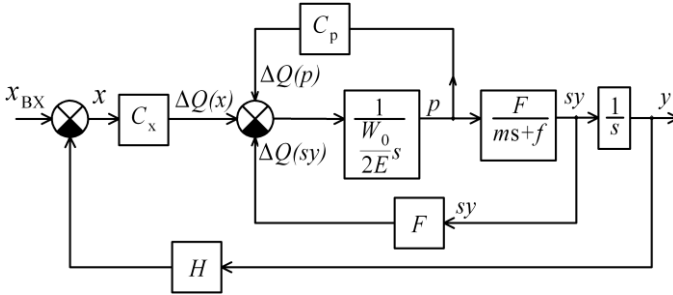


Рис. 48. Розгорнута структурна схема сервопривода

Позначимо $\Delta Q(x) = c_x \cdot x$ – прирощення витрати, зумовлене зміщенням золотника; $\Delta Q(p) = c_p \cdot p$ – прирощення витрати, зумовлене зміною навантаження на гідروциліндрі $p = P/F$; $\Delta Q(sy)$ – прирощення витрати, зумовлене зміною швидкості поршня (sy – зображення за Лапласом швидкості).

Передавальна функція замкненого сервопривода наводиться у вигляді:

$$W(s) = \frac{y(s)}{x_{BX}(s)}. \quad (178)$$

Виключивши проміжну координату p у системі (177) і групуємо отримані вирази за ступенями s , отримаємо:

$$\left[\frac{W_0 \cdot m}{2E \cdot F} s^2 + \left(\frac{W_0 \cdot f}{2E \cdot F} - \frac{c_p}{F} m \right) s + \left(\frac{c_p \cdot f}{F} + F \right) \right] sy = c_x \cdot x. \quad (179)$$

Вираз у квадратних дужках відповідає типовому рівнянню коливальної ланки [11]. Тому перепишемо вираз (179) у формі:

$$(T_{\Gamma\Gamma}^2 s^2 + 2\zeta_{\Gamma\Gamma} T_{\Gamma\Gamma} s + 1) s y = K_v \cdot x, \quad (180)$$

де $T_{\Gamma\Gamma} = \sqrt{\frac{W_0 \cdot m}{2E(c_p \cdot f + F^2)}}$ – постійна часу гідроциліндра;

$\zeta_{\Gamma\Gamma} = \frac{1}{2} \left[\frac{f}{m} - \frac{c_p \cdot F}{W_0} \right]$ – коефіцієнт демпфірування гідроциліндра;

$K_v = \frac{c_x \cdot F}{c_p \cdot f + F^2}$ – коефіцієнт швидкості гідроциліндра.

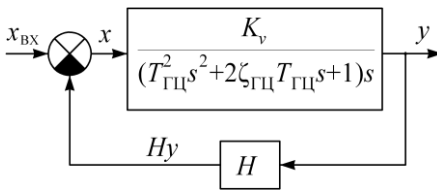


Рис. 49. Структурна схема сервопривода

При дослідженні динамічних характеристик сервопривода частотними методами частіше за все використовується поняття резонансної частоти гідроциліндра, яка являє собою величину зворотну $T_{\Gamma\Gamma}$: $\omega_{\text{РЕЗ}} = 1/T_{\Gamma\Gamma}$.

З урахуванням отриманого виразу (180) структурна схема сервопривода може бути наведена у більш компактній формі (рис. 49).

Передавальна функція сервопривода, замкненого від'ємним зворотним зв'язком, може бути отримана на основі структурної схеми на рис. 49.

$$W(s) = \frac{K_v}{(T_{\Gamma\Gamma}^2 s^2 + 2\zeta_{\Gamma\Gamma} T_{\Gamma\Gamma} s + 1) s + H \cdot K_v}. \quad (181)$$

1.11.1.4. Дослідження динамічних характеристик сервопривода методом логарифмічних амплітудочастотних характеристик

Суть частотних методів досліджень полягає в наступному: на вхід системи подається гармонічний синусоїдний сигнал $x_{\text{ВХ}}$ з амплі-

тудою A_1 і частотою ω (рис. 50). У випадку, якщо досліджується лінійна система, вихідний сигнал $x_{\text{вих}}$ також буде синусоїдним з амплітудою A_2 і з тією самою частотою ω , але зміщений за відношенням до вхідного сигналу на фазовий кут φ .

Відношення амплітуд $A = A_2/A_1$ називається амплітудною характеристикою, а функціональна залежність амплітудної характеристики від частоти $A(\omega)$ – амплітудно-частотною характеристикою. Залежність фазового кута зсуву від частоти $\varphi(\omega)$ – називається фазочастотною характеристикою (ФЧХ).

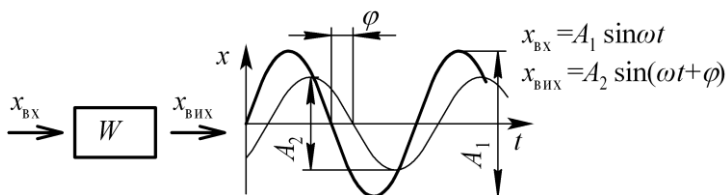


Рис. 50. Частотний метод дослідження динамічних властивостей лінійної системи

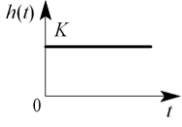
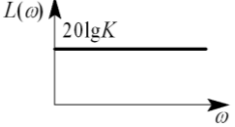
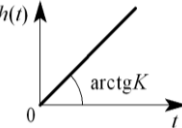
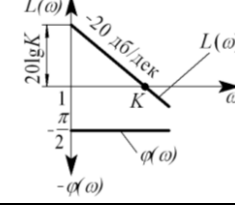
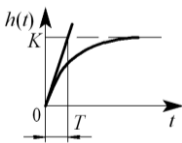
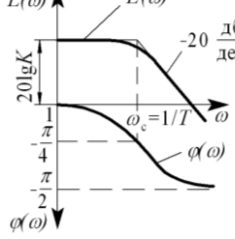
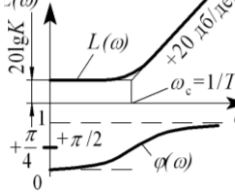
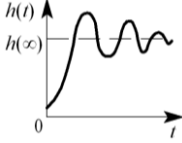
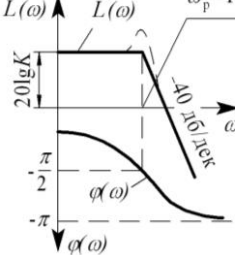
Одним із найпростіших і ефективних частотних методів дослідження систем зі зворотними зв'язками є метод, коли про стійкість замкненої системи роблять висновок за логарифмічною й амплітудно-частотною (ЛАЧХ) і фазочастотною (ФЧХ) характеристиками розімкненої системи, тобто діаграмами Боде [3].

У цьому випадку замість $A(\omega)$ розглядається вираз:

$$L(\omega) = 20 \lg A(\omega) = 20 \lg \frac{A_2}{A_1}, \quad (182)$$

де $L(\omega)$ – логарифмічна амплітудно-частотна характеристика (ЛАЧХ), одиницею виміру якої є децибел (дБ).

Таблиця 2 – ЛАЧХ і ФЧХ типових ланок

Тип ланки	Передавальна функція	Перехідний процес	ЛАЧХ і ФЧХ
Підсилювальна (пропорційна)	$W(s) = K$		
Інтегруюча	$W(s) = \frac{K}{s}$		
Аперіодична	$W(s) = \frac{K}{Ts + 1}$		
Форсууюча ланка	$W(s) = K(Ts + 1)$	-	
Коливальна ланка	$W(s) = \frac{K}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1}$ при $0 < \zeta < 1$		

Значення $L(\omega)$ відкладається по осі ординат. По осі абсцис відкладається частота ω у логарифмічному масштабі. Десятикратна зміна частоти позначається одним і тим самим відрізком, і називається декадою (дек). Кут нахилу асимптотичних прямих у площині ЛАЧХ прийнято позначати в децибелах, які приходяться на одну декаду (дБ/дек).

У теорії автоматичного керування ланки, передавальні функції яких мають вигляд простих дробів або простих множників, називають *типовими або елементарними ланками*. Як правило, передавальні функції розімкнених ланцюгів слідкувальних гідроприводів вдається подати у вигляді набору (добутку) типових ланок. Тому розглянемо ЛАЧХ і ФЧХ деяких типових ланок (табл. 2).

Передавальна функція розімкненого сервопривода має вигляд:

$$W_p(s) = \frac{K_v \cdot H}{s} \cdot \frac{1}{T_{\Gamma\Gamma}^2 s^2 + 2\zeta_{\Gamma\Gamma} T_{\Gamma\Gamma} s + 1}. \quad (183)$$

Таким чином, передавальна функція розімкненого сервопривода являє собою, судячи з виразу (183), добуток передавальних функцій двох типових ланок – коливальної ланки і інтегруючої ланки. Коефіцієнт передачі розімкненого контуру $K_v \cdot H = K_d$ прийнято називати *коефіцієнтом добротності*.

Перед побудовою ЛАЧХ і ФЧХ сервопривода необхідно розрахувати $T_{\Gamma\Gamma}$, $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\Gamma\Gamma}$, $\zeta_{\Gamma\Gamma}$ і K_d . На рис. 51 наведена ЛАЧХ і ФЧХ сервопривода при $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\Gamma\Gamma} = 80$ 1/с, $\zeta_{\Gamma\Gamma} = 0,2$, $K_d = 10$ 1/с, $\Delta L = 8$ дБ.

Про стійкість системи судять за співвідношенням частоти зрізу ($\omega_{\text{ЗР}}$) з критичною частотою ($\omega_{\text{КР}}$).

Частота зрізу $\omega_{\text{ЗР}}$ – це частота, при якій $L(\omega)$ перетинає вісь абсцис, тобто частота, при якій амплітуда вихідного сигналу дорівнює амплітуді вхідного сигналу. *Критична частота* $\omega_{\text{КР}}$ – це частота, при якій фазовий кут зсуву $\varphi(\omega)$ між синусоїдними сигналами виходу і входу досягає $-\pi$.

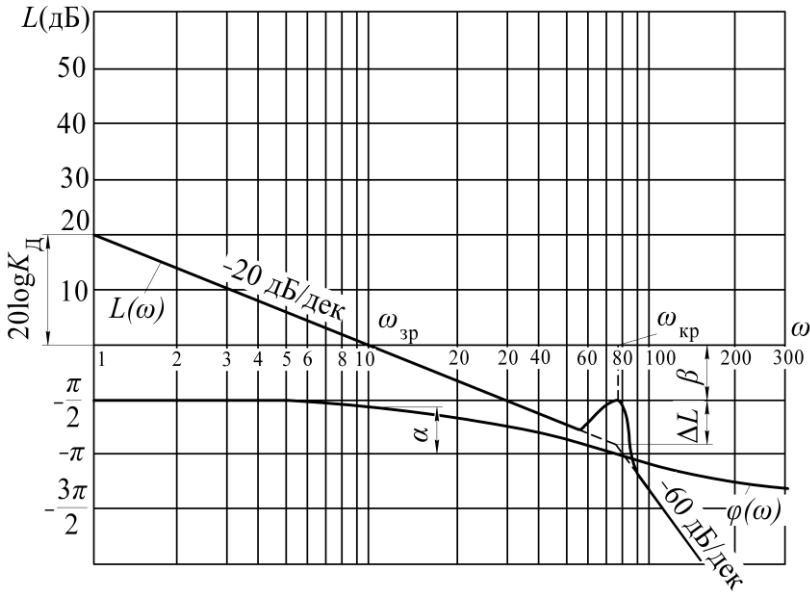


Рис. 51. ЛАЧХ і ФЧХ розімкненого сервопривода

Система втрачає стійкість при збігу критичної частоти і частоти зрізу. У цьому випадку вихідний сигнал має однакову амплітуду з вхідним сигналом і знаходиться з ним у протифазі. При замиканні такої системи від'ємним зворотним зв'язком, тобто при подачі вихідного сигналу на суматор зі зворотним знаком відбувається повертання вектора коливань у фазовій площині ще на $-\pi$. У результаті цього на суматорі сумуються два сигнали однієї амплітуди і однієї фази, тобто зворотний зв'язок починає підтримувати незатухаючі коливання в системі.

Якщо критична частота виявляється меншою частоти зрізу, тобто при критичній частоті система має підсилюючі властивості, це призводить до виникнення розбіжних коливань. Тому умова стійкості формується у вигляді дотримання нерівності $\omega_{зр} < \omega_{кр}$.

Приклад на рис. 51 відповідає стійкій системі. Для кількісної оцінки ступеня стійкості вводяться поняття запасу стійкості за фазою і

Таблиця 3 – Формули для розрахунку ЛАЧХ і ФЧХ типових ланок

Найменування	Передавальна функція	ФЧХ	ЛАЧХ
Пропорційна ланка	$W(s) = K$	$\varphi(\omega)$	$L(\omega) = 20\lg K$
Інтегруюча ланка	$W(s) = \frac{K}{s}$	$\varphi(\omega) = -\frac{\pi}{2}$	$L(\omega) = 20\lg K - 20\lg \omega$
Аперіодична ланка	$W(s) = \frac{K}{Ts + 1}$	$\varphi(\omega) = -\arctg \omega T$	Асимптотична ЛАЧХ $L(\omega) \cong \begin{cases} 20\lg K & \text{при } \omega < \omega_c \\ 20\lg K - 20\lg T\omega & \text{при } \omega \geq \omega_c \end{cases}$
Форсууюча ланка	$W(s) = K(Ts + 1)$	$\varphi(\omega) = \arctg \omega T$	Асимптотична ЛАЧХ $L(\omega) \cong \begin{cases} 20\lg K & \text{при } \omega < \omega_c \\ 20\lg K + 20\lg T\omega & \text{при } \omega \geq \omega_c \end{cases}$
Колівальна ланка	$W(s) = \frac{K}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1}$	$\varphi(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{2\zeta T\omega}{1 - T^2\omega^2} & \text{при } \omega < 1/T \\ -\pi - \arctg \frac{2\zeta T\omega}{1 - T^2\omega^2} & \text{при } \omega \geq 1/T \end{cases}$	Асимптотична ЛАЧХ $L(\omega) \cong \begin{cases} 20\lg K & \text{при } \omega < \omega_p \\ 20\lg K - 40\lg T\omega & \text{при } \omega \geq \omega_p \end{cases}$

амплітудою. На рис. 51 α (град) – запас стійкості за фазою показує наскільки вище лінії $-\pi = \text{const}$ проходить ФЧХ при $\omega = \omega_{зр}$,

β (дБ) – запас стійкості за амплітудою показує наскільки нижче вісі абсцис проходить ЛАЧХ при $\omega = \omega_{кр}$.

1.11.2. Електрогідравлічний слідкувальний привід (ЕГСП)

Одним з найефективніших і універсальних засобів механізації і автоматизації виробничих процесів є електрогідравлічні слідкувальні системи, що дозволяють сполучати необмежені функціональні можливості сучасних електронних систем керування (у тому числі мікропроцесорних) зі значними енергетичними можливостями гідродвигунів. Застосовні у цих системах двокаскадні електрогідравлічні підсилювачі потужності мають високі коефіцієнти підсилення (більше $3 \cdot 10^5$), що дозволяє як вхідні керуючі впливи використовувати малопотужні електричні сигнали.

Розрахункова схема ЕГСП з двокаскадним підсилювачем потужності, де як перший каскад підсилення використовується міст "сопло-заслінка", а як вихідний каскад – чотирищільний дроселюючий золотник, наведений на рис. 52.

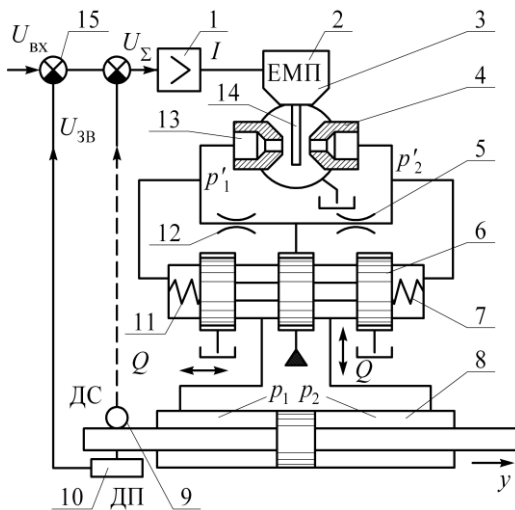


Рис. 52. Розрахункова схема ЕГСП зі зворотними зв'язками за положенням і швидкістю

ЕГСП узагальнено складається з чотирьох блоків: *електрогідравлічного підсилювача потужності (ЕГП)*, у склад якого входять електромеханічний перетворювач (ЕМП) 2, перший каскад підсилення – міст "сопло-заслінка", що містить у собі два сопла 4, 13, заслінку 14 і постійні дроселі 5, 12; другий каскад підсилення – дроселюючий золотник 6, *блок датчиків і редукторів 9, 10; функціональний перетворювач*, що містить у собі електронний підсилювач 1 і суматор 15, *виконавчий механізм (ВМ) – 8.*

При відсутності сигналу керування (напруги $U_{\text{вх}}$) заслінка 14 знаходиться в нейтральному положенні, провідність сопел 4, 13 однакова, перепад тисків $p'_1 - p'_2$ у робочій діагоналі моста при цьому рівний нулю, тому золотник 6 під дією центрвальних пружин 7, 11 також знаходиться у нейтральному положенні, внаслідок чого – поршень ВМ 8 нерухомий. При появі напруги $U_{\text{вх}}$, а отже, і струму I на виході електронного підсилювача заслінка зміщується від нейтралі, порушуючи баланс витрат моста "сопло-заслінка", у робочій діагоналі моста з'являється перепад тисків $p'_1 - p'_2$, який зміщує золотник у той або інший бік залежно від знака перепаду $p'_1 - p'_2$. На виході ЕГП з'являється витрата, яка рухає поршень ВМ. При русі поршня датчик зворотного зв'язку 10 починає виробляти напругу зворотного зв'язку $U_{\text{зв}}$, яка на суматорі 15 віднімається з напруги $U_{\text{вх}}$. Як тільки напруга неузгодження $U_{\Sigma} = U_{\text{вх}} - U_{\text{зв}}$ стає рівною нулю, заслінка моста і золотник опиняються в нейтральному положенні, поршень ВМ зупиняється.

1.11.2.1. Особливості роботи ЕГСП у позиційному режимі

ЕГСП, замкнений зворотним зв'язком за положенням, умовно, залежно від виду системи керування, можна розділити на дві групи: *позиційні і контурні.*

Найбільш наочно принципи позиційного і контурного керування проявляються в автоматіпуляторах (АМ). Перший принцип застосовується в АМ, які виконують у технологічному циклі пере-

важно транспортні операції, – переміщення захвату з вантажем з однієї заданої точки в іншу за обмежений час. Другі використовуються в АМ, які виконують складніші операції (переміщення кінцевої ланки за заданою траєкторією із заданою швидкістю). До них відносяться, наприклад, зварювальні, фарбувальні АМ. Конструктивно приводи, які працюють у тому чи іншому режимах, однакові. Основна відмінність полягає в режимі роботи електронного підсилювача і самого дроселюючого золотника.

У низці випадків може бути застосований і датчик швидкості для реалізації корегуючого зворотного зв'язку за швидкістю.

У системі *позиційного* керування привід, як правило, працює в аналогово-дискретному режимі тобто первинне значення напруги неузгодження U_{Σ} настільки велике, що електронний підсилювач і сам дроселюючий золотник знаходяться у зоні насичення (точки 1, 2 на рис. 53). У результаті цього вихідна ланка ВМ розігнавшись, рухається на граничній усталеній швидкості v_{\max} (крива 1 на рис. 54). Цей стан характеризується тим, що змінна напруга неузгодження U_{Σ} не впливає на характер руху вихідної ланки ВМ, тобто привід наче розімкнений і працює у дискретному режимі (точки 1, 2 на рис. 53).

При підході до точки позиціонування, тобто при достатньо малому сигналі неузгодження U_{Σ} , електронний підсилювач, а потім і дроселю-

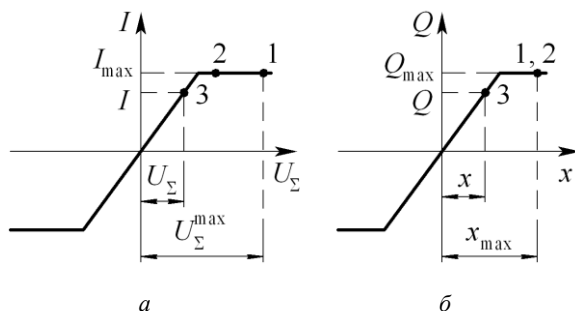


Рис. 53. Характеристика електронного підсилювача (а) і дроселюючого золотника (б)

ючий золотник входять у робочу зону (точка 3 на рис. 53). Реалізується фаза гальмування вихідної ланки ВМ, при якій зворотний зв'язок активно формує керуючий вплив, тобто привід переходить у аналоговий режим.

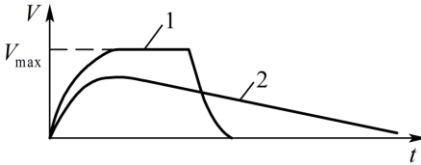


Рис. 54. Рух вихідної ланки при аналогово-дискретному режимі (1) і чисто аналоговому режимі (2)

Реалізація аналогово-дискретного режиму при позиційній системі керування приводить до значного підвищення швидкодії приводу (рис. 54).

При роботі приводу у *контурному* режимі електронний підсилювач і дроселюючий золотник не попадають у стан насичення, тобто працюють лише лінійні частини їх статичних характеристик і реалізується чисто аналоговий режим роботи приводу.

1.11.3. Електрогідравлічний підсилювач потужності (ЕГП)

Вхідною координатою ЕГП є струм I , що надходить від електронного підсилювача, а вихідною координатою – витрата Q , що надходить до виконавчого механізму (рис. 52).

Передавальна функція ЕГП:

$$W(s) = \frac{Q(s)}{I(s)}, \text{ при } s \rightarrow 0 \quad W(s) \rightarrow K_{\text{ЕГП}} = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{I_{\text{НОМ}}}, \quad (184)$$

де $K_{\text{ЕГП}}$ – коефіцієнт підсилення ЕГП; $Q_{\text{НОМ}}$, $I_{\text{НОМ}}$ – номінальні (паспортні) значення вихідної і вхідної координат ЕГП.

1.11.3.1. Перший каскад підсилення – міст "сопло-заслінка"

Гідравлічна схема моста "сопло-заслінка" (рис. 55) наведена на рис. 56. В одну діагональ моста АС, яка називається живлячою, під'єднане живлення.

У другу діагональ моста BD, яка називається робочою, під'єднаний золотник. У сучасній вимірювальній і підсилюючій техніці міст "сопло-заслінка" є одним із найчутливіших вузлів, що має надзвичайно високий коефіцієнт підсилення. Однією зі статичних характеристик моста "сопло-заслінка" є залежність перепаду тиску у робочій діагоналі моста $p_D = p'_1 - p'_2$ від зміщення заслінки h , тобто $p_D(h)$. Така характеристика називається *силовою характеристикою* моста або *регульовальною за тиском*.

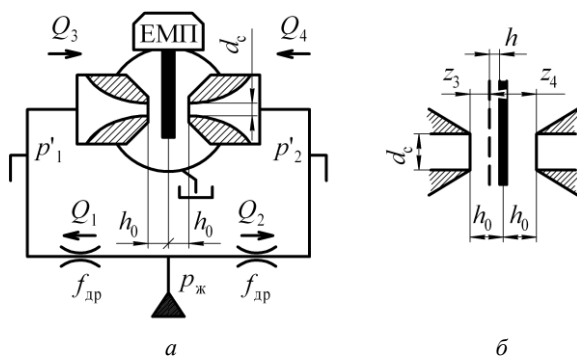


Рис. 55. Перший каскад підсилення ЕГП

З рис. 55, б видно, що поточне значення зазорів між соплами і заслінкою при зміщенні заслінки вліво можна визначити як:

$$\begin{cases} z_3 = h_0 - h, \\ z_4 = h_0 + h, \\ \bar{z}_3 = 1 - \bar{h}, \\ \bar{z}_4 = 1 + \bar{h}, \end{cases} \quad (185)$$

де h_0 – початковий зазор при нейтральному положенні заслінки; $\bar{z}_3 = z_3 / h_0$, $\bar{z}_4 = z_4 / h_0$ – безрозмірні значення зазорів; $\bar{h} = h / h_0$ – безрозмірні значення зміщення заслінки від нейтралі.

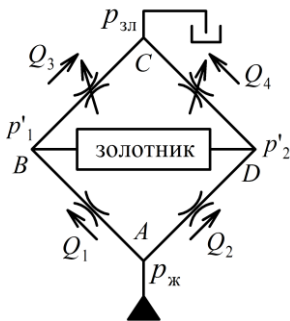


Рис. 56. Гідрравлічна схема моста "сопло-заслінка"

Для кращого балансування моста "сопло-заслінка" обирають провідності постійних дроселів рівними провідності сопел при нейтральному положенні заслінки, тобто $\mu \cdot f_{др} = \mu_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot h_0$, де μ , μ_c – коефіцієнти витрат дроселя і сопла; d_c – діаметр сопла; $f_{др}$ – площа дроселя.

Запишемо рівняння балансів витрат для лівої і правої гілки моста при нерухомому золотникові:

$$Q_1 = Q_3;$$

$$\mu \cdot f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_ж - p'_1)} = \mu_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot z_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p'_1}. \quad (186)$$

Підставивши у (186) $z_3 = h_0(1 - \bar{h})$ і звівши його у квадрат, отримаємо:

$$(\mu \cdot f_{др})^2 \frac{2}{\rho} (p_ж - p'_1) = (\mu_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot h_0)^2 (1 - \bar{h})^2 \frac{2}{\rho} p'_1.$$

Звідки:

$$p'_1 = \frac{p_ж}{1 + (1 - \bar{h})^2}; \text{ або } \bar{p}'_1 = \frac{1}{1 + (1 - \bar{h})^2}, \quad (187)$$

де $\bar{p}'_1 = p'_1 / p_ж$.

Так само, записавши рівняння рівності витрат для правої гілки моста, отримаємо:

$$\bar{p}'_2 = \frac{1}{1 + (1 + \bar{h})^2}. \quad (188)$$

Силова характеристика моста "сопло-заслінка" у безрозмірній формі має вигляд:

$$\bar{p}_d = \bar{p}'_1 - \bar{p}'_2 = \frac{1}{1+(1-\bar{h})^2} - \frac{1}{1+(1+\bar{h})^2}. \quad (189)$$

Як видно з графіка на рис. 57, силова характеристика $\bar{p}_d(\bar{h})$ виявляється близькою до лінійної практично у всьому робочому діапазоні зміщень заслінки. Тому її з повними підставами можна замінити дотичною, взявши як координату лінеаризації $\bar{p}_d = 0$, $\bar{h} = 0$.

$$\bar{p}_d = f(\bar{h}) = \left(\frac{\partial \bar{p}_d}{\partial \bar{h}} \right)_0 \bar{h}; \quad \left(\frac{\partial \bar{p}_d}{\partial \bar{h}} \right)_{\substack{\bar{h}=0 \\ \bar{p}_d=0}} = 1; \quad (190)$$

$$\bar{p}_d = \bar{h}; \quad \frac{p_d}{p_{ж}} = \frac{h}{h_0}; \quad p_d = \frac{p_{ж}}{h_0} h = K_{pH} h, \quad (191)$$

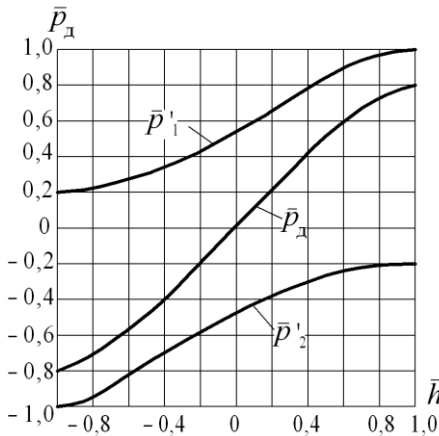


Рис. 57. Силова характеристика моста "сопло-заслінка"

де $K_{pH} = p_{ж} / h_0$ – коефіцієнт підсилення моста "сопло-заслінка" за тиском. Однак *регульовальна за тиском* характеристика моста "сопло-заслінка" не характеризує швидкодію першого каскаду підсилення ЕГП. Швидкодію моста "сопло-заслінка" визначає друга статична характеристика – *регульовальна за витратою* $Q_d(h)$. Ця характеристика встановлює за-

лежність витрати рідини у робочій діагоналі моста від зміщення заслінки при відсутності навантаження, тобто при $p_d = 0$. Саме ця характеристика дозволяє оцінити швидкодію золотника, ввімкненого у робочу діагональ.

При $p_d = 0$:

$$\begin{cases} p'_1 = p'_2 = p_c, \\ Q_d = Q_1 - Q_3, \\ Q_d = Q_4 - Q_2, \end{cases} \quad (192)$$

де $Q_1 = Q_2 = G_{др} \sqrt{p_ж - p_c}$, $G_{др} = \mu \cdot f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – провідність постійних дроселів; $Q_3 = (1 - \bar{h}) G_0 \sqrt{p_c - p_{зл}}$, $Q_4 = (1 + \bar{h}) G_0 \sqrt{p_c - p_{зл}}$ при нейтральному положенні золотника; $G_0 = \mu_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot h_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – провідність сопла при нейтральному положенні заслінки.

Вирішивши рівняння (192), отримаємо:

$$Q_d = \frac{1}{2} (Q_4 - Q_3) = \bar{h} \cdot G_0 \sqrt{p_c - p_{зл}} = \bar{h} \cdot Q_c, \quad (193)$$

де Q_c – витрата рідини через одне сопло при нейтральному положенні заслінки.

Регульовальна за витратою характеристика моста (193) може бути наведена у безрозмірній формі (рис. 58):

$$\bar{Q}_d = \bar{h}, \quad (194)$$

де $\bar{Q}_d = Q_d / Q_c$, h / h_0 – безрозмірні значення витрати в діагоналі і зміщення заслінки.

Звідси:

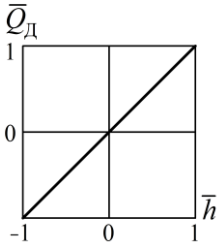


Рис. 58. Регульовальна за витратою характеристика моста "сопло-заслінка"

Однак такі заходи призводять до підвищення витоків у ЕГП. Це є однією з причин використання ЕГП з внутрішніми зворотними зв'язками (рис. 64).

При переході до динамічної моделі моста "сопло-заслінка" необхідно враховувати стисливість рідини.

У цьому випадку рівняння динамічного балансу витрат у робочій діагоналі моста при нерухомому золотникові можна записати у вигляді:

$$Q_D(p_D, h) = \frac{W}{2E} \frac{dp_D}{dt} \quad (196)$$

або у лінеаризованій формі:

$$\left(\frac{\partial Q_D}{\partial h} \right)_0 h - \left(\frac{\partial Q_D}{\partial p_D} \right)_0 p_D = \frac{W}{2E} \frac{dp_D}{dt}; \quad (197)$$

$$\left(\frac{\partial Q_D}{\partial h} / \frac{\partial Q_D}{\partial p_D} \right) h = \frac{W}{2E} \frac{dp_D}{\frac{\partial Q_D}{\partial p_D} dt} + p_D; \quad (198)$$

$$\frac{\partial Q_D}{\partial h} / \frac{\partial Q_D}{\partial p_D} = \frac{\partial p_D}{\partial h} = K_{ph}. \quad (199)$$

$$Q_D = \frac{Q_C}{h_0} h = K_{Qh} \cdot h, \quad (195)$$

де K_{Qh} – коефіцієнт підсилення моста за витратою.

Отже, з метою підвищення швидкодії золотника, встановленого у робочій діагоналі моста, потрібно підвищувати витрату рідини через сопло Q_C , тобто збільшувати діаметр сопла d_C і підведений тиск p_C .

Перейшовши до перетворень Лапласа, отримаємо:

$$K_{ph} \cdot h(s) = (T_{ГП}s + 1) \cdot p_{д}(s), \quad (200)$$

де $T_{ГП} = \frac{W}{2E \frac{\partial Q_{д}}{\partial p_{д}}}$ – постійна часу першого каскаду підсилення ЕГП.

1.11.3.2. Другий каскад підсилення – дроселюючий золотник

Вхідна координата дроселюючого золотника – перепад тисків у робочій діагоналі моста "спло-заслінка" $p_{д}$, вихідна координата – витрата, що надходить від ЕГП до гідродвигуна Q .

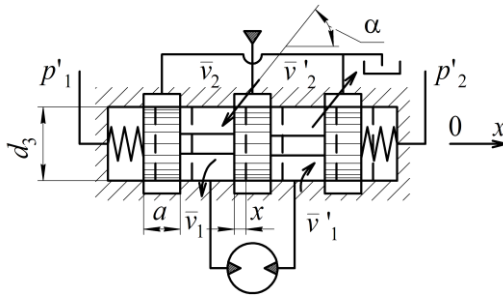


Рис. 59. Розрахункова схема чотирищільного дроселюючого золотника

Передавальна функція і коефіцієнт передачі дроселюючого золотника:

$$W_3(s) = \frac{Q(s)}{p_{д}(s)}; \quad K_3 = \frac{Q}{p_{д}}. \quad (201)$$

Умова рівноваги золотника:

$$p_{д} \frac{\pi \cdot d_3}{4} = m \frac{d^2 x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + (C_{ГД} + C_{ГП})x. \quad (202)$$

Коефіцієнт в'язкого тертя f на основі вирішення задачі ламінарної течії рідини у кільцевій щілині (розділ 10) може бути знайдений у вигляді (163):

$$f = \frac{8\pi \cdot \mu_B \cdot z \cdot a (R_2^2 - R_1^2)}{R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln(R_2 / R_1)}}, \quad (203)$$

де μ_B – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини; a – ширина паска (буртика) золотника (рис. 59); z – кількість пасків золотника (на розрахунковій схемі рис. 59 $z=3$); R_2 – радіус гільзи золотника; R_1 – радіус паска золотника ($\delta = R_2 - R_1$ – радіальний зазор у золотнику); m – маса золотника; $C_{ГД}$ – жорсткість гідравлічної пружини; $C_{ПР}$ – жорсткість центруючих пружин.

Для визначення гідродинамічної жорсткості $C_{ГД}$ необхідно визначити гідродинамічну силу $R_{ГД}$. Поява цієї неврівноваженої сили викликана зміною вектора кількості руху потоку рідини, яка протікає через прохідний переріз золотника (рис. 59). Рівняння кількості руху у проекції на вісь x :

$$R_{ГД} = \rho \cdot Q (v_2 - v_1), \quad (204)$$

де Q – об'ємна витрата робочої рідини через золотник, $v_2 = |\vec{v}_2| \cos(\vec{v}_2 \wedge ox)$, $v_1 = |\vec{v}_1| \cos(\vec{v}_1 \wedge ox)$ – проекції на вісь ox векторів швидкостей \vec{v}_2 і \vec{v}_1 .

Через те, що $v_2 \gg v_1$, і $v_1 \approx 0$:

$$Q = \mu b \sqrt{(x^2 + \delta^2)} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (205)$$

де δ – радіальний зазор; b – ширина дроселюючої щілини золотника (при кільцевому дроселюючому зазорі $b = \pi d_3$).

$$v_2 = \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \cos(\vec{v}_2 \wedge Ox). \quad (206)$$

Повна невірноважена сила для чотирищільного золотника повинна бути подвоєна у зв'язку з наявністю двох прохідних перерізів. Тоді вираз для осьової гідродинамічної сили набуває вигляду

$$R_{ГД} = 4\mu\Delta pb\sqrt{x^2 + \delta^2} \cos(\vec{v}_2 \wedge Ox). \quad (207)$$

При значному відкритті золотника $\sqrt{x^2 + \delta^2} \approx x$. Приймаючи $\mu = 0,673$ і кут $\vec{v}_2 \wedge Ox = 0,358$ (69°), можна отримати спрощений вираз:

$$R_{ГД} \cong 2 \cdot 0,482\Delta pbx. \quad (208)$$

Через те, що $R_{ГД}$ пропорційний зміщенню золотника відносно гільзи x , цю силу можна трактувати як силу гідродинамічної жорсткості:

$$R_{ГД} = C_{ГД} \cdot x, \quad (209)$$

де $C_{ГД}$ – жорсткість гідродинамічної пружини:

$$C_{ГД} \cong 2 \cdot 0,422\Delta pb. \quad (210)$$

Перейдемо до перетворень Лапласа і подамо вираз (202) у формі:

$$F_3 p_d(s) = (ms^2 + fs + C_\Sigma) \cdot x(s), \quad (211)$$

де $F_3 = \pi d_3^2 / 4$; $C_\Sigma = C_{ГД} + C_{ПР}$.

Передавальна функція золотника:

$$W'(s) = \frac{x(s)}{p_o(s)} = \frac{F_3 / C_\Sigma}{T_3^2 s^2 + 2\xi_3 T_3 s + 1}, \quad (212)$$

де $T_3 = \sqrt{\frac{m}{C_\Sigma}}$; $\xi_3 = \frac{f}{2\sqrt{mC_\Sigma}}$.

Для того щоб одержати повну передавальну функцію золотника (201), повернемося до розгляду узагальненої гідравлічної характеристики золотника (167):

$$Q(x, p) = \mu\pi dx \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{p_{ж} - p \cdot \text{sign}x}{2}}. \quad (213)$$

Максимальне значення витрати буде при $x = x_{\max}$ і $p = 0$:

$$Q_{\max} = \mu\pi dx_{\max} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{p_{ж}}{2}}. \quad (214)$$

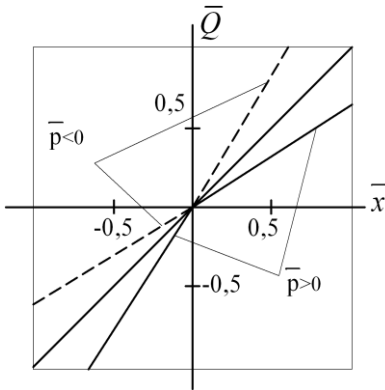


Рис. 60. Регулювальна за витратою характеристика золотника

Розділивши вираз (214) на (213), отримаємо гідравлічну характеристику золотника в безрозмірній формі:

$$\bar{Q} = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{p} \cdot \text{sign}\bar{x}}, \quad (215)$$

де $\bar{Q} = Q / Q_{\max}$, $\bar{x} = x / x_{\max}$.

Залежність $\bar{Q} = f(\bar{x})$ при $\bar{p} = \text{const}$ називається *регулювальною за витратою характеристикою золотника*. Залежність

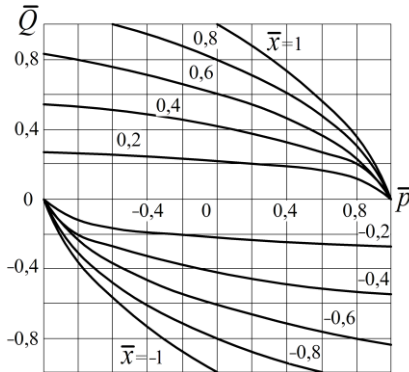


Рис. 61. Навантажувальна характеристика золотника

$\bar{Q} = f(\bar{p})$ при $\bar{x} = \text{const}$ називається *навантажувальною характеристикою золотника* (рис. 61).

Характеристика $\bar{Q}(\bar{x})$ при знакозмінному переміщенні золотника є нелінійною функцією (рис. 60). Кутовий коефіцієнт цієї характеристики в лінійній зоні K_{Qx} дорівнює:

$$K_{Qx} = \frac{\partial Q}{\partial x} = \mu \pi d_3 \sqrt{\frac{p_{\text{ж}} - p \cdot \sin x}{\rho}}. \quad (216)$$

Таким чином, повна передавальна функція золотника:

$$W(s) = \frac{Q(s)}{p_d(s)} = \frac{F_3 / C_{\Sigma} \cdot K_{Qx}}{T_3^3 s^2 + 2\xi_3 T_3 s + 1}. \quad (217)$$

Коефіцієнт передачі золотника (при $s \rightarrow 0$):

$$K_3 = W(s)_{s \rightarrow 0} = \frac{F_3}{C_{\Sigma}} \mu \pi d_3 \sqrt{\frac{p_{\text{ж}} - p \cdot \text{sign } x}{\rho}}, \quad (218)$$

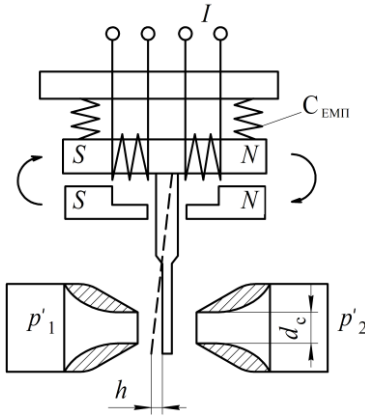
де $F_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}$ – площа торця золотника.

1.11.3.3. Електромеханічний перетворювач (ЕМП)

За принципом дії ЕМП поділяються на електромагнітні, електродинамічні, електростатичні, п'єзоелектричні, магнітореологічні та ін. Однак встановлено, що за своїми технічними можливостями найбільш прийнятними для керування гідравлічними підсилювачами типу «сопло-заслінка» є ЕМП електромагнітного типу з рухомим якорем (рис. 62). Вхідною координатою ЕПМ є струм I , а вихідною – величина зсуву заслінки h від нейтралі.

Умова рівноваги сил на заслінці:

$$F = F_{\Pi} + F_p, \quad (219)$$



де $F = F_{FI} \cdot I$ – сила тягнення ЕМП, приведена до осі сопел; K_{FI} – коефіцієнт підсилення за силою тягнення ЕМП; $F_{\Pi} = C_{\text{ЕМП}} \cdot h$ – сила, яку розвиває пружинний елемент якоря, приведена до осі сопел; $C_{\text{ЕМП}}$ – коефіцієнт жорсткості пружинного елемента.

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_c}{4} p_d = S_c \cdot p_d, \quad (220)$$

Рис. 62. ЕМП електромагнітного типу

де F_p – сила впливу двох струменів;

$p_d = p'_1 - p'_2$ – різниця тисків у робочій діагоналі моста сопло-заслінка.

Взаємозв'язок між параметрами p_d й h встановлюється силовою характеристикою моста «сопло-заслінка» (191): $p_d = K_{ph} \cdot h$.

З урахуванням цього рівняння статичної рівноваги заслінки ЕМП може бути записане у вигляді:

$$K_{FI} \cdot I = (C_{EMП} + K_{ph} \cdot S_C) \cdot h, \quad (221)$$

де $S_C = \frac{\pi \cdot d_C^2}{4}$ – площа сопла.

Коефіцієнт передачі ЕМП:

$$K_{EMП} = \frac{h}{I} = \frac{K_{FI}}{C_{EMП} + S_C \cdot K_{PH}}. \quad (222)$$

Для одержання динамічної моделі електричної частини ЕМП слід врахувати головну динамічну складову – значний індуктивний опір електромагнітної катушки:

$$K_{FI} \cdot I = \frac{L_K}{R_K + R_Y} \cdot \frac{dF}{dt} + F, \quad (223)$$

де L_K , R_K – відповідно індуктивний і активний опір катушки ЕМП; R_Y – внутрішній опір керуючого підсилювача.

Після переходу до перетворень Лапласа може бути отримана передавальна функція електричної частини ЕМП:

$$W'_{EMП}(s) = \frac{F(s)}{I(s)} = \frac{K_{FI}}{T_E s + 1}, \quad (224)$$

де $T_E = \frac{L_K}{R_K + R_Y}$.

З виразу (224) визначимо:

$$F(s) = \frac{K_{FI}}{T_E s + 1} I(s). \quad (225)$$

Розглянувши рівняння динамічного балансу сил на заслінці, отримаємо замість рівняння статичної рівноваги (221) вираз:

$$F(s) - S_C \cdot p_D = m \frac{d^2 h}{dt^2} + f \frac{dh}{dt} + C_{\text{ЕМП}} \cdot h, \quad (226)$$

де m – маса рухомих частин ЕМП; f – коефіцієнт в'язкого тертя.

У перетвореннях Лапласа вираз (226) отримає вигляд:

$$\frac{1}{C_{\text{ЕМП}}} F(s) - \frac{S_C}{C_{\text{ЕМП}}} p_D(s) = (T_{\text{ЕМП}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{ЕМП}} T_{\text{ЕМП}} s + 1) \cdot h(s), \quad (227)$$

де $T_{\text{ЕМП}} = \sqrt{\frac{m}{C_{\text{ЕМП}}}}$ – електромеханічна постійна ЕМП; $\zeta_{\text{ЕМП}} = \frac{f}{2\sqrt{m \cdot C_{\text{ЕМП}}}}$ – коефіцієнт демпфірування ЕМП.

1.11.3.4. Структурна схема, передавальна функція і коефіцієнт передачі ЕГП

Структурна схема ЕГП, наведена на рис. 63, отримана на основі виразів (200), (217), (224), (227).

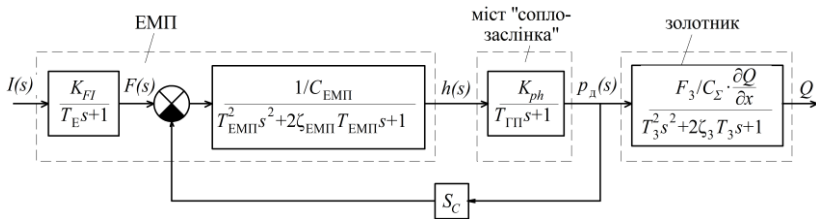


Рис. 63. Структурна схема ЕГП

Передавальна функція, отримана на основі структурної схеми на рис. 63, має високий порядок і може бути використана при поглиблених дослідженнях динаміки ЕГП.

Як показали експериментальні дослідження частотних характеристик ЕГП, у передавальній функції підсилювача прослідко-

вується наявність одного дійсного домінуючого полюса, що дозволяє при інженерних розрахунках описати ЕГП у вигляді аперіодичної ланки [8, 15]:

$$W_{\text{ЕГП}} \cong \frac{K_{\text{ЕГП}}}{T_{\text{ЕГП}}s + 1}. \quad (228)$$

Коефіцієнт передачі $K_{\text{ЕГП}}$, відповідно до раніше отриманих залежностей (196), (211), (222), може бути поданий у вигляді:

$$K_{\text{ЕГП}} = \frac{F_{\text{FI}} \cdot K_{\text{ph}} \cdot F_3 \cdot K_{\text{QX}}}{(C_{\text{ЕМП}} + S_C \cdot K_{\text{ph}}) C_{\Sigma}}, \quad (229)$$

де $C_{\Sigma} = C_{\text{ПР}} + C_{\text{ГД}}$ – сума жорсткості центруючих пружин і гідродинамічної жорсткості золотника; $F_3 = \pi d_3^2 / 4$ – площа торця золотника; $K_{\text{QX}} = \frac{\partial Q}{\partial X}$ – коефіцієнт підсилення золотника за витратою.

Для ЕГП, вбудованих в ЕГСП типу ПЕГС і СП, тиск живлення лежить у межах $6,3 \text{ МПа} \leq p_{\text{Ж}} \leq 16 \text{ МПа}$ й паспортні значення коефіцієнта підсилення $K_{\text{ЕГП}}^* = 8,33 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МА}}$, причому останнє відповідає номінальному тиску живлення $p_{\text{Ж}}^* = 16 \text{ МПа}$.

При інших значеннях тиску живлення $p_{\text{Ж}}$, що лежать у зазначених вище межах:

$$K_{\text{ЕГП}} = K_{\text{ЕГП}}^* \sqrt{\frac{p_{\text{Ж}}}{p_{\text{Ж}}^*}}. \quad (230)$$

1.11.4. Електрогідравлічний підсилювач потужності УГЕ8

У підрозд. 1.9.3 показано, що підвищення швидкодії золотника пов'язано зі збільшеними витоками на мосту «сопло-заслінка» (195).

Тому у деяких конструкціях ЕГП вводяться внутрішні зворотні зв'язки. Наприклад, введення зворотного зв'язку за положенням золотникового затвора дозволяє підвищити швидкодію золотника без істотного збільшення витоків у першому каскаді підсилувача. Крім того, усувається помилка Δp_d , пов'язана з необхідністю створення

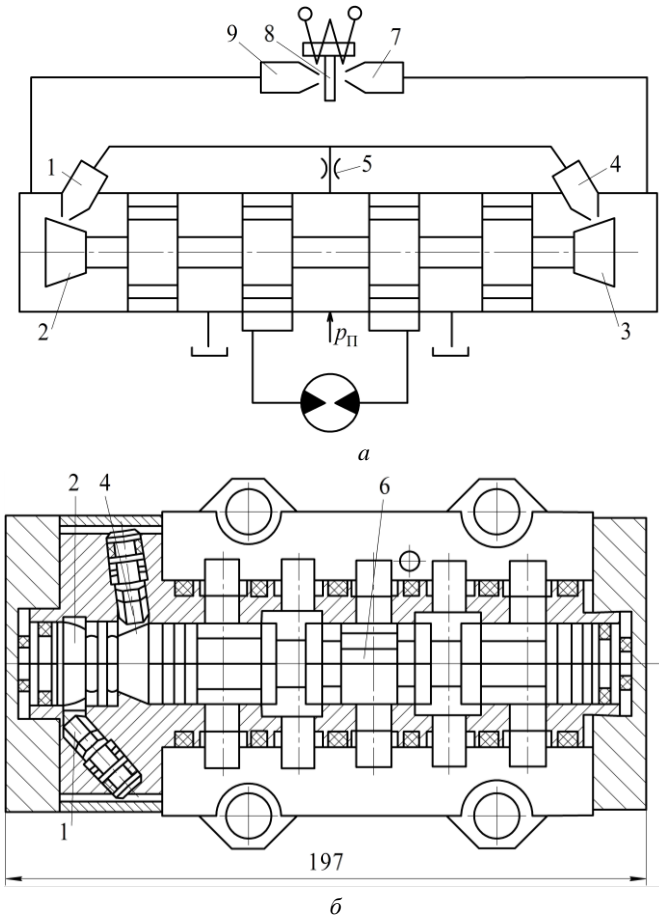


Рис. 64. Розрахункова (а) і конструктивна (б) схеми електрогідравлічного підсилувача УГЕ8

переставного зусилля для золотника, що знаходиться під дією центруруючих пружин. Такий гідромеханічний зворотний зв'язок існує в ЕГУ типу УГЕ8, який є складовою частиною ЕГСП типу ПЕГС (рис. 87).

На відміну від розглянутої схеми ЕГП (рис. 52), вплив зворотного зв'язку на перший каскад підсилення здійснюється через сопла 1 і 4 безпосередньо від конусів 2 і 3, виконаних на спеціальних кінцевих буртах золотника.

При подачі сигналу керування на обмотки ЕМП заслінка зміщується від нейтрального положення, що призводить до порушення балансу моста й зміни тиску в торцевих камерах золотника. Наприклад, при зсуві заслінки вліво, тиск у лівій торцевій камері золотника стане більшим, ніж у правій. Золотник зміститься вправо. Але при цьому зазор між соплом 1 і корпусом 2 так само зменшиться, що приведе до падіння тиску в лівій торцевій камері й росту тиску в правій торцевій камері золотника. Таким чином золотник залишиться в положенні, пропорційному зсуву заслінки.

1.11.5. Передавальна функція гідроциліндра

Для ЕГСП типу ПЕГС як ВМ використовується гідроциліндр із

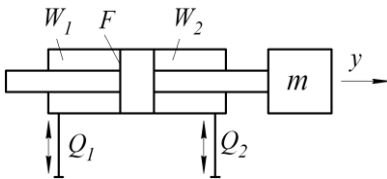


Рис. 65. Розрахункова схема гідроциліндра

одностороннім або двостороннім штоком (рис. 65). Вхідною координатою тут є витрата Q , що надходить від ЕГП, а вихідною координатою положення поршня y . Передавальна функція гідроциліндра:

$$W_{\text{ГЦ}} = \frac{y(s)}{Q(s)}. \quad (231)$$

Запишемо рівняння динамічного балансу витрат для лівої й правої порожнини циліндра, доповнивши їх рівнянням динамічної рівноваги поршня (232).

$$\begin{cases} \frac{W_1}{E} \frac{dp_1}{dt} = Q - F \frac{dy}{dt}, \\ \frac{W_2}{E} \frac{dp_2}{dt} = F \frac{dy}{dt} - Q, \\ pF = m \frac{d^2 y}{dt^2} + f \frac{dy}{dt}. \end{cases} \quad (232)$$

Причому $p = p_1 - p_2$ – перепад тиску на гідроциліндрі; f – коефіцієнт в'язкого тертя.

Віднімаючи з першого рівняння системи (232) друге й переходячи до рівнянь Лапласа отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{W_0}{E} sp = 2Q - 2Fsy, \\ p = \frac{ms^2 + fs}{F} y. \end{cases} \quad (233)$$

Позбувшись проміжної координати p і групуючи члени за степенем s , приведемо отримані рівняння до форми типової ланки САУ:

$$s \left(\frac{W_0 m}{2EF^2} s^2 + \frac{W_0 f}{2EF^2} + 1 \right) y(s) = \frac{1}{F} Q(s). \quad (234)$$

Передавальна функція гідроциліндра:

$$W_{\text{гц}} = \frac{y(s)}{Q(s)} = \frac{K_v}{s(T_{\text{гц}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{гц}} T_{\text{гц}} s + 1)}. \quad (235)$$

Передавальна функція гідроциліндра являє собою добуток передавальних функцій двох ланок: інтегруючої ланки й коливальної ланки.

$T_{\text{ГЦ}} = \frac{1}{F} \sqrt{\frac{W_0 m}{2E}}$ – постійна часу гідроциліндра, де $W_0 = \frac{W_p}{2}$, W_p –

робочий об'єм; $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГЦ}} = \frac{1}{T_{\text{ГЦ}}}$ – резонансна частота гідроциліндра;

$\zeta_{\text{ГЦ}} = \frac{f}{2F} \sqrt{\frac{W_0}{2Em}}$ – коефіцієнт демпфірування гідроциліндра; $K_v = \frac{1}{F}$ –

коефіцієнт швидкості.

1.11.6. Узагальнена динамічна модель гідромотора

Як виконавчий механізм в ЕГСП типу СП використовується гідромотор (ГМ). Незважаючи на велику різноманітність конструктивних форм ГМ, що використовуються в об'ємних ГП, всі вони з точки зору динаміки описуються тим самим набором типових динамічних ланок, а саме добутком інтегруючої й коливальної ланки. У цьому сенсі всі вони подібні розглянутому раніше гідроциліндру.

1.11.6.1. Ідеальний гідромотор

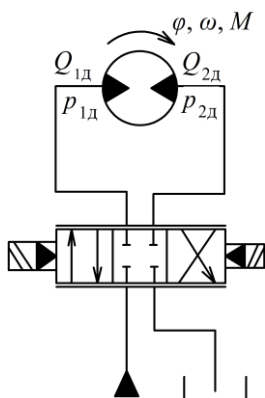


Рис. 66. Розрахункова схема ідеального гідромотора

Модель ідеального гідромотора отримуємо за умови відсутності витоків, втрат тиску у внутрішніх каналах ГМ, а також відсутності стисливості рідини. Крім того, вважається, що ідеальний ГМ навантажений тільки статичним навантаженням (відсутні сили в'язкого тертя й сили інерції). У наведеній на рис. 66 схемі ГМ показані механічні параметри: φ – кут повороту валу ГМ; Ω – кутова швидкість; M – крутінний момент; а також гідравлічні параметри: $p_{1д}$, $Q_{1д}$ – тиск і витрата на вході в ГМ; $p_{2д}$, $Q_{2д}$ – тиск і витрата на виході ГМ.

Рівняння витрати:

$$Q_d = q_d \cdot n, \quad (236)$$

де q_d – робочий об'єм; n – кількість обертів за одиницю часу.

З урахуванням того, що $2\pi n = \frac{d\varphi}{dt} = \Omega$, отримаємо:

$$\Omega = \frac{2\pi}{q_d} Q_d. \quad (237)$$

Перепад тисків на ГМ: $p_d = p_{1d} - p_{2d}$.

Витрати на вході й виході дорівнюють: $Q_{1d} = Q_{2d} = Q_d$.

Прирівнявши потужність, виражену через гідравлічні параметри до потужності, вираженої через механічні параметри, отримаємо вираз для крутного моменту M :

$$p_d Q_d = M \cdot \omega, \quad M = p_d \frac{Q_d}{\Omega} = \frac{q_d}{2\pi} p_d. \quad (238)$$

На підставі виразів (237) і (238) можуть бути отримані швидкісна (рис. 67) й навантажувальна (рис. 68) характеристики ідеального ГМ.

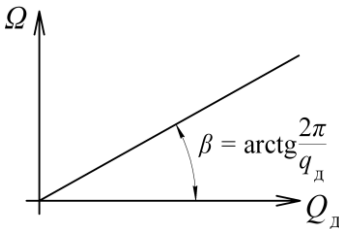


Рис. 67. Швидкісна характеристика ідеального гідромотора

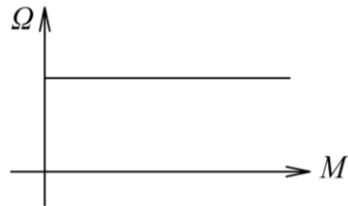


Рис. 68. Навантажувальна характеристика ідеального гідромотора

Записавши в перетвореннях Лапласа вираз (237), отримаємо передавальну функцію ідеального ГМ:

$$s\varphi(s) = \frac{2\pi}{q_d} Q_d(s); \quad W(s) = \frac{\varphi(s)}{Q(s)} = \frac{2\pi/q_d}{s}, \quad (239)$$

де $2\pi/q_d = K_d$ – коефіцієнт швидкості; $q_d/2\pi = K_M$ – коефіцієнт підсилення за моментом.

Таким чином, ідеальний гідромотор має такі статичні характеристики:

$$\Omega = K_d \cdot Q_d; \quad M = K_M \cdot p_d. \quad (240)$$

Динамічна модель виражається інтегруючою ланкою з передавальною функцією:

$$W(s) = \frac{K_d}{s}. \quad (241)$$

1.11.6.2. Реальний гідромотор

При розгляді математичної моделі реального ГМ будемо враховувати витрати (рис. 69), стисливість рідини, втрати тиску у

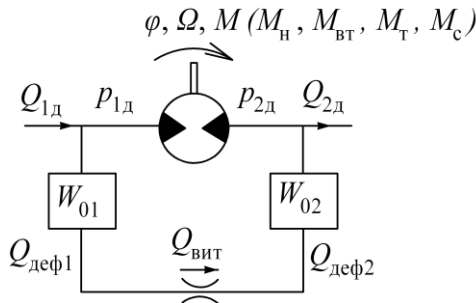


Рис. 69. Розрахункова схема реального гідромотора

внутрішніх каналах ГМ, поряд зі статичним навантаженням будемо враховувати інерційне навантаження й силу в'язкого тертя [8].

Баланс витрат у цьому випадку буде мати такий вигляд:

$$Q_{1д} = Q_{ор} + Q_{деф1} + Q_{вит}. \quad (242)$$

Витрата, підведена до ГМ $Q_{1д}$, витрачається на обертання ротора ГМ $Q_{ор}$, на витоки $Q_{вит}$, а також на деформаційну витрату $Q_{деф1}$, зумовлену стисливістю рідини:

$$Q_{ор} = \frac{q_{д}}{2\pi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}; \quad (243)$$

$$Q_{вит} = r_{д} \cdot p_{д}; \quad (244)$$

$$Q_{деф1} = \frac{W_{01}}{E} \frac{dp_{1д}}{dt}, \quad (245)$$

де $r_{д}$ – провідність каналу витоків; W_{01} – об'єм робочої порожнини ГМ; E – модуль пружності рідини:

$$Q_{1д} = \frac{Q_{д}}{2\pi} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{W_{01}}{E} \frac{dp_{1д}}{dt} + r_{д} \cdot p_{д}. \quad (246)$$

Рівняння тисків можна записати в такій формі:

$$p_{д} = p_{1д} - p_{2д} = p_{дм} + \Delta p, \quad (247)$$

де $p_{дм} = \frac{M}{K_{м}}$ – перепад тисків, пов'язаний з подоланням крутного моменту на валу; $\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{к}$ – втрати тиску у внутрішніх каналах

і камерах ГМ; $p_{\text{ТР}} = \frac{Q_{\text{Д}}}{G_{\text{ТР}}}$ – втрати за довжиною в каналах ГМ; $G_{\text{ТР}}$ – провідність каналів; $\Delta p_{\text{К}} = \left(\frac{Q_{\text{Д}}}{G_{\text{К}}}\right)^2$ – втрати тиску на місцевих з'єднаннях ГМ (камери, вузли розподілу та ін.). Крутний момент M , що долається за рахунок перепаду тиску $p_{\text{ДМ}}$, формується з декількох складових:

$$M = M_{\text{СТ}} + M_{\text{ІН}} + M_{\text{ВТР}} + M_{\text{ТР}}, \quad (248)$$

де $M_{\text{СТ}}$ – крутний момент, пов'язаний з подоланням статичного навантаження; $M_{\text{ІН}}$ – момент, зумовлений інерційним навантаженням; $M_{\text{ВТР}}$ і $M_{\text{ТР}}$ – моменти, пов'язані з подоланням відповідно в'язкого і сухого тертя.

Таким чином, рівняння для тиску може бути записане у такому вигляді:

$$p_{\text{Д}} = \frac{M}{K_{\text{М}}} + \frac{Q_{\text{Д}}}{G_{\text{ТР}}} + \left(\frac{Q_{\text{Д}}}{G_{\text{К}}}\right)^2. \quad (249)$$

1.11.6.3 Статичні характеристики реального гідромотора

При дослідженні усталеного режиму роботи ГМ з метою отримання статичних характеристик ГМ, отримаємо: $\frac{dp_{\text{Д}}}{dt} = 0$ і $M_{\text{ІН}} = 0$.

Будемо вважати ГМ симетричним, тобто $Q_{\text{Д}} = Q_{\text{2Д}} = Q_{\text{Д}}$:

$$Q_{\text{Д}} = \frac{q_{\text{Д}}}{2\pi} \frac{d\varphi}{dt} + r_{\text{Д}} \left[\frac{M}{K_{\text{М}}} + \frac{Q_{\text{Д}}}{G_{\text{ТР}}} + \left(\frac{Q_{\text{Д}}}{G_{\text{К}}}\right)^2 \right]. \quad (250)$$

З рівняння (250) отримаємо рівняння *швидкісної характеристики* ГМ:

$$\Omega = \frac{d\varphi}{dt} = K_d Q_d - K_d r_d \left[\frac{M}{K_M} + \frac{Q_d}{G_{TP}} + \left(\frac{Q_d}{G_K} \right)^2 \right]. \quad (251)$$

Визначимо початкову витрату (рис. 70) зрушення (при $\frac{d\varphi}{dt} = 0$):

$$Q_{дн} = r_d \frac{M_{CT} + M_{TP}}{q_d} 2\pi. \quad (252)$$

Початкова витрата тим більше, чим більші моменти статичного навантаження й навантаження тертя, чим більші витoki в ГМ і чим менший робочий об'єм ГМ.

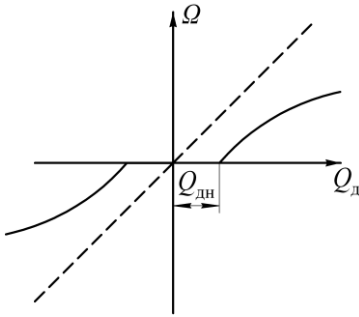


Рис. 70. Швидкісна характеристика реального гідромотора

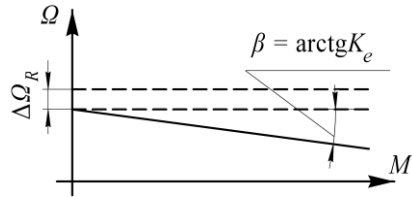


Рис. 71. Навантажувальна характеристика реального гідромотора

Для одержання *навантажувальної характеристики* реального ГМ подамо рівняння (251) у вигляді:

$$\Omega = \Omega_0 - \Delta\Omega_R - K_E M, \quad (253)$$

де $\Omega_0 = K_D Q_D$ – частота обертання ідеального ГМ; $\Delta\Omega_R =$
 $= K_D r_D \left[\frac{Q_D}{G_{TP}} + \left(\frac{Q_D}{G_K} \right)^2 \right]$ – втрата швидкості обертання через витоки;
 $K_E = \frac{K_D}{K_M} r_D = r_D \left(\frac{2\pi}{q_D} \right)^2$ – коефіцієнт еластичності гідромотора. Навантажувальна характеристика реального ГМ наведена на рис. 71. Чим вище K_E , тим м'якше навантажувальна характеристика. Жорсткість навантажувальної характеристики прямо пропорційна квадрату робочого об'єму ГМ і обернено пропорційна провідності каналу витоків.

1.11.6.4. Передавальна функція реального гідромотора

Розглянемо рівняння тисків реального ГМ (247):

$$p_D = \frac{1}{K_M} (M_{IH} + M_{BT} + M_{CT} + M_{TP}) + \frac{Q}{G_{TP}} + \left(\frac{Q}{G_K} \right)^2, \quad (254)$$

де $M_{IH} = I \frac{d^2\varphi}{dt^2}$; $M_{BT} = f'' \frac{d\varphi}{dt}$, де f'' – коефіцієнт в'язкого тертя при обертovому русі.

Значення Q_D знайдемо з виразу (240):

$$Q_D = \frac{1}{K_D} \Omega = \frac{1}{K_D} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (255)$$

Виконаємо лінеарізацію рівняння (254), замінивши змінні їх малими прирощеннями:

$$\Delta p_D = \frac{1}{K_M} (\Delta M_{IH} + \Delta M_{BT}) + \frac{1}{K_D G_{TP}} \Delta\Omega + \frac{2\Omega_0}{K_D G_K^2} \Delta\Omega. \quad (256)$$

Будемо надалі для простоти позначати: $\Delta p_{\text{д}} = p_{\text{д}}$ і $\Delta \Omega = \Omega$.

Отримане лінеаризоване рівняння для тиску в реальному ГМ набуває вигляду:

$$p_{\text{д}} = \frac{1}{K_{\text{М}}} \left(I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + f \frac{d\varphi}{dt} \right), \quad (257)$$

де $f = f'' + \frac{1}{K_{\text{д}} G_{\text{тр}}} + \frac{2\Omega_0}{K_{\text{д}} G_{\text{к}}^2}$ – узагальнений коефіцієнт в'язкого тертя, що враховує в'язке тертя як при обертovому русі, так і в'язке тертя, зумовлене демпфіруванням внутрішніх каналів і камер ГМ.

Розглянемо рівняння витрат (242):

$$Q_{\text{д}} = \frac{1}{K_{\text{д}}} \Omega + r_{\text{д}} p_{\text{д}} + \frac{W_0}{E} \frac{dp_{\text{д}}}{dt}. \quad (258)$$

Для того щоб перейти до передавальної функції $W(s) = \varphi(s) / Q_{\text{д}}(s)$ виключимо проміжну координату $p_{\text{д}}$ з виразу (258):

$$Q_{\text{д}} = \frac{1}{K_{\text{д}}} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{r_{\text{д}}}{K_{\text{М}}} \left(I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + f \frac{d\varphi}{dt} \right) + \frac{W_0}{E} \frac{d}{dt} \left(I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + f \frac{d\varphi}{dt} \right). \quad (259)$$

Перейшовши до перетворень Лапласа і групуючи отриманий вираз за степенем s , отримаємо:

$$\left[\frac{W_0}{E} \frac{K_{\text{д}}}{K_{\text{М}}} \frac{I}{(1 + K_{\text{Е}} f)} s^2 + \left(\frac{W_0}{E} \frac{K_{\text{д}}}{K_{\text{М}}} f + \frac{K_{\text{д}}}{K_{\text{М}}} r_{\text{д}} I \right) \frac{1}{(1 + K_{\text{Е}} f)} s + 1 \right] s \varphi(s) = K_{\text{в}} Q_{\text{д}}(s). \quad (260)$$

Таким чином, передавальна функція реального гідромотора може бути подана також як і у випадку гідроциліндра – у вигляді добутку передавальних функцій інтегруючої і коливальної ланки:

$$W_{\text{ГМ}}(s) = \frac{\varphi(s)}{Q_{\text{Д}}(s)} = \frac{K_v}{s(T_{\text{ГМ}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{ГМ}} T_{\text{ГМ}} s + 1)}, \quad (261)$$

де $T_{\text{ГМ}} = \sqrt{\frac{W_0}{E}} \cdot \frac{1}{1 + K_E f} \cdot \frac{2\pi}{q_{\text{Д}}}$ – постійна часу гідромотора; $K_v = \frac{K_{\text{Д}}}{1 + K_E f}$ – коефіцієнт швидкості ГМ; $K_{\text{Д}} = \frac{2\pi}{q_{\text{Д}}}$ – коефіцієнт підсилення за швидкістю; $K_E = \frac{4\pi^2}{q_{\text{Д}}^2} r_{\text{Д}}$ – коефіцієнт еластичності ГМ;

$K_M = \frac{q_{\text{Д}}}{2\pi}$ – коефіцієнт підсилення за потужністю ГМ; $\zeta_{\text{ГМ}} = \sqrt{\frac{K_{\text{Д}}}{K_M (1 + K_E f)}} \left(\sqrt{\frac{IE}{W_0}} r_{\text{Д}} + \sqrt{\frac{W_0}{EI}} \right)$ – коефіцієнт демпфі-рування ГМ.

Враховуючи ту обставину, що при виведенні передавальної функції не розглядалися конструктивні особливості гідромоторів, є підстави стверджувати, що будь-який гідродвигун об'ємної дії може бути описаний передавальною функцією виду (261).

1.11.7. Динамічний аналіз електрогідравлічного слідувального приводу

Завданням динамічного аналізу ЕГСП є дослідження динамічних властивостей вже готової конструкції ЕГСП при заданих умовах функціонування.

1.11.7.1. Структурна схема й передавальна функція ЕГСП
Структурна схема ЕГСП, замкненого зворотним зв'язком за положенням, на підставі раніше отриманих передавальних функцій

його складових при роботі приводу з позиційною системою керування наведена на рис. 72.

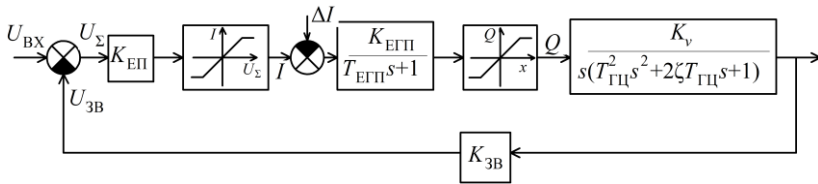


Рис. 72. Структурна схема ЕГСП

При динамічному аналізі методом ЛАФЧХ необхідна передавальна функція розімкненого контуру ЕГСП.

$$W_{\text{ПОЗ}} = \frac{K_{\text{ЕП}} K_{\text{ЕГП}} K_V K_{\text{ЗВ}}}{s(T_{\text{ЕГП}}s + 1)(T_{\text{ГЦ}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{ГЦ}} T_{\text{ГЦ}} s + 1)}, \quad (262)$$

де $K_{\text{ДР}} = K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЕГП}} \cdot K_V \cdot K_{\text{ЗВ}}$ – коефіцієнт добротності ЕГСП.

При побудові ЛАФЧХ типу ПЕГС із гідроциліндром як виконавчим механізмом використовуються паспортні дані як ЕГП, так і виконавчого механізму.

1. Коефіцієнт швидкості $K_V = \frac{1}{F}$, де F – площа поршня гідроциліндра.

2. $K_{\text{ЕГП}} = K_{\text{ЕГП}}^* \sqrt{\frac{p_{\text{Н}}}{p_{\text{Н}}^*}}$, де $K_{\text{ЕГП}}^* = 8,33 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МА}}$ – паспортне значення $K_{\text{ЕГП}}$, що відповідає максимальному значенню тиску живлення $p_{\text{Н}}^* = 16$ МПа.

3. $K_{\text{ЗВ}} \left[\frac{\text{В}}{\text{см}} \right]$ – коефіцієнт зворотного зв'язку; $K_{\text{ЗВ}} = K_{\text{ДП}} \cdot K_{\text{РП}}$, де $K_{\text{ДП}} \left[\frac{\text{В}}{\text{рад}} \right]$ – коефіцієнт передачі датчика положення; $K_{\text{РП}} \left[\frac{\text{рад}}{\text{см}} \right]$ –

коефіцієнт передачі редуктора для датчика положення; $K_{ДП}$, $K_{РП}$ – паспортні значення.

4. $K_{ЕП} \left[\frac{\text{мА}}{\text{В}} \right]$ – коефіцієнт передачі електронного підсилювача

(обирається виходячи з потрібної динаміки ЕГСП і точності його позиціонування).

5. $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГЦ}} = \frac{1}{T_{\text{ГЦ}}} = F \sqrt{\frac{2E}{W_0 m}}$ – резонансна частота гідроциліндра.

6. $\zeta_{\text{ГЦ}} = \frac{f}{2F} \sqrt{\frac{W_0}{2Em}}$ – коефіцієнт демпфірування гідроциліндра.

7. $T_{\text{ЕГП}} = 2,3 \cdot 10^{-3}$ с – постійна часу ЕГП типу УГЕ8.

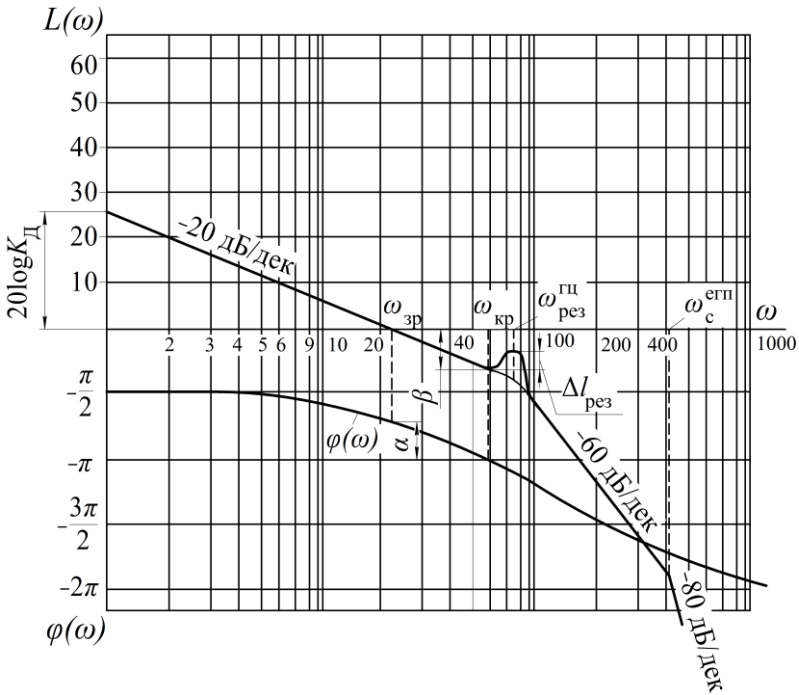


Рис. 73. ЛАЧХ і ФЧХ розімкненого контуру ЕГСП

Далі розраховується коефіцієнт добротності $K_D = K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЕГП}} \cdot K_v \cdot K_{\text{ЗВ}}$.

Приклад побудови ЛАФЧХ ЕГСП типу ПЕГС наведений на рис. 73 при вихідних даних: $K_D = 20 \frac{1}{\text{с}}$, $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГП}} = 80 \frac{1}{\text{с}}$, $\zeta_{\text{ГЦ}} = 0,2$ ($\Delta L_{\text{РЕЗ}} = 8 \text{ дБ}$), $\omega_{\text{С}}^{\text{ЕГП}} = \frac{1}{T_{\text{ЕГП}}} = 434,8 \frac{1}{\text{с}}$.

При побудові фазочастотної характеристики необхідно враховувати вплив аперіодичної ланки, якою описується ЕГП, тому $\omega_{\text{КР}} < \omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГП}}$.

Система стійка: α – запас стійкості за фазою, β – запас стійкості за амплітудою.

1.11.8. Динамічний синтез ЕГСП

Завданням динамічного синтезу є вибір параметрів ЕГСП, які забезпечують при заданому навантаженні мінімум енерговитрат, задані динамічні характеристики, а також необхідну точність позиціонування.

1.11.8.1. Вибір основних параметрів ЭГС при дії чисто інерційного навантаження, виходячи із принципу мінімізації енерговитрат

Завдання в цьому випадку формується таким чином: потрібно зробити вибір таких параметрів ЕГСП, які забезпечують переміщення заданої маси m на задану відстань y за заданий час t_2 і з заданою точністю позиціонування $\pm \Delta y$ при мінімальних витратах енергії. У випадку створення широкодіапазонного ЕГСП як y може бути прийнятий максимальний хід робочого органу L .

Номінальну потужність, яка розвивається приводом N_H , можна визначити як:

$$N_H = Q_{\text{max}} \cdot p_{\text{НОМ}} = F \cdot v_{\text{УСТ}} \cdot p_{\text{НОМ}}. \quad (263)$$

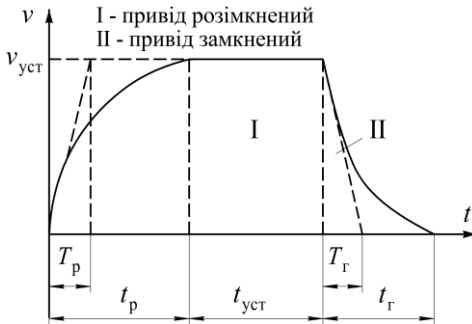


Рис. 74. Зміна швидкості ЕГСП при роботі в позиційному режимі

орган перебуває в режимі гальмування, привід замкнений (зона II на рис. 74).

При розгоні робочого органу розімкненого приводу швидкість відповідно до (66) може бути визначена як:

$$v = v_{уст} \left(1 - \frac{2}{1 + e^{t/T_p}} \right), \quad (264)$$

де $T_p = \frac{m \cdot v_{уст}}{2A}$ – постійна часу розгону (див. розділ 6.2); $A = p_H \cdot F - P$, $A = p_H \cdot F$ при дії тільки інерційного навантаження.

У теорії автоматичного керування для експоненційних перехідних процесів прийнято вважати процес закінченим при $t = t_p \approx 3T_p$, де t_p – час розгону. При динамічному синтезі зазвичай домагаються характеру перехідного процесу при гальмуванні близького до загасаючого експоненційного процесу (рис. 74, зона II). При такому процесі максимальне від'ємне прискорення a_{max} спостерігається в початковий момент гальмування. Якщо дотична, проведена в початковій точці гальмування до кривої $v(t)$, відповідає прямій $a_{max} = \text{const}$ і вона відтинає на осі абсцис відрізок $T_г$ (рис. 74), то останній буде відповідати постійній часу гальмування.

Характер зміни швидкості робочого органу ЕГСП при роботі в позиційному режимі наведений на рис. 74. Як показано в підрозд. 1.10.2.1 при розгоні й русі з максимальною швидкістю привід залишається розімкненим (зона I на рис. 74). При підході до точки позиціонування, коли робочий

Як буде показано нижче, при синтезі раціональних параметрів ЕГСП домагаються експоненційного характеру зміни швидкості при гальмуванні:

$$v = v_{\text{УСТ}} e^{-t/T_{\Gamma}}. \quad (265)$$

При цьому, як показано у роботі [9], максимальне прискорення у початковий момент гальмування:

$$a_{\text{max}} = \frac{A}{m}. \quad (266)$$

Із графіка на рис. 74 $v_{\text{УСТ}} = T_{\Gamma} \cdot a_{\text{max}}$. Постійна часу гальмування може бути знайдена як:

$$T_{\Gamma} = \frac{v_{\text{УСТ}}}{a_{\text{max}}} = \frac{v_{\text{УСТ}} \cdot m}{A}. \quad (267)$$

Аналогічно з експоненційною характеристикою $v(t)$ при розгоні, для експоненційної характеристики при гальмуванні час гальмування $t_{\Gamma} \cong 3T_{\Gamma}$.

Повний час спрацювання приводу t_{Σ} складається із трьох відрізків часу (рис. 74):

$$t_{\Sigma} = t_p + t_{\text{УСТ}} + t_{\Gamma} = 3T_p + 3T_{\Gamma} + \frac{1}{V_{\text{УСТ}}} \left[L - \int_0^{3T_p} v_{\text{УСТ}} \left(1 - \frac{2}{1 + e^{\frac{t}{T_p}}} \right) dt - \int_0^{3T_{\Gamma}} v_{\text{УСТ}} e^{\frac{-t}{T_{\Gamma}}} dt \right], \quad (268)$$

де L – повний (максимальний) хід робочого органу ЕГСП.

У результаті інтегрування (268) отримаємо:

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{v_{\text{УСТ}} \cdot m}{A} + \frac{L}{v_{\text{УСТ}}}; \quad (269)$$

$$3 \text{ (263) } v_{\text{уст}} = \frac{N_H}{A}.$$

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{N_H \cdot m}{A^2} + \frac{L \cdot A}{N_H}, \quad (270)$$

де $A = p_H \cdot F$ – для випадку чисто інерційного навантаження.

Розв'яжемо рівняння (270) відносно величини номінальної потужності приводу N_H :

$$N_H = \frac{t_{\Sigma} \pm \sqrt{t_{\Sigma}^2 - 11 \frac{m \cdot L}{A}}}{5,5 \frac{m}{A^2}}. \quad (271)$$

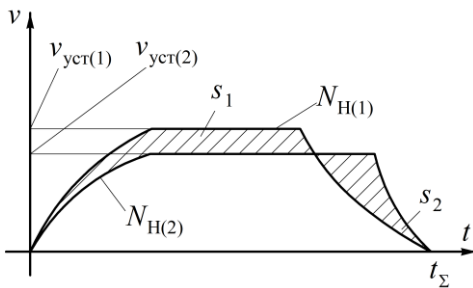


Рис. 75. Процес позиціонування при різних потужностях приводу

Значення t_{Σ} , m й L при динамічному синтезі зазвичай задаються як вихідні параметри при проектуванні. Необхідно знайти значення A , яке мінімізує функцію $N_H(A)$. Наявність двох коренів виразу (271) свідчить про те, що розв'язання завдання переміщення заданої маси m на задану відстань L , за заданий час t_{Σ} можливе при двох значеннях номінальної потужності $N_{H(1)}$ й $N_{H(2)}$. Якщо при більшій потужності $N_{H(1)}$ має місце вигравш у шляху розгону й рух з більшою усталеною швидкістю s_1 , то при меншій потужності $N_{H(2)}$ має місце вигравш шляху s_2 у фазі гальмування (причому

$s_1 = s_2$). Тому для подальшого розгляду доцільно залишити менший корінь, тобто:

$$N_H(A) = \frac{t_\Sigma - \sqrt{t_\Sigma^2 - 11 \frac{m \cdot L}{A}}}{5,5 \frac{m}{A^2}}. \quad (272)$$

Вираз (272) має сенс, якщо:

$$A > A_{\text{ГРАН}} = \frac{11m \cdot L}{t_\Sigma^2}. \quad (273)$$

Вираз (273) встановлює значення мінімально необхідної (граничної) сили, при якій ще досягається усталена швидкість, тобто має місце випадок, описаний у розд. 6.4 (вплив обмеженого за потужністю джерела живлення).

Оптимальне значення $A_{\text{ОПТ}}$, яке мінімізує значення потужності N_H , отримаємо з рівняння $\frac{dN_H}{dA} = 0$:

$$A_{\text{ОПТ}} = 12,6 \frac{m \cdot L}{t_\Sigma^2}. \quad (274)$$

При цьому значенні A потужність приводу N_H буде мінімальною:

$$N_{H\text{min}}(A_{\text{ОПТ}}) = 18,7 \frac{m \cdot L^2}{t_\Sigma^3}; \quad (275)$$

$$v_{\text{УСТ}}^* = \frac{N_{H\text{min}}}{A_{\text{ОПТ}}} = 1,49 \frac{L}{t_\Sigma}; \quad (276)$$

$$Q_{\max}^* = v_{\text{уст}}^* \cdot F^* = \frac{1,49L \cdot F^*}{t_{\Sigma}}, \quad (277)$$

де F^* , $v_{\text{уст}}^*$, Q_{\max}^* – оптимальні значення параметрів.

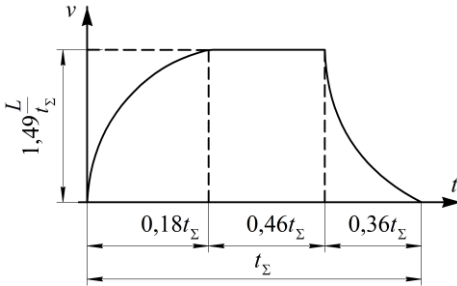


Рис. 76. Оптимальна форма перехідного процесу по швидкості

Значення F^* і p_H^* , які мінімізують споживану потужність N_H , визначають шляхом підбору. При відомому значенні $A_{\text{опт}} = p_H^* \cdot F^*$ з каталогу (додаток 1) спочатку обирають ПЕГС із мінімальним значенням F^* , визначають тиск $p_H^* = \frac{A_{\text{опт}}}{F^*}$. Якщо

$6,3 \text{ МПа} \leq p_H^* \leq 16 \text{ МПа}$, то залишають ці значення F^* й p_H^* . Якщо $p_H^* > 16 \text{ МПа}$, переходять до наступного в міру зростання площі поршня типорозміру ПЕГС і знову обчислюють p_H^* і та. ін. Такий перебір виконують доки при черговому обраному F^* значення p_H^* виявиться в заданому робочому діапазоні тисків живлення (додаток 1).

Оптимальне значення параметрів руху визначають за формулами:

$$T_p^* = \frac{v_{\text{уст}}^* \cdot m}{2A_{\text{опт}}} = 0,06 \cdot t_{\Sigma}; \quad (278)$$

$$T_{\Gamma}^* = \frac{v_{\text{уст}}^* \cdot m}{A_{\text{опт}}} = 0,12 \cdot t_{\Sigma}; \quad (279)$$

$$t_p^* = 3T_p^* = 0,18 \cdot t_{\Sigma}; \quad (280)$$

$$t_{\Gamma}^* = 3T_{\Gamma}^* = 0,36 \cdot t_{\Sigma}. \quad (281)$$

Оптимальна форма перехідного процесу за швидкістю, яка забезпечує мінімум споживаної потужності, наведена на рис. 76.

1.11.8.2. Вибір основних параметрів ЕГСП при дії інерційного й статичного навантажень

Статичне навантаження на робочий орган ЕГСП може бути як зустрічним, так і супутнім.

$$A_{1,2} = p_H F \pm P; \quad (282)$$

$$T_p = \frac{m \cdot v_{уст}}{2A_1}, \quad T_{\Gamma} = \frac{m \cdot v_{уст}}{A_2}. \quad (283)$$

При розгоні *зустрічне* навантаження збільшує T_p , тобто $A_1 = p_H \cdot F - P$, а *супутнє* навантаження зменшує значення T_p , тобто $A_2 = p_H \cdot F + P$.

При гальмуванні *зустрічне* навантаження зменшує T_{Γ} , тобто $A_2 = p_H \cdot F + P$, а *супутнє* навантаження збільшує значення T_{Γ} , тобто $A_2 = p_H \cdot F - P$.

При наявності статичного навантаження розв'язок рівняння (270) має вигляд:

$$N_H = \frac{t_{\Sigma} A_0 (A_0^2 - P^2) - \sqrt{t_{\Sigma}^2 A_0^2 (A_0^2 - P^2) - 4m \cdot L \cdot A_0^2 (A_0^2 - P^2) (2,75A_0 - 1,35P)}}{2m \cdot (2,75A_0 \pm 1,33P)}, \quad (284)$$

де знак "+" відповідає попутньому навантаженню, знак "-" – зустрічному $A_0 = p_H \cdot F$.

Вираз для визначення $A_{\text{опт}}^*$ може бути отриманий шляхом розв'язання рівняння $\frac{\partial N_{\text{н}}}{\partial A_0} = 0$, де $N_{\text{н}}$ описується виразом (284).

Однак у загальному випадку розв'язок цього рівняння аналітичним способом ускладнений. Для інженерних розрахунків можна скористатися графіками, розробленими у ВНИИгідроприводі (рис. 77) [9].

На графіку (рис. 77) криві 1 і 1' відповідають безрозмірним значенням $N_{\text{мін}} / (N_{\text{мін}})_0$ відповідно при зустрічному й супутньому навантаженнях, де $(N_{\text{мін}})_0$ – значення потужності при чисто інерційному навантаженні (275). Криві 2 і 2' відповідають безрозмірним значенням $A_{\text{опт}} / (A_{\text{опт}})_0$ відповідно при зустрічному і супутньому навантаженнях, де $(A_{\text{опт}})_0$ – значення потужності при чисто інерційному навантаженні (274).

При заданому навантаженні P графіки на рис. 77 дозволяють одержати скореговані значення $N_{\text{мін}}$ і $A_{\text{опт}}$. Далі вибір $F_{\text{н}}^*$ і $p_{\text{н}}^*$ при

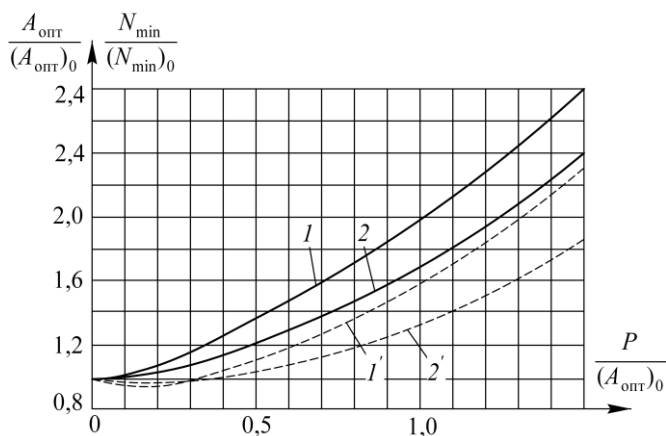


Рис. 77. Графік визначення безрозмірних значень зусилля й потужності з урахуванням зовнішнього навантаження (суцільна лінія – зустрічне навантаження, пунктирна лінія – супутнє навантаження)

відомому значенні $A_{\text{опт}}$ проводиться так само, як і для чисто інерційного навантаження. Інші параметри визначаються за формулами:

$$Q_{\text{max}}^* = \frac{N_{\text{min}}}{P_{\text{H}}}; \quad v_{\text{уст}}^* = \frac{Q_{\text{max}}^*}{F^*}; \quad T_{\text{p}}^* = \frac{m \cdot v_{\text{уст}}^*}{2A_1}; \quad T_{\text{r}}^* = \frac{m \cdot v_{\text{уст}}^*}{A_2}, \quad (285)$$

де Q_{max}^* , $v_{\text{уст}}^*$, T_{p}^* , T_{r}^* – оптимальні значення параметрів.

Найскладнішим моментом при синтезі методом ЛАЧХ є визначення зв'язку необхідної точності позиціонування і заданого характеру перехідного процесу з параметрами бажаної ЛАЧХ.

1.11.8.3. Визначення забороненої зони в низькочастотній частині ЛАЧХ ЭГСП, виходячи із заданої точності позиціонування

ЕГСП відпрацьовує координату позиціонування з певною похибкою $\pm \Delta y$, наявність якої носить не випадковий, а закономірний характер. Це пов'язано із присутністю залишкового магнетизму в електромагнітній котушці ЕМП ЕПП. Останнє призводить до того, що в точці позиціонування, коли $U_{\text{зв}} = U_{\text{вх}}$ і струм $I = 0$, заслінка не повертається в строго нейтральне положення, у порожнину гідроциліндра продовжує надходити робоча рідина й робочий орган продовжує свій рух рівно настільки, щоб датчик положення, виробивши деяку додаткову напругу $\Delta U_{\text{зв}}$, створив на виході електронного підсилювача додатковий струм ΔI , який поверне

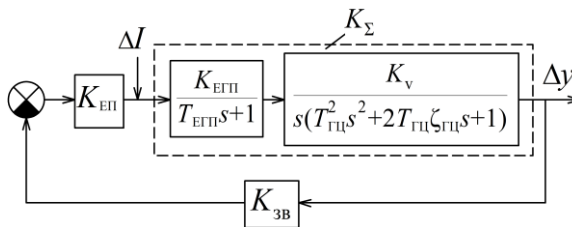


Рис. 78. Структурна схема ЕГСП при відпрацьовуванні помилки

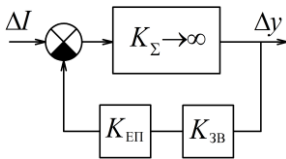


Рис. 79. Структурна схема перетворення первинної помилки у вторинну

заслінку в нейтральне положення. Значення ΔI для електромагнітної системи ЕГП величина досить стабільна й входить у паспортні дані з назвою "статизм за струмом керування" ΔI і її можна вважати первинною помилкою. Перебіг або недобіг поршня до точки позиціонування $\pm \Delta y$, який необхідний для компенсації залишкового магнетизму, будемо вважати вторинною помилкою.

Перебудуємо структурну схему на рис. 78 у структурну схему на рис. 79, а потім і в передавальну функцію за помилкою.

При розгляді процесу перетворення первинної помилки приймемо припущення, що безпосередньо в районі точки позиціонування швидкість робочого органу близька до нуля й перехідні процеси в ЕГСП згасли, тобто можна вважати, що $t \rightarrow \infty$ й $s \rightarrow 0$. При $s \rightarrow 0$ коефіцієнт передачі прямого ланцюга (рис. 78) $K_\Sigma \rightarrow \infty$ і структурну схему на рис. 78 можна перетворити в структурну схему на рис. 79.

На основі цієї структурної схеми коефіцієнт передачі помилки можна визначити як:

$$\frac{\Delta y}{\Delta I} = \frac{K_\Sigma}{1 + K_\Sigma \cdot K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЗВ}}} \quad (286)$$

або враховуючи, що $K_\Sigma \rightarrow \infty$:

$$\frac{\Delta y}{\Delta I} = \frac{1}{K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЗВ}}}. \quad (287)$$

Враховуючи, що коефіцієнт добротності K_d наводиться у вигляді $K_d = K_{\text{ЗВ}} \cdot K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЕГП}} \cdot K_v$ й ширину поля помилок $\pm \Delta y$ можна навести як $2|\Delta y|$:

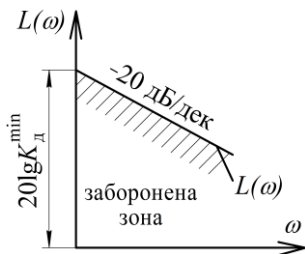


Рис. 80. Виділення забороненої області ЛАЧХ, виходячи із заданої точності позиціонування

$$\frac{2|\Delta y|}{\Delta l} = \frac{K_{\text{ЕГП}} \cdot K_v}{K_D}, \quad (288)$$

де $K_v = \frac{1}{F}$; F – площа поршня.

Отже, для того щоб помилка позиціонування не перевищувала задану:

$$K_D \geq K_D^{\text{min}} = \frac{\Delta l}{2F} \frac{K_{\text{ЕГП}}}{\Delta y}. \quad (289)$$

Умова (289) у площині ЛАЧХ інтерпретується у вигляді забороненої області в низькочастотній частині ЛАЧХ (рис. 80). Значення F обирають на підставі розрахунків попереднього підрозділу, $K_{\text{ЕГП}}$ розраховується за формулою (230), Δl – паспортна величина ЕГП (додаток 1), Δy задане.

1.11.8.4. Визначення забороненої області у високочастотній частині ЛАЧХ, виходячи із заданих динамічних характеристик ЕГСП

При формуванні вимог до середньо- й високочастотної частини ЛАЧХ ЕГСП необхідно виходити з того, що рух робочого органу

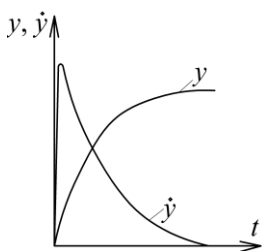


Рис. 81. Бажаний (аперіодичний) закон руху поршня у зоні позиціонування

приводу у фазі гальмування, коли ЕГСП працює в аналоговому режимі, повинен здійснюватися при відсутності коливань робочого органу практично по згасаючій експоненті. Порівняння бажаного характеру переміщення поршня (рис. 81) з характером руху поршня за весь період позиціонування (рис. 74) дає підставу стверджувати, що саме в зоні II, де привід замкнений за положенням, принципово можливо навести її у вигляді аперіодичної ланки (рис. 81). Таким чином, бажана

передавальна функція розімкненого приводу повинна являти собою астатичну ланку першого порядку, тобто інтегруючу ланку (290). Це означає, що до приводу, який працює у позиційному режимі висуваються набагато більш жорсткі умови, ніж просто досягнення стійкої роботи.

$$W_{\text{ПОЗ}}^{\text{БАЖ}} \cong \frac{K_{\text{Д}}}{s}. \quad (290)$$

Для того щоб реалізувати рівність (290) необхідно, щоб резонансна частота гідроциліндра приблизно на порядок перевищувала частоту зрізу (рис. 73), тобто $\omega_{\text{ЗР}} \ll \omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГП}}$ або $\omega_{\text{ЗР}} \ll \omega_{\text{КРИТ}}$. На практиці достатньо витримувати співвідношення:

$$\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГП}} \cong (7 \div 10) \omega_{\text{ЗР}}, \quad (291)$$

де $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГП}} = F \sqrt{\frac{2E}{W_0 \cdot m}}$, $\omega_{\text{ЗР}} = K_{\text{Д}}$.

Передавальна функція такого ЕГСП з високим ступенем ймовірності може бути наведена як:

$$W_{\text{ПОЗ}}^{\text{БАЖ}} = \frac{\frac{K_{\text{Д}}}{s} \cdot K_{\text{ЗВ}}}{1 + \frac{K_{\text{Д}}}{s}} = \frac{1}{T_{\text{ЗП}} s + 1}, \quad (292)$$

де $\frac{K_{\text{Д}}}{s \cdot K_{\text{ЗВ}}}$ – передавальна функція прямого ланцюга приводу з

бажаною характеристикою; $T_{\text{ЗП}} = \frac{1}{K_{\text{Д}}^*} = \frac{1}{\omega_{\text{ЗР}}^*}$ – постійна часу аперіодичної ланки, яка апроксимує передавальну функцію замкненого приводу. Причому $T_{\text{ЗП}} = T_{\text{Г}}$.

Час гальмування $t_{\text{Г}}$ проектованого приводу на основі висновків підрозд. 10.8.1:

$$t_{\Gamma}^* \cong 3T_{\text{ЗП}} = \frac{3}{\omega_{\text{ЗР}}^*} = 0,36 \cdot t_{\Sigma}, \quad (293)$$

де $\omega_{\text{ЗР}}^*$ – бажана частота зрізу.

Таким чином, бажану частоту зрізу $\omega_{\text{ЗР}}^*$, що відповідає заданому часу спрацювання t_{Σ} , визначають із співвідношення:

$$\omega_{\text{ЗР}}^* = K_{\text{Д}}^* = \frac{3}{0,36 \cdot t_{\Sigma}} = \frac{8,33}{t_{\Sigma}}. \quad (294)$$

З іншого боку, із співвідношення (291) $K_{\text{Д}}^*$ повинно задовольняти умову:

$$K_{\text{Д}}^* = \omega_{\text{ЗР}}^* = \frac{\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГП}}}{(7 \div 10)}. \quad (295)$$

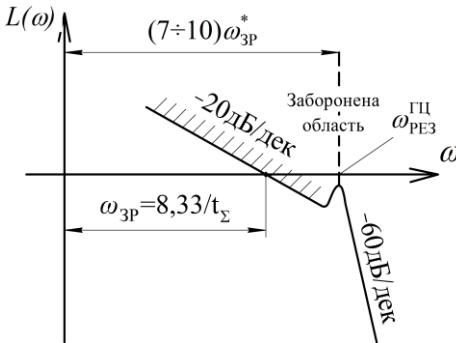


Рис. 82. Графік бажаної ЛАЧХ у середньочастотній і високочастотній областях

Вирази (294) і (295) дозволяють побудувати відрізок бажаної ЛАЧХ розімкненого ЕГСП у середньочастотній і високочастотній областях. Цей же відрізок окреслює заборонену область у високочастотній частині ЛАЧХ (рис. 82).

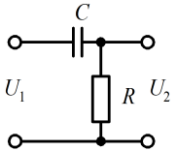
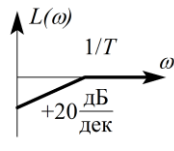
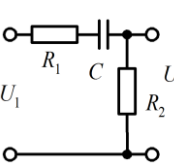
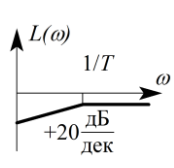
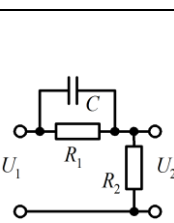
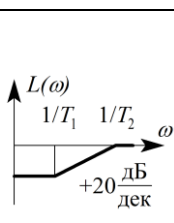
1.11.8.5. Корегування ЕГСП

Рішення про введення корегуючої ланки приймається при зіставленні двох отриманих значень коефіцієнта добротності $K_{\text{Д}}^{\text{min}}$ (289) і $K_{\text{Д}}^*$ (295).

Якщо $K_D^{\min} < K_D^*$, то як коефіцієнт добротності обирають K_D^* . У цьому випадку при заданих динамічних властивостях забезпечується точність позиціонування вище заданої. При цьому привід не потребує корегування.

Якщо $K_D^{\min} > K_D^*$, то у прямий ланцюг на вхід електронного підсилювача вводять корегуючу ланку у вигляді диференціюючого (Д), інтегруючого (І) або інтегродиференціюючого (ІД) контуру (табл. 4) [3].

Таблиця 4 – Типові схеми корегуючих контурів

Диференціюючі контури (Д)			
	Схема корегуючого пасивного контуру	Передавальна функція	Асимптотична ЛАЧХ
1	2	3	4
1		$W(s) = \frac{Ts}{Ts+1}; W(0) = 0;$ $W(\infty) = 1; T = RC;$ $\varphi(\omega) = 90^\circ - \text{arctg}T\omega$	
2		$W(s) = \frac{T_2s}{T_1s+1}; W(0) = 0;$ $W(\infty) = 1/(1+R_1/R_2);$ $T = (R_1 + R_2)C;$ $\varphi(\omega) = 90^\circ - \text{arctg}T_2\omega; T_1 = R_1C$	
3		$W(s) = \frac{1}{1+R_1/R_2} \times \frac{T_1s}{T_2s+1};$ $W(\infty) = 1; W(0) = \frac{1}{1+R_1/R_2};$ $T_1 = R_1C; T_2 = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} C;$ $\varphi(\omega) = \text{arctg}T_1\omega - \text{arctg}T_2\omega$	

Продовження таблиці 4

1	2	3	4
Інтегруючі контури (І)			
1		$W(s) = \frac{1}{1+Ts}; W(0) = 1;$ $W(\infty) = 0; T = RC;$ $\varphi(\omega) = -\arctg T\omega$	
2		$W(s) = \frac{T_2s+1}{T_1s+1}; W(0) = 1;$ $W(\infty) = \frac{1}{1+R_1/R_2};$ $\varphi(\omega) = \arctg T_2\omega;$ $T_2 = R_2C; T_1 = (R_1+R_2)C$	
3		$W(s) = \frac{1}{1+R_1/R_2} \times \frac{T_2s+1}{T_1s+1};$ $W(0) = \frac{1}{1+R_1};$ $T_1 = \left(R_2 + \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \right) C; T_2 = R_2C;$ $\varphi(\omega) = \arctg T_2\omega - \arctg T_1\omega$	
Інтегро-диференціальний контур (ІД)			
1		$W(s) = \frac{T_1T_2s^2 + (T_1+T_2)s+1}{T_1T_2s^2 + [T_1 + (1+R_1/R_2) + T_2]s+1};$ $W(0) = 1; W(\infty) = 1; T_1 = R_2C_2;$ $T_2 = R_1 \cdot C_1$	

На рис. 83 пунктирними лініями наведена наявна ЛАЧХ ($L(\omega)^{\text{НАЯВ}}$), при якій частота зрізу $\omega_{\text{ЗР}}^{\text{НАЯВ}}$ знаходиться в зоні, де ФЧХ проходить достатньо низько при невеликому запасі стійкості за фазою.

У цьому випадку доцільно здійснити стабілізацію за рахунок І-ланцюга (табл. 4). Інтегруючий ланцюг внесе на середніх частотах ослаблення і частота зрізу зрушить вліво в зону, де ФЧХ буде проходити достатньо високо при великому запасі стійкості за фазою. Вибір параметрів корегуючої ланки здійснюється графоаналітичним методом, сутність якого викладена на рис. 80. Виділені шляхом графічної побудови сполучвані частоти ω_1 і ω_2 дозволяють визначити числові значення постійних часу T_1 і T_2 корегуючої ланки.

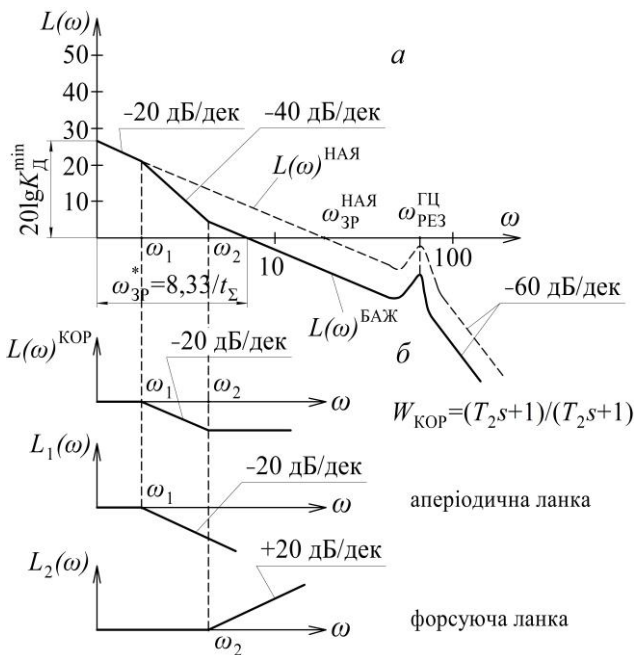


Рис. 83. ЛАЧХ: *a* – нескорегованого (пунктирна лінія); *б* – скорегованого (суцільна лінія) ЕГСП (*a*) і ЛАЧХ корегуючої ланки (*б*)

У цьому випадку поправкова ЛАЧХ корегуючої ланки (рис. 83, б) відповідає передавальній функції у вигляді добутку аперіодичної і форсуючої ланок:

$$W_{\text{КОР}} = \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1}, \quad (296)$$

де $T_1 = \frac{1}{\omega_1}$, $T_2 = \frac{1}{\omega_2}$ – постійні часу.

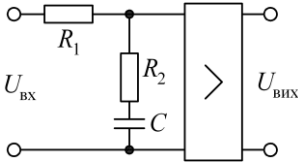


Рис. 84. Корегуєюча ланка у вигляді пасивного чотириполосника

З табл. 4 видно, що таку передавальну функцію має RC -ланцюг під номером 2 у таблиці інтегруючих контурів.

Корегуєюча ланка, що відповідає передавальній функції (296) являє собою пасивний чотириполосник (рис. 84). Через те, що пасивні RC -ланцюги мають ослаблюючі властивості, на його виході доцільно встановлювати підсилювач

постійного струму. Значення номіналів для опорів і ємності обираються з співвідношень (табл. 4):

$$T_1 = (R_1 + R_2)C; \quad (297)$$

$$T_2 = R_2 \cdot C.$$

Через те що вираз (297) являє собою систему двох рівнянь з трьома невідомими, значення одного з опорів задають (наприклад $R_2 = 100 \text{ КОм}$). Як завершуючу частину динамічного синтезу визначають коефіцієнт підсилення електронного підсилювача.

$$K_{\text{ЕП}} = \frac{K_{\text{Д}}^{\text{min}}}{K_{\text{ЗВ}} \cdot K_{\text{V}} \cdot K_{\text{ЕПІ}}}. \quad (298)$$

На рис. 85 наведена ЛАЧХ і ФЧХ скорегованого ЕГСП. При заданих вихідних значеннях $m_{\text{ПР}}$, t_z , L , P , $\pm \Delta u$.

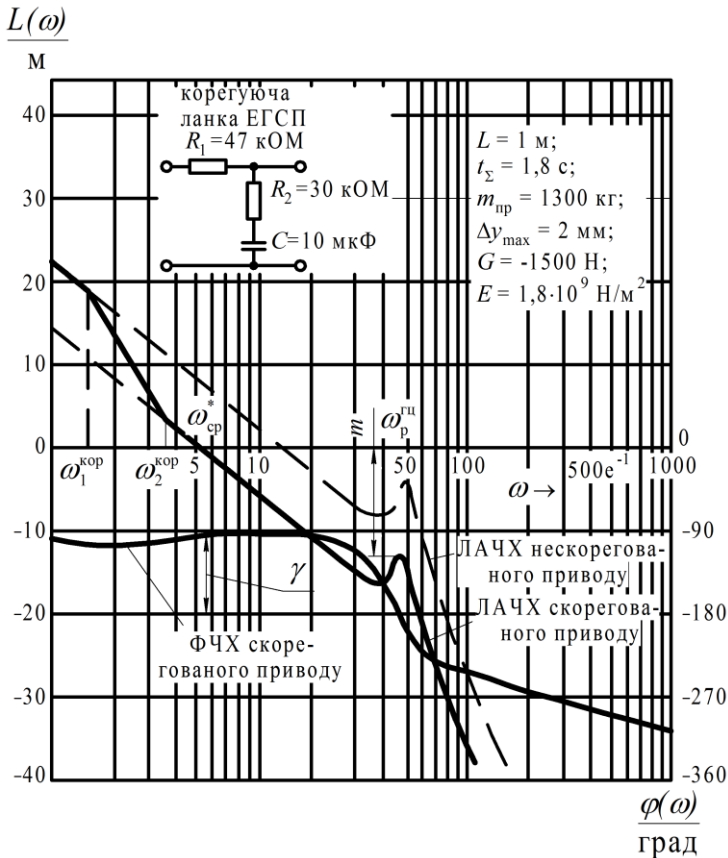


Рис. 85. Логарифмічна амплітудочастотна і фазочастотна характеристики нескорегованого (пунктирна лінія) і скорегованого (суцільна лінія) ЕГСП

1.11.9. Електрогідравлічний слідкувальний привід типу ПЕГС

Сервомеханізм типу ПЕГС здійснює зворотньо-поступальний рух по програмі, що надходить від задавального пристрою до приводу у вигляді електричних сигналів. Сервомеханізм цього типу конструктивно виконаний у вигляді єдиного вузла, що включає гідроциліндр 1, блок 2 датчиків, гідрозамок 3 і ЕГП 4 типу УГЕ-8 (рис. 87).

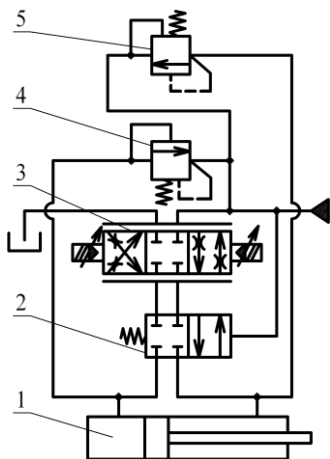


Рис. 86. Принципова гідравлічна схема сервомеханізму типу ПЕГС

встановлений гідрозамок 2, що відсікає робочу порожнину гідроциліндра при падінні тиску в системі нижче вказаної межі.

Блок датчиків складається зі стрічкопротяжного механізму, за допомогою якого поступальний рух штока гідроциліндра перетворюється в обертальний рух датчиків, в якості яких використовується обертальний трансформатор типу ВТ-5, датчик швидкості – тахогенератор типу ТД-103. Блок датчиків і дроселюючий розподільник мають електричні роз'єми 5 і 6 (рис. 87) для підключення до електричної системи керування.

Основні характеристики ЕГСП типу ПЕГС наведені у додатку 1.

1.12. Пропорційні підсилювачі потужності (гідророзподільники)

Пропорційні гідравлічні розподільники керуються пропорційними електромагнітами, використовують золотники з дроселюючими кромками, що мають спеціальний профіль, а також, як правило, в них наявні внутрішні електричні зворотні зв'язки. Використання таких гідророзподільників забезпечує гідроприводам такі переваги: значно

Гідравлічна схема ПЕГС наведена на рис. 86. У порожнинах гідроциліндра встановлені запобіжні клапани 4, 5 (рис. 86). Відкриття клапанів відбувається при збільшенні тиску у порожнині гідроциліндра на 20–25 кг/см² за відношенням до тиску у напірній магістралі. При цьому порожнина гідроциліндра сполучається з напірною магістраллю, в якій повинен бути встановлений основний запобіжний клапан.

Між циліндром 1 і ЕГП 3

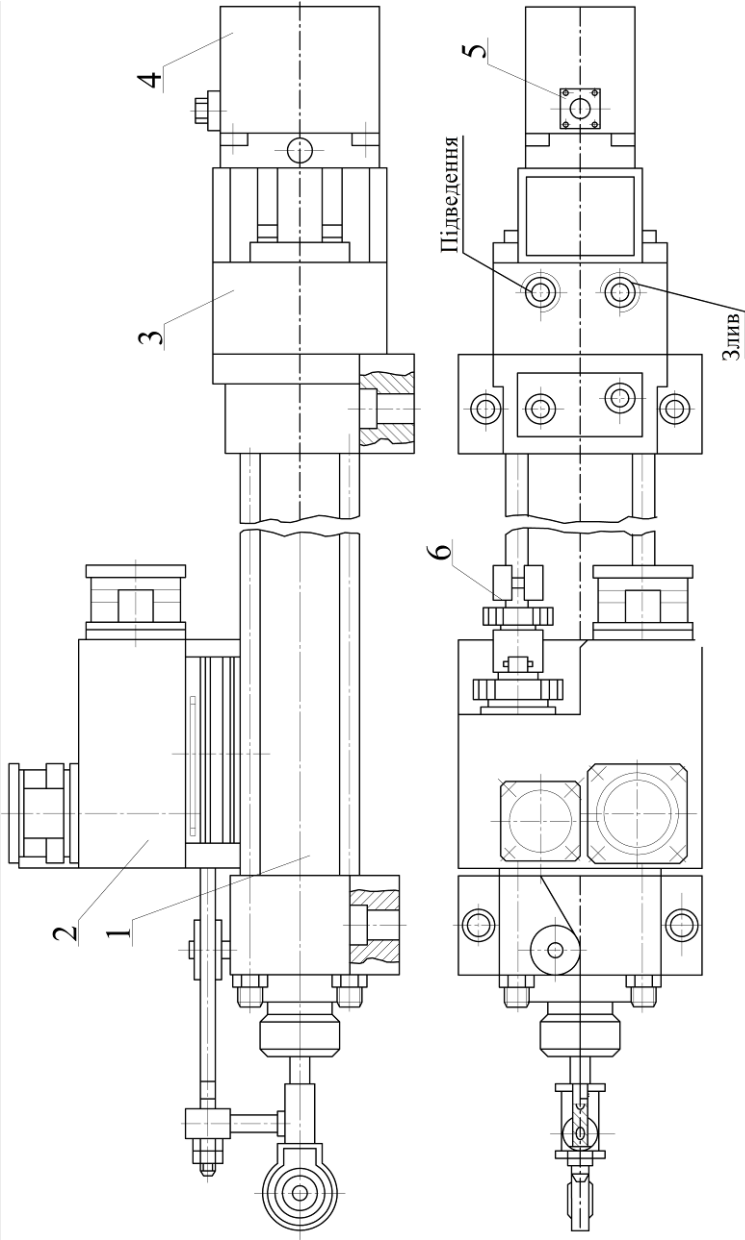


Рис. 87. Електрогідравлічний слідкувальний привід типу ПЕГС

менші перепади тисків на гідророзподільниках порівняно з сервозолотниками, простіше керування, меншу, порівняно з сервозолотниками, чутливість до забруднення робочої рідини.

Чотирилінійний двокаскадний пропорційний гідророзподільник з двостороннім керуванням (рис. 88) складається з золотника 5, який знаходиться у нейтральному положенні під дією центруючих пружин 2 з упорними шайбами 3. Золотник керується якорями пропорційних електромагнітів 1 і 6. З якорем електромагніта 6 пов'язаний індуктивний датчик положення 7.

Графічна характеристика пропорційного електромагніта "сила-переміщення якоря" наведена на рис. 89. Відмінною рисою пропорційного електромагніта є те, що сила тягнення електромагніта у робочому діапазоні переміщення якоря залишається постійною при однаковій силі струму незалежно від ходу якоря (рис. 89).

Пропорційний розподільник працює таким чином. Нехай електричний сигнал надходить на електромагніт 1 і золотник зміщується вправо від нейтрального положення, комутуючи канали Р і В, а також А і Т. Задаючи певні значення сигналу керування, якому відповідають певні положення золотника, отримують певну витрату на виході золотника і відповідну швидкість виконавчого механізму.

Якщо електромагніт має контур зворотного зв'язку за положенням якоря (рис. 90), то положення якоря при фіксованому значенні струму керування буде постійним незалежно від протидіючих сил. Це особливо важливо при компенсації дії гідродинамічної сили (підрозд. 1.11.3.2).

Індуктивний датчик положення 7 (рис. 88), який використовується у контурі зворотного зв'язку, являє собою електромагнітний пристрій, що складається з осердя і двох електричних обмоток. Застосування внутрішнього контуру зворотного зв'язку дозволяє, окрім сказаного вище, суттєво зменшити гістерезис пропорційних електромагнітів приблизно до $0,1 \div 0,5$ %.

При великих значеннях витрат, як правило, вище $40 \div 60$ л/хв, застосовують двокаскадний пропорційний гідророзподільник (рис. 91). Він складається з двох каскадів: основного і керуючого (пілота керу-

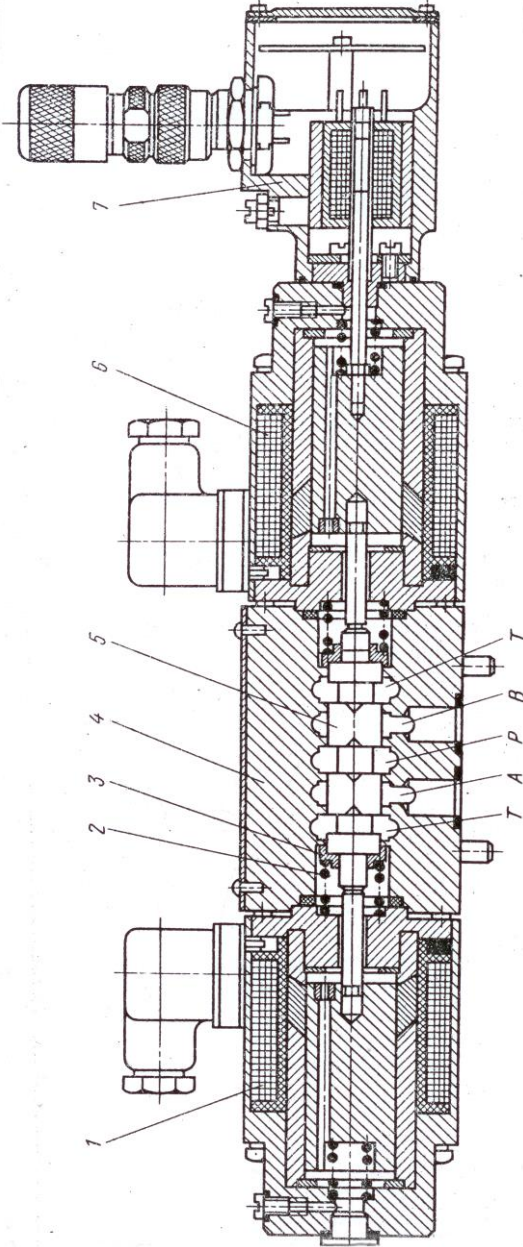


Рис. 88. Чотирилінійний пропорційний однокаскадний гідророзподільник

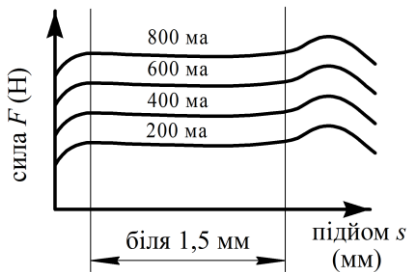


Рис. 89. Характеристика пропорційного електромагніту

вання). У корпусі 2 керуючого каскаду розташований золотник 3, кінематично пов'язаний з якорем пропорційних електромагнітів 1 і 6. Пілот керування кріпиться до корпусу 8 основного каскаду, всередині якого розташований золотник 9 з центруючою пружиною 11. При відсутності сигналу керування золотник 9 за допомо-



Рис. 90. Електромагніт з контуром зворотного зв'язку за положенням якоря

го пружини 11 і обмежувача ходу утримується у нейтральному положенні. Потік робочої рідини з каналу Р надходить у порожнину живлення 4 пілота керування. Коли електромагніти пілота знеструмлені, золотник 3 знаходиться у нейтральному положенні, і торцеві порожнини золотника 9 через канали 7 і 12 поєднуються зі зливною гідролінією. При подачі електричного сигналу, наприклад, на

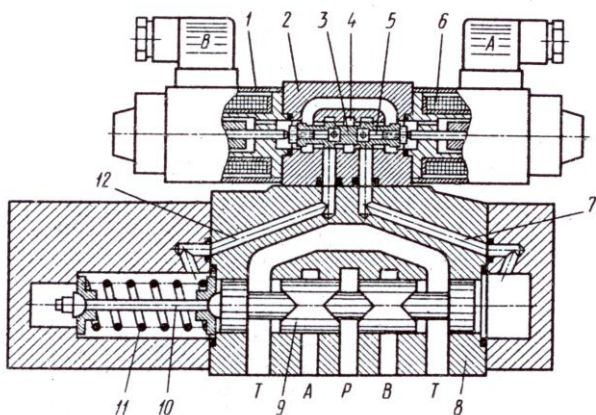


Рис. 91. Двокаскадний чотирилінійний пропорційний підсилювач потужності

електромагніт 1, якір переміщує золотник 3 вправо, поєднуючи порожнину 4 через канал 7 з правою торцевою порожниною золотника. Золотник 3 буде переміщуватись доти, поки у порожнині 5 не встановиться тиск, що врівноважує зусилля пропорційного магніту 1. Оскільки порожнина 5 через отвір у золотнику 3 пов'язана з каналом 7, то у правій торцевій порожнині золотника 9 встановиться тиск, пропорційний струму в обмотці електромагніта 1. Таким чином, золотник 9 основного каскаду отримає таке переміщення, що дія тиску у правій торцевій порожнині буде врівноважена зусиллям пружини 11. Через те що силова характеристика пропорційного електромагніта і статична характеристика центруючої пружини лінійні, то переміщення золотника основного каскаду буде пропорційним вхідному сигналу.

Наявність контурів зворотного зв'язку за положенням якоря електромагніта так само, як і у випадку з однокаскадними розподільниками, значно покращує показники точності. На рис. 92 показані схеми двокаскадних пропорційних підсилювачів потужності з керуванням від напірних клапанів (рис. 92, а), з механічним зворотним зв'язком (рис. 92, б) і з електричним зворотним зв'язком (рис. 92, в).

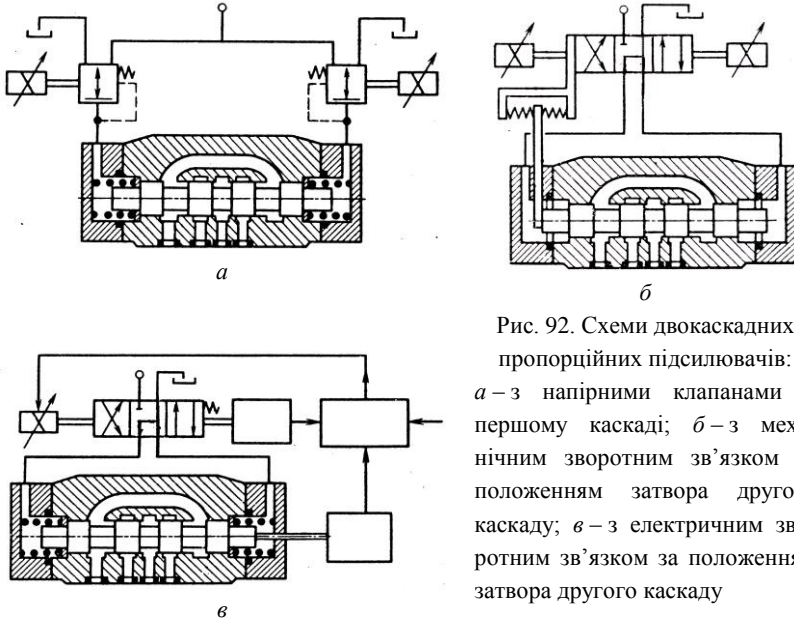


Рис. 92. Схеми двокасадних пропорційних підсилювачів: *а* – з напірними клапанами у першому касаді; *б* – з механічним зворотним зв’язком за положенням затвора другого касаду; *в* – з електричним зворотним зв’язком за положенням затвора другого касаду

Для забезпечення інваріантності за відношенням до навантаження пропорційні гідророзподільники застосовують у поєднанні з дволінійними регуляторами тиску, які необхідні для підтримки постійного перепаду тиску на дросельних щілинах розподільника при фіксованому положенні золотника (рис. 93). Таким чином, досягається підтримка постійної заданої струмом керування витрати, що подається до двигуна, незалежно від зміни навантаження. Принцип роботи системи стабілізації витрати аналогічний принципу функціонування регулятора витрати (див. розд. 2.3 цього посібника).

Пропорційні розподільники, керовані пропорційними електромагнітами з внутрішнім зворотним зв’язком, поєднані з регуляторами тиску, забезпечують пропорційність між вхідним електричним сигналом, вихідною витратою, а отже, і швидкістю робочого органу гідродвигуна незалежно від навантаження на гідродвигун. Подібні системи можуть ефективно використовуватися для дистанційного електрокерування швидкістю гідравлічних виконавчих механізмів.

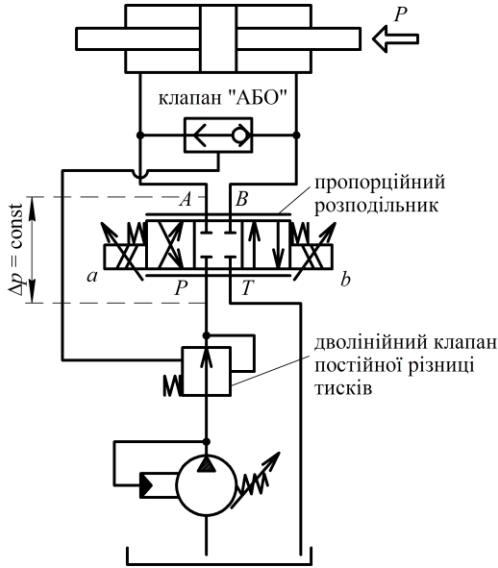


Рис. 93. Компенсація впливу навантаження за допомогою дволинійного впускного клапана постійної різниці тисків

Такі гідроагрегати забезпечують у підсумку ефективно зрощування гідравліки з електронними системами керування, дозволяють створювати "інтелектуальні" гідрокомпоненти з вбудованою електронікою, тобто успішно поєднувати виключні силові і динамічні властивості гідродвигунів з практично необмеженими функціональними можливостями електронних засобів керування.

1.13. Слідкувальні гідроприводи з широтно-імпульсним керуванням

У гідроприводах з імпульсним керуванням безперервний сигнал неузгодження U_n перетворюється у послідовність імпульсів, параметри яких змінюються за певним часовим законом. Причому зміна імпульсів у тій чи іншій формі слідує за зміною сигналу неузгодження U_n .

Залежно від характеру зміни імпульсів приводи з імпульсним керуванням поділяються на такі:

- приводи з широтно-імпульсною модуляцією;
- приводи з частотно-імпульсною модуляцією;
- приводи з амплітудо-імпульсною модуляцією.

Найбільш поширеними є приводи з широтно-імпульсним керуванням (ШК). Принцип роботи і призначення елементів електрогідравлічної системи з ШК відображені на блок-схемі (рис. 94) [15].

Основним елементом імпульсної системи керування є формуючий елемент (ФЕ), який здійснює перетворення безперервного елек-

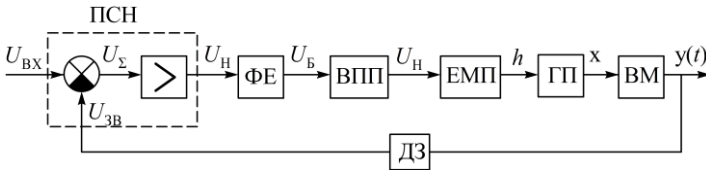


Рис. 94. Блок-схема електрогідравлічної системи з широтно-імпульсною модуляцією (ПСН – підсилювач сигналу неузгодження; ФЕ – формуючий елемент; ВПП – вихідний підсилювач потужності; ЕМП – електромеханічний перетворювач; ГП – гідропідсилювач; ВМ – виконавчий механізм; ДЗ – датчик зворотного зв’язку)

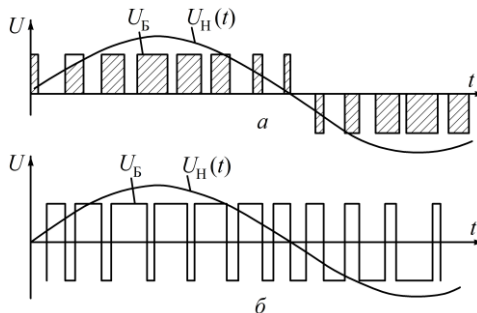


Рис. 95. Вихідні сигнали формуючого елемента: *a* – однополярні імпульси; *б* – різнополярні імпульси

тричного сигналу $U_H(t)$, який надходить з виходу підсилювача сигналу незгодження, у дискретний сигнал $U_B(t)$ (рис. 95).

Формуючий елемент може модулювати імпульсні сигнали двох типів: одно-лярні (рис. 95, а) і різнополярні імпульси (рис. 95, б).

Наступна за ФЕ група пристроїв (ЕМП і ГП) належить до високочастотних елементів, здатних передавати практично без викривлення дискретні сигнали.

Виконавчий механізм має властивості низькочастотного фільтра, на якому відбувається природна екстраполяція, тобто відновлення безперервного сигналу і робота ВМ у безперервному (аналоговому) режимі.

Уся група елементів, виходом яких слугує дискретний сигнал, розглядається як один пристрій – широтно-імпульсний модулятор. Усі інші елементи з безперервним виходом (у нашому випадку – ВМ) складають так звану безперервну частину системи.

Роль низькочастотного фільтра може відігравати ЕМП, і в цьому випадку на вхід гідропідсилювача подається вже безперервний сигнал $h(t)$, пропорційний сигналу незгодження $U_H(t)$. Система може бути спроектована і так, що ГП стане низькочастотним фільтром.

На рис. 96 показана керуюча частина приводу з ШІК при реалізації різнополярних керуючих імпульсів і використанні П-регулятора ($U_H = U_{ВХ} - y \cdot K_{ЗВ} = U_{ВХ} - U_{ЗВ}$). Мірою впливу керуючої частини

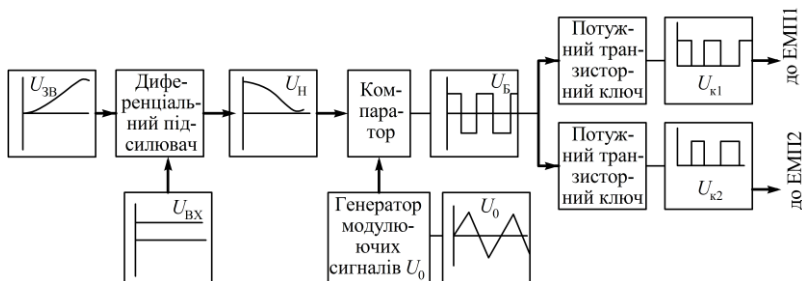


Рис. 96. Структурна схема керуючої частини з ШІК

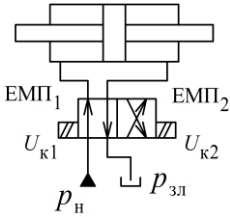


Рис. 97. Схема підключення двопозиційного розподільника для реалізації ШК

двокаскадний гідропідсилювач (рис. 52), у якому золотник зроблено вільноплаваючим без центруючих пружин. Для перетворення безперервного сигналу неузгодження в імпульсний необхідна наявність компаратора (вимірювального приладу, призначеного для порівняння вимірюваної величини з еталонною) і генератора модулюючих сигналів (рис. 96). За останній може виступати або генератор трикутних сигналів (рис. 98), або, як спрощений варіант, генератор синусоїдних сигналів (рис. 99).

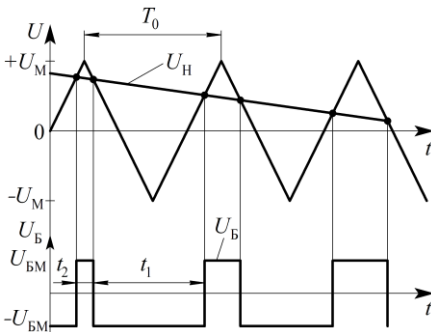


Рис. 98. Отримання різнополярних керуючих імпульсів при реалізації ШК на основі генератора трикутних сигналів

Впродовж часу t_1 ліва порожнина гідроциліндра (рис. 97) пов'язана з магістраллю живлення через канал з ефективною площею f_1 , а друга порожнина – зі зливом через канал з ефективною площею f_2 . Впродовж часу $t_2 = T_0 - t_1$, навпаки, зі зливом пов'язана ліва порожнина, а права – з магістраллю живлення.

Аналітично дискретний сигнал на виході формуючого елемента різнополярних імпульсів можна описати виразом

$$U_B(t) = \begin{cases} U_{BM}; & n \cdot T_0 \leq t \leq (n + \gamma)T_0, \\ -U_{BM}; & (n + \gamma)T_0 \leq t \leq (n + 1)T_0, \end{cases} \quad (299)$$

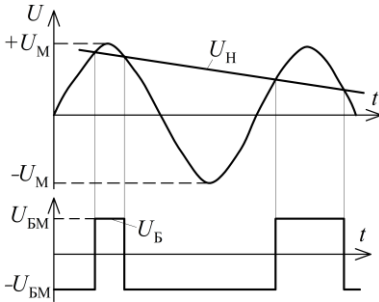


Рис. 99. Отримання різнополярних керуючих імпульсів на основі генератора синусоїдних сигналів

де U_{BM} – амплітуда імпульсів на виході формуючого елемента; T_0 – період квантування; n – порядковий номер досліджуваного періода; γ – шпаруватість (відносна довжина імпульсу), $\gamma = t/T_0$; t – абсолютна довжина імпульсу.

Графіки $\gamma_1 = t_1/T_0$ і $\gamma_2 = t_2/T_0$ залежно від регулюючого сигналу U_H наведені на

рис. 100. Статична характеристика ШК з різнополярними імпульсами і $\gamma_{1,2} = 0,5$ при $U_H = 0$ (рис. 100) описується співвідношеннями (300) і (301).

ШК з однополярними імпульсами у цьому розділі не розглядаються, адже вони мають низку недоліків: для реалізації потрібні два компаратора і трипозиційний розподільник, статична і динамічна точність гірша, ніж у ШК з різнополярними імпульсами.

$$\gamma_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } U_H < -U_M, \\ 0,5 \left(1 + \frac{U_H}{U_M} \right) & \text{при } -U_M \leq U_H \leq U_M, \\ 1 & \text{при } U_H > U_M; \end{cases} \quad (300)$$

$$\gamma_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } U_H > U_M, \\ 0,5 \left(1 - \frac{U_H}{U_M} \right) & \text{при } -U_M \leq U_H \leq U_M, \\ 1 & \text{при } U_H < -U_M. \end{cases} \quad (301)$$

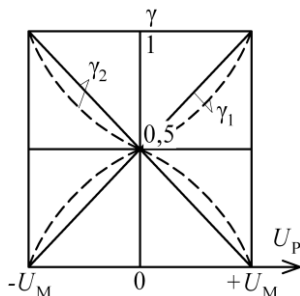


Рис. 100. Зміна шпаруватості імпульсів залежно від напруги неузгодження при реалізації ШК з різнополярними імпульсами (суцільна лінія – трикутний модулюючий сигнал; переривчаста лінія – синусоїдний модулюючий сигнал)

При різнополярних імпульсах у всьому діапазоні зміни регулюючого сигналу U_H від $-U_M$ до U_M відбувається чергове наповнення і спустошення порожнин гідродвигуна. Як сказано вище, гідродвигун, будучи низькочастотним фільтром, згладжує імпульси, і робота усього приводу близька до роботи системи з безперервним керуючим впливом. З цієї причини гідропривід з ШК відносять до класу так званих квазібезперервних імпульсних систем.

Розглянуте вище ШК гідроприводів належить до типу ШК за швидкістю вихідної ланки. Для забезпечення нормальної роботи приводу з ШК за швидкістю вихідної ланки необхідно, щоб затвор розподільника встигав переміщуватись між крайніми положеннями за половину періоду T_0 модулюючого сигналу. При виконанні цієї умови вихідний шток силового циліндра буде переміщуватися зі швидкістю, середнє значення якої пропорційне U_H . Після замикання такого приводу жорстким від'ємним зворотним зв'язком система почне здійснювати безперервне слідкування за положенням робочого органа.

Приводи з ШК мають низку переваг у порівнянні з приводами безперервного керування. Вони значно менш чутливі до забруднення робочої рідини, на них слабше впливають такі нелінійні ефекти, як

гістерезис і зона нечутливості. Приводи з ШК забезпечують більшу стабільність динамічних і статичних характеристик при зміні зовнішніх умов, дозволяють спростити, знизити вимоги по точності виготовлення, а отже, і покращити вартість керуючих гідравлічних елементів. Крім того, при імпульсному керуванні спрощується сполучення силової частини приводу з цифровими електронними системами.

Недоліком є зниження довговічності гідроапаратури внаслідок високої частоти спрацювання її рухомих частин.

1.14. Багатопозиційні гідроприводи з релейним керуванням

Електрогідравлічні слідкувальні приводи з безперервним керуванням спроможні забезпечити високу статичну точність позиювання і високу динамічну точність відпрацювання тракторії РО, що важливо для систем контурного керування. Цю властивість наочно можна прослідкувати в роботі станків загальномашинобудівного призначення, фарбувальних і зварювальних маніпуляторів, в технологічних процесах, що характеризуються невисокими швидкостями руху робочого органа. У системах з позиційним режимом керування, передусім у робототехнічних системах, які виконують транспортні операції, вимоги високої швидкодії і високої статичної точності для ЕГСП стають взаємовилучними через проблеми стійкості. Крім того, такі системи доволі дорогі і мають надлишкові функціональні можливості, які повною мірою розкриваються лише в системах контурного керування.

Сучасний стан мікропроцесорних засобів керування, який характеризується передусім значним ростом швидкодії і супроводжується їх здешевленням, зробив економічно доцільним використовувати дешеві дискретні гідроприводи з релейними гідророзподільниками у поєднанні з мікропроцесорним керуванням.

Як було сказано раніше, системи з релейним керуванням так само, як і класичні слідкувальні системи, оснащені датчиком переміщення (або датчиком переміщення і швидкості) і мають контур

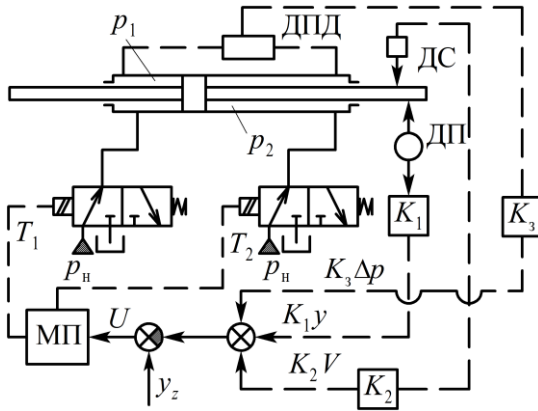


Рис. 101. Базова гідравлічна схема гідроприводу з релейним керуванням

зворотного зв'язку. Однак замість аналогового сервоклапана, що реагує на величину і знак функції неузгодження, вони мають релейний гідророзподільник і реагують тільки на знак функції неузгодження.

На рис. 101 наведена найпростіша (базова) гідросхема дискретного керування за допомогою 3/2 гідророзподільників, зміна стану яких відбувається при зміні знака функції неузгодження U .

Тут як електрогідравлічний підсилювач потужності використовуються два двопозиційних клапани, які у кожен момент часу поєднують порожнину гідроциліндра або з напірною магістраллю (тиск p_n), або зі зливом (атмосферою).

1.14.1. Оптимальна лінія перемикання для гідроприводу з релейним керуванням

При дискретному керуванні перепад тиску на гідродвигуні $p = p_1 - p_2$ пов'язаний зі знаком функції неузгодження U :

$$p = p_n \cdot \text{sign } U. \quad (302)$$

Рівняння стану гідроприводу у спрощеній формі має вигляд

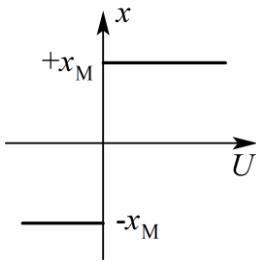


Рис. 102. Релейна характеристика гідророзподільника

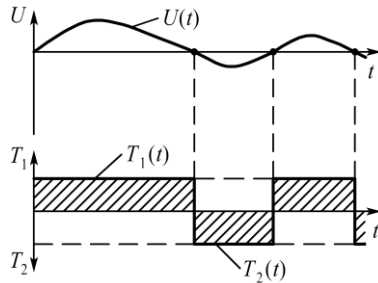


Рис. 103. Формування дискретних керуючих впливів

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v, \\ \frac{dv}{dt} = \frac{F}{m} p. \end{cases} \quad (303)$$

При використанні одноконтурного П-регулятора функція неузгодження визначається рівнянням

$$U = y_z - K_1 \cdot y,$$

де K_1 – коефіцієнт підсилення зворотного зв'язку за положенням робочого органа.

Формування дискретних керуючих впливів на T_1 і T_2 для дво-позиційних розподільників відбувається у формі, що відповідає рис. 103. Як блок формування дискретних сигналів може бути використане поляризоване реле [15].

Диференціальне рівняння фазової траєкторії гідроприводу, замкненого релейним зворотним зв'язком:

$$\frac{dv}{dy} = \frac{F}{m \cdot v} p_H \cdot \text{sign } U. \quad (304)$$

Інтегруючи рівняння (304), отримаємо рівняння сімейства фазових траєкторій:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{v^2}{2} - \frac{F \cdot y}{m} \cdot p_H = c_1 \text{ або } v = \pm \sqrt{v_H^2 + \frac{2F \cdot p_H}{m} (y - y_H)}, \\ \quad \square \text{ при } T_1 = 1; T_2 = 0 \text{ (прямий хід зліва направо)} \\ \frac{v^2}{2} + \frac{F \cdot y}{m} \cdot p_H = c_2 \text{ або } v = \pm \sqrt{v_H^2 + \frac{2F \cdot p_H}{m} (y_H - y)}, \\ \quad \square \text{ при } T_1 = 0; T_2 = 1 \text{ (реверс)} \end{array} \right. \quad (305)$$

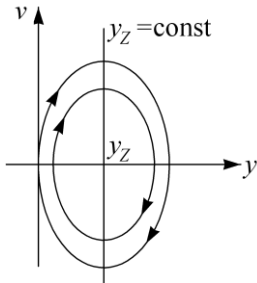


Рис. 104. Фазовий портрет для релейного приводу з одноконтурним регулятором

де y_H, v_H – початкові координати РО у фазовій площині.

Зазвичай фазовий простір розбивається на окремі області, які у випадку фазової площини вироджуються у лінію перемикавання [11].

Для системи (305) у випадку використання одноконтурного регулятора лінією перемикавання є вісь $y_z = \text{const}$ (рис. 104). Фазові траєкторії – замкнені криві, утворені відрізками парабол. При перетині лінії $y_z = \text{const}$ змінюються об'єкти комутації для лівої і правої порожнини гідроциліндра.

Система при такому керуванні структурно нестійка.

При проектуванні стійких і оптимальних за швидкодією слідкувальних систем керування керуючий вплив на систему, як правило, повинен носити нелінійний характер [7]. Відносно задачі дискретного керування, це зводиться до знайдення оптимальної лінії перемикавання у фазовій площині, що забезпечує найшвидше попадання РО у точку позиціонування. Така лінія перемикавання у фазовій площині повинна співпадати з природною траєкторією РО при радикальному гальмуванні шляхом реверса гідродвигуна. Сім'я фазових траєкторій, які відповідають системі рівнянь (305), наведена на рис. 105.

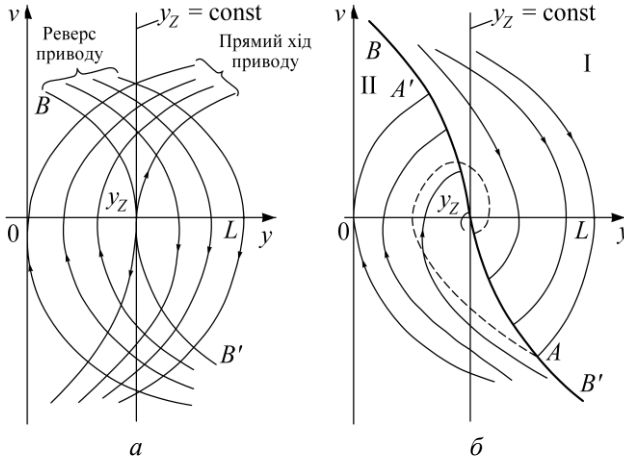


Рис. 105. Вибір оптимальної лінії перемикання у фазовій площині

Оптимальна фазова траєкторія BB' повинна складатися з ділянки траєкторії однієї сім'ї, що проходить через точку y_z (прямий хід) і ділянки траєкторії іншої сім'ї, що проходить через ту саму точку (реверс), тобто напівтраєкторії $B y_z$ і $y_z B'$ (рис. 105, а). Очевидно, коли РО починає рухатися до точки позиювання y_z , маючи початкову координату $y = L$ і неузгодження $L - y_z$, то перемикання повинно відбутися на напівтраєкторії $B' y_z$, яка описується рівнянням

$$v^2 + \frac{2F}{m} \cdot p_H (y_z - y) = 0. \quad (306)$$

І навпаки, якщо спочатку $y = 0$, то перемикання повинно відбутися на траєкторії $B y_z$, яка описується рівнянням

$$v^2 - \frac{2F}{m} \cdot p_H (y_z - y) = 0. \quad (307)$$

Фазовий портрет гідроприводу з оптимальною лінією перемикання $B y_z B'$ наведений на рис. 105, б, причому рівняння самої

лінії перемикавання має вигляд

$$v^2 - \frac{2F}{m} \cdot p_H (y_Z - y) \operatorname{sign} v = 0. \quad (308)$$

Функція перемикавання у цьому випадку наводиться як

$$U = K \dot{y}^2 \cdot \operatorname{sign} \dot{y} - (y_Z - y) = 0, \quad (309)$$

де $K = \frac{m}{2F \cdot p_H}$; $y_Z - y = \varepsilon$ – неузгодження за положенням РО.

Реалізувати цей закон керування можна за допомогою нелінійного (квадратичного) перетворювача $f = \dot{y}^2 \cdot \operatorname{sign} \dot{y}$ і підсилювача

з коефіцієнтом підсилення $K = \frac{m}{2F \cdot p_H}$, які дають можливість вводити

керуючий вплив $\dot{y}^2 \frac{m}{2F \cdot p_H} \operatorname{sign} \dot{y}$. Порівняльний пристрій, який реалі-

зує функцію перемикавання $U = K \cdot \dot{y} \cdot \operatorname{sign} \dot{y} - \varepsilon$, і поляризоване реле, що виробляє однорідні дискретні сигнали відповідно до рис. 103 у поєднанні з релейними гідророзподільниками дозволяють отримати необхідний керуючий вплив на гідропривід. Оптимальні фазові траєкторії LA_{y_Z} або $OA'y_Z$ можуть бути реалізовані за умови відповідності їх дійсним траєкторіям розгону і гальмування РО гідроприводу. Однак, насправді, вирази (301) і (302) були отримані на основі достатньо грубих припущень. Одне з них – припущення про дискретну зміну тиску в порожнинах гідроциліндра при перемиканні гідророзподільника. Насправді процеси, що протікають у порожнинах циліндра і дротелюючих трактах, достатньо складні.

Тому аналітичне визначення точного значення оптимальної лінії перемикавання являє собою важкорозв'язну задачу. Крім того, контроль за v^2 за допомогою контролера або ЕОМ ускладнений при роботі у реальному масштабі часу. Отже, визначення лінії перемикавання у

вигляді нелінійної залежності, а також контроль за цією лінією, здається недоцільним.

1.14.2. Вибір закону керування релейним гідроприводом методом кореневого годографа

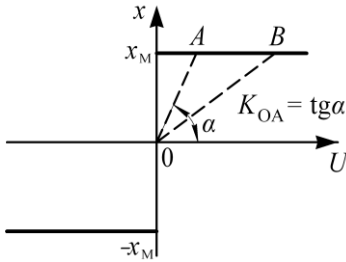


Рис. 106. Лінійна інтерпретація процесу перемикання релейного гідророзподільника

Лінеаризована математична модель релейного гідроприводу у перетвореннях Лапласа має вигляд

$$\begin{cases} x(s) = x_M \cdot \text{sign } U, \\ (\tau_0 s + 1) p(s) = K_{px} \cdot x(s), \\ sy(s) = v(s), \\ sv(s) = \frac{F}{m} \cdot p(s), \end{cases} \quad (310)$$

де x_M – максимальний хід клапана (золотника) (рис. 106); $\tau_0 = W_0 / \left[2E \left(\frac{\partial Q}{\partial p} \right)_0 \right]$ – постійна часу гідроциліндру; $\left(\frac{\partial Q}{\partial p} \right)_0$ – коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики золотника; $K_{px} = \left(\frac{\partial Q}{\partial x} \right)_0 / \left(\frac{\partial Q}{\partial p} \right)_0$; $p = p_1 - p_2$.

Спробуємо описати також роботу релейного елемента за допомогою лінійного аналога. Будемо умовно вважати, що характеристики дискретного розподільника при $U > 0$ описується деякою ламаною лінією OAB , причому кутовий коефіцієнт K_{OA} прямої OA при спрацюванні розподільника достатньо швидко змінюється від 0 до ∞ (рис. 106). Аналогічно при $U < 0$.

Таким чином, лінійна модель (310) при такій апроксимації може бути подана структурною схемою (рис. 107).

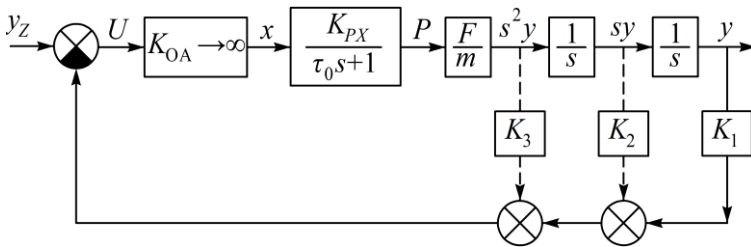


Рис. 107. Структурна схема релейного гідроприводу

У структурну схему введено коефіцієнт K_{OA} . У міру того, як зменшується абсолютна величина неузгодження U , кутовий коефіцієнт K_{OA} збільшується і при $U \rightarrow 0$ $K_{OA} \rightarrow \infty$. У випадку замикання гідроприводу з дискретним гідророзподільником лише зворотним зв'язком за положенням передавальна функція прямого ланцюга має вигляд

$$W(s) = \frac{K_{\Pi}}{s^2(\tau_0 s + 1)}, \quad (311)$$

де $K_{\Pi} = \frac{K_{OA} \cdot K_{PX} \cdot F}{m}$ – коефіцієнт передачі прямого ланцюга.

Передавальна функція замкненого за положенням гідроприводу

$$W_3(s) = \frac{y(s)}{y_z(s)} = \frac{W(s)}{1 + K_1 \cdot W(s)}, \quad (312)$$

де $\frac{K_1 \cdot K_{OA} \cdot K_{PX} \cdot F}{m} = K_d$ – коефіцієнт добротності (коефіцієнт передачі розімкненого контуру); K_1 – коефіцієнт передачі зворотного зв'язку.

Для дослідження поведінки гідроприводу при прагненні коефіцієнта добротності до нескінченності зручний метод кореневого годографа [12]. Траєкторії нулів і полюсів передавальної функції при зміні K_d від нуля до нескінченності дозволяють отримати при $K_d \rightarrow \infty$ нульовий портрет системи і зробити висновок про характер перехідного процесу при позиціюванні РО гідроприводу.

При використанні одноконтурного регулятора (зворотний зв'язок за положенням) передавальна функція розімкненого приводу

$$W_p = \frac{K_d}{s^2(1 + \tau_0 s)}. \quad (313)$$

При $K_d = 0$ подвійний полюс знаходиться на початку координат: $s_{1,2} = 0$ і один полюс на дійсній осі: $s_3 = -1/\tau_0$ (тобто в полюсах передавальної функції розімкненого ПА). Через те що нулів немає, усі три полюси прагнуть до нескінченності при $K_d \rightarrow \infty$. Кількість асимптот $n - m = 3 - 0 = 3$. Координата перетину асимптот з дійсною віссю

$$\sigma_A = \left(\sum_{i=1}^3 s_i - \sum_{j=0}^0 s_j \right) / (n - m) = 0 + 0 - \frac{1}{\tau_0} / 3 = -\frac{1}{3\tau_0}. \quad (314)$$

Кути нахилу асимптот

$$\theta_{A_i} = (2i + 1) \frac{180^\circ}{n - m}; \quad \theta_{A_1} = 60^\circ; \quad \theta_{A_2} = 180^\circ; \quad \theta_{A_3} = 300^\circ; \quad (315)$$

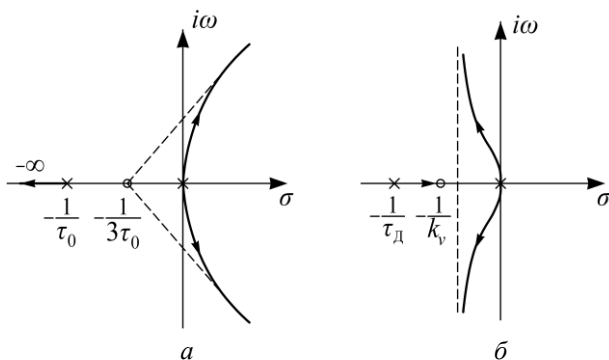


Рис. 108. Нульові портрети при використанні одноконтурного (а) і двоконтурного (б) регуляторів

Нульовий портрет системи наведено на рис. 108, а. Система нестійка, що повністю відповідає фазовому портрету на рис. 104 і перехідному процесу на рис. 111.

Для стабілізації роботи ПА будемо використовувати законірність про прагнення полюсів передавальної функції або до нескінченності, або до нулів передавальної функції розімкненого приводу при $K_d \rightarrow \infty$. Метод стабілізації дискретного ПА ґрунтується на перетяганні коренів характеристичного полінома із правої в ліву частину s -площини шляхом введення в ліву частину s -площини нулів.

Введемо в контур керування додатковий вплив за швидкістю:

$$U = x_z - x - k_2 \cdot v. \quad (316)$$

Тоді

$$H = 1 + k_2 s. \quad (317)$$

У лівій півплощині таким чином з'являється дійсний нуль:

$$W_p(s) = H(s)W(s) = \frac{K_d(1 + k_2 s)}{s^2(1 + \tau_0 s)}. \quad (318)$$

Вихідне положення полюсів при $K_D = 0$ таке саме ($s_{1,2} = 0$; $s_3 = -1/\tau_0$). Кількість асимптот $n - m = 3 - 1 = 2$. Координата перетину асимптот з дійсною віссю

$$O_A = \left(\sum_{i=1}^3 s_i - \sum_{j=0}^0 s_j \right) / (n - m) = \left(-\frac{1}{\tau_0} + \frac{1}{k_2} \right) / 2; \quad (319)$$

Кути асимптот:

$$\theta_{A_i} = (2i + 1) \frac{180^\circ}{n - m}; \quad \theta_{A_1} = 90^\circ; \quad \theta_{A_2} = 270^\circ.$$

Умову стійкої роботи ПА можна одержати з (319). ПА стійкий при

$$\left| \frac{1}{\tau_0} \right| > \left| \frac{1}{k_2} \right|. \quad (320)$$

За цієї умови кореневий годограф наведено на рис. 108, б.

Введення в закон керування лінійного впливу за першою похідною на фазовій площині може бути відображене лінією перемикавання у вигляді похилої прямої, що проходить через точку позиціонування (рис. 109).

Причому кут нахилу цієї лінії, що характеризується коефіцієнтом k_2 , визначає демпфуючі властивості релейної системи. Чим більш полого лінія, тобто чим вище k_2 , тим більш демпфівувальна система.

Алгоритм керування стосовно базової гідросхеми на рис. 101 має вигляд при $k_1 = 1$:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{1 + \text{sign } U}{2} = \frac{1 + \text{sign } (y_Z - y - k_2 \cdot \dot{y})}{2}, \\ T_2 &= \frac{1 - \text{sign } U}{2} = \frac{1 - \text{sign } (y_Z - y - k_2 \cdot \dot{y})}{2}, \end{aligned} \quad (321)$$

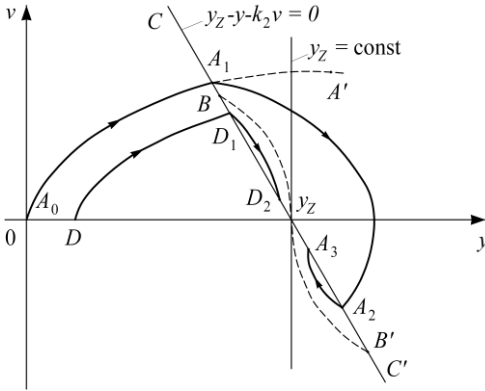


Рис. 109. Рух РО приводу вздовж лінії перемикання у фазовій площині

ПД-регулятор) при наявності релейного елемента у прямому ланцюгу. Якщо функція неузгодженості має вигляд $U = y_z - y - k_2 \cdot \dot{y}$, а релейний елемент (3/2 дискретний розподільник) реагує тільки на знак неузгодженості, то це й забезпечує рух РО вздовж лінії перемикання, яка задається рівнянням $y_z - y - k_2 \cdot \dot{y} = 0$, з більшим або меншим відхиленням від неї.

Для більш надійного й твердого відпрацювання лінії перемикання необхідно введення ще двох нулів у ліву напівплощину s -площини. Такий захід дозволить зв'язати й зафіксувати домінуючі комплексно-сполучені полюси передавальної функції.

Це досягається введенням додаткового зворотного зв'язку за перепадом тиску на поршні (прискоренням), тобто за рахунок переходу до триконтурного регулятора:

$$U = y_z - y - k_2 \cdot v - k_p \cdot \Delta p. \quad (322)$$

Якщо сили тертя малі, а іншого статичного навантаження немає, введення зворотного зв'язку за перепадом тиску адекватно введенню зворотного зв'язку за прискоренням:

де T_1 і T_2 – булеві змінні ($T_1 = 1$ – струм на електромагніт пневморозподільника поданий; $T_1 = 0$ – струм відключений).

Технічна реалізація заданого алгоритму не є складною, адже по своїй суті він ідентичний реалізації пропорційно-диференціального зворотного зв'язку (двоконтурний

$$\ddot{y} = \frac{F}{m} \Delta p. \quad (323)$$

Заміна впливу за прискоренням на вплив за перепадом тиску краща через те, що датчики тиску надійніші й дешевші, ніж датчики прискорення.

Передавальна функція ланцюга зворотного зв'язку в цьому випадку виглядає як

$$H(s) = 1 + k_2 s + \frac{k_p \cdot m}{F} s^2; \quad (324)$$

$$W_p(s) = H(s)W(s) = \frac{K_d(1 + k_2 s + k_3 s^2)}{s^2(1 + \tau_0 s)}, \quad (325)$$

де $k_3 = \frac{k_p \cdot m}{F}$.

Стартові позиції полюсів залишаються незмінними: подвійний полюс на початку координат і дійсний полюс у точці $-1/\tau_0$. Однак кінцеві координати полюсів при $K_d \rightarrow \infty$ будуть суттєво різними залежно від співвідношення коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків k_2 і k_3 , що визначають положення нулів:

$$n_{1,2} = \frac{1}{2k_3} \left(-k_2 \pm \sqrt{k_2^2 - 4k_3} \right). \quad (326)$$

Обидва нуля перебувають на лівому боці комплексної площини. При $k_2 > 4k_3$ нулі дійсні й можливий варіант годографа наведено на рис. 110, а. При $K_d \rightarrow \infty$ всі три полюси опиняються на дійсній осі. Система неколивальна, але відрізняється низькою швидкодією. При $k_2 < 4k_3$ нулі, що є центрами притягання комплексних полюсів, є комплексно-сполученими. Типовий годограф показано на рис. 110, б.

При $K_d \rightarrow \infty$ домінуючі полюси розташовані у двох комплексно-сполучених нулях:

$$n_{1,2} = \frac{1}{2k_3} \left(-k_2 \pm i\sqrt{4k_3 - k_2^2} \right) = -\xi \cdot \omega_0 \pm i\omega_0 \sqrt{1-\xi}. \quad (327)$$

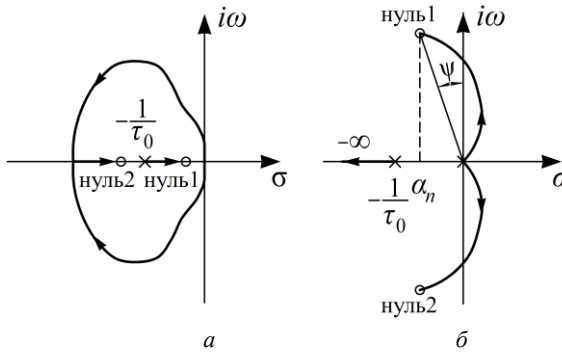


Рис. 110. Нульні портрети системи при наявності триконтурного регулятора

З теорії коливаний відомо, що для досягнення максимальної швидкодії необхідно, щоб $\psi = 45^\circ$, а $\xi = 1/\sqrt{2}$.

З урахуванням цього можна одержати важливі рекомендації з вибору коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків:

$$k_2 = \sqrt{\frac{2k_p \cdot m}{F}}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{F}{k_p \cdot m}}; \quad \alpha_n = \frac{k_2}{2k_3}. \quad (328)$$

Чим більше ω_0 , тим вище швидкодія ПА; чим більше α_n , тим більш стійкий процес.

Отже, найкращими є закони керування, де керуючий вплив формується на основі дво- і триконтурних регуляторів з функціями неузгодженості виду (316) і (322). Опираючись на ці закони, можна побудувати більш ефективні алгоритми системи з дискретним

адаптивним керуванням. Перехідні процеси у релейному гідроприводі при використанні П-регулятора, ПД-регулятора і триконтурного регулятора наведені у підрозд. 1.14.4.

1.14.3. Ковзний режим при релейному керуванні гідроприводу

Фазовий портрет приводу з дискретним керуванням при використанні ПД-регулятора з функцією перемикання $U = y_z - y - k_2 \cdot v$ наведений на рис. 109. Якби зворотного зв'язку не було, то зображувана точка A_0 рухалася б від A_1 до A' по пунктирній траєкторії. При наявності зворотного зв'язку характер руху буде суттєво іншим. Після виходу на пряму CC' ($y_z - y - k_2 \cdot v = 0$) зображувана точка A_1 внаслідок реверсування гідродвигуна змінює траєкторію і починає рухатись по параболі A_1A_2 й знову виходить на лінію перемикання в точці A_2 і далі рухається по параболі A_2A_3 . Причому, перебуваючи поза лінією перемикання системи, вона не підвладна впливу зворотного зв'язку й рухається так, немов зворотного зв'язку не було. Особливо цікавими є параболі Bu_z і $B'u_z$, що проходять через координату позиціонування. Саме відрізки цих парабол є, як показано вище, оптимальною лінією перемикання. Якщо при відпрацюванні похилої лінії перемикання зображувана точка попадає на похилу лінію в межах відрізка BB' , то, рухаючись по параболі A_2A_3 , близькій за формою до $B'u_z$, вона знову попадає на пряму CC' . У міру наближення до точки y_z частота перемикань розподільника збільшується, а траєкторія руху самого робочого органу все більше наближається до лінії перемикання, а сама гідросистема в цьому режимі може бути описана диференціальним рівнянням

$$y_z - y - k_2 \cdot v = 0. \quad (329)$$

Такий режим у теорії автоматичного керування називається *ковзним*, а лінію перемикання на цій ділянці можна вважати *лінією ковзання* [11]. Ідея створення ковзального режиму, що забезпечує

задану якість процесу регулювання при сильно мінливих параметрах об'єкта (гідроциліндра при різних навантаженнях і координатах позиціонування) є дуже привабливою. Дійсно, наявність ковзного режиму цікава тим, що закон руху РО в районі точки позиціонування визначається не параметрами об'єкта регулювання, а коефіцієнтом штучно створеної лінії ковзання.

Однак робота системи у ковзному режимі супроводжується появою низки негативних факторів. Так в роботі [11] йде мова про те, що робота електроприводу у ковзному режимі супроводжується пригорянням контактів електрореле. Відносно гідроприводу велика частота перемикань розподільника знижує його довговічність, електромагнітні котушки розподільників, які мають великий індуктивний опір, перегріваються і часто виходять з ладу. Крім того, загальний час спрацювання гідроприводу суттєво збільшується.

1.14.4. Перехідні процеси у гідроприводах з релейним керуванням

На рис. 111, 112 показані результати розрахунків на ЕОМ для гідроприводу, що працює за схемою на рис. 101.

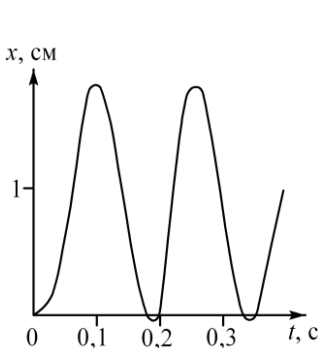


Рис. 111. Автоколивання у позиційному гідроприводі з релейним керуванням (П-регулятор)

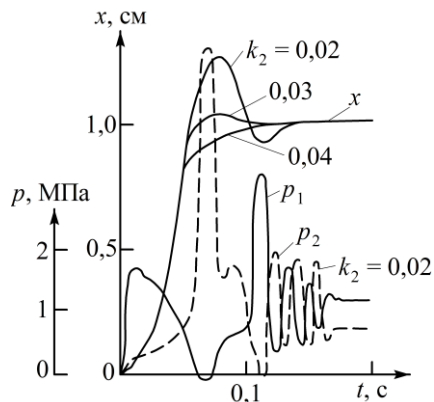


Рис. 112. Перехідні процеси у позиційному гідроприводі з релейним керуванням (двоконтурний ПД-регулятор)

При реалізації керування приводом тільки з головним зворотним зв'язком за положенням (П-регулятор) спостерігаються незатухаючі керування з амплітудою більше 1 см (рис. 111).

Введення додаткового зворотного зв'язку за швидкістю дозволяє не тільки забезпечити стійку роботу приводу, але й досягти аперіодичного процесу (рис. 112). Показані перехідні процеси при зміні коефіцієнта зворотного зв'язку за швидкістю k_2 у діапазоні 0,02...0,04. Однак при такому регулюванні внаслідок високих при-

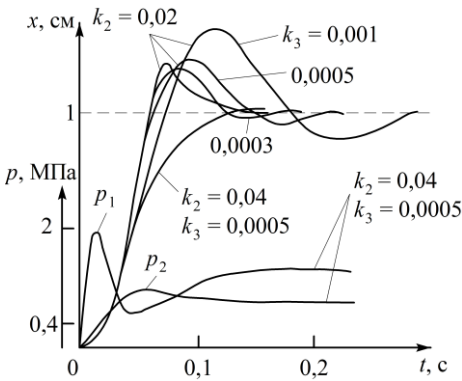


Рис. 113. Перехідні процеси у позиційному гідроприводі з релейним керуванням (триконтурний регулятор)

скорень розгону і гальмування спостерігаються значні коливання тиску зі зниженням його рівня нижче атмосферного, що неприпустимо для забезпечення нормальної роботи приводу.

Вище при дослідженні методом кореневого годографа було показано, що суттєве покращення якості перехідного процесу досягається додатковим введенням корегуючого зворотного зв'язку з прискорення вихідної ланки (або за перепадом тиску на РО виконавчого механізму).

Криві перехідних процесів з фіксованим коефіцієнтом зворотного зв'язку за швидкістю ($k_2 = 0,02$) при різних його коефіцієнтах з прискорення k_3 наведені на рис. 113.

Використання зворотного зв'язку з прискорення (див. рис. 113), хоча і призводить до збільшення часу затухання коливань, однак частота коливань при цьому зменшується. Суттєво змінюється і характер перехідних процесів у порожнинах гідродвигуна. Так, при $k_2 = 0,04$ і $k_3 = 0,005$ відсутнє як перерегулювання тиску вище рівня

перехідного процесу досягається додатковим введенням корегуючого зворотного зв'язку з прискорення вихідної ланки (або за перепадом тиску на РО виконавчого механізму).

налаштування запобіжного клапана, так і падіння нижче рівня тиску у зливній магістралі.

Таким чином, керування позиційним гідроприводом за допомогою стандартних релейних розподільників можливе при реалізації як двоконтурного, так і триконтурного регуляторів.

1.14.5. Гідропривід з двоетапним релейним керуванням

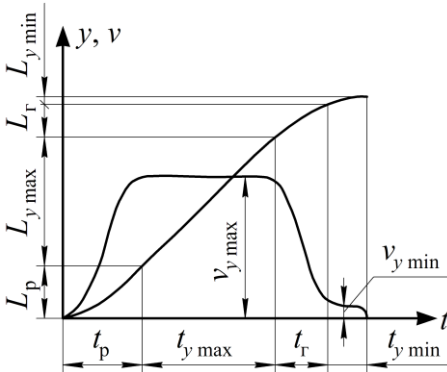


Рис. 114. Циклограма руху гідроприводу з двоетапним режимом позиціонування

Одним з варіантів дешевого і ефективного приводу з релейним керуванням є привід з двоетапним режимом позиціонування, в якому на етапі розгону і руху до точки позиціонування з максимальною швидкістю привід розімкнений і тільки на етапі позиціонування при зниженні швидкості у результаті гальмування до мінімальної швидкості вмикається

релейний зворотний зв'язок. Типова циклограма приводу з такою програмою позиціонування наведена на рис. 114. Траєкторія руху РО гідроприводу складається з ділянок розгону, переміщення з великою усталеною швидкістю і гальмування. Однак внаслідок розкиду параметрів приводу і системи керування практично неможливо здійснити позиціонування із заданою високою точністю у результаті гальмування.

Похибка суттєво зменшується, якщо перед позиціонуванням здійснити перехід на малу (повзучу) швидкість РО, а кінцеву фіксацію РО у заданій позиції здійснити шляхом замикання порожнин гідродвигуна.

Будова релейного гідроприводу з цифровим керуванням наведена на рис. 115 [5]. Пристрій містить контур живлення (насос 1,

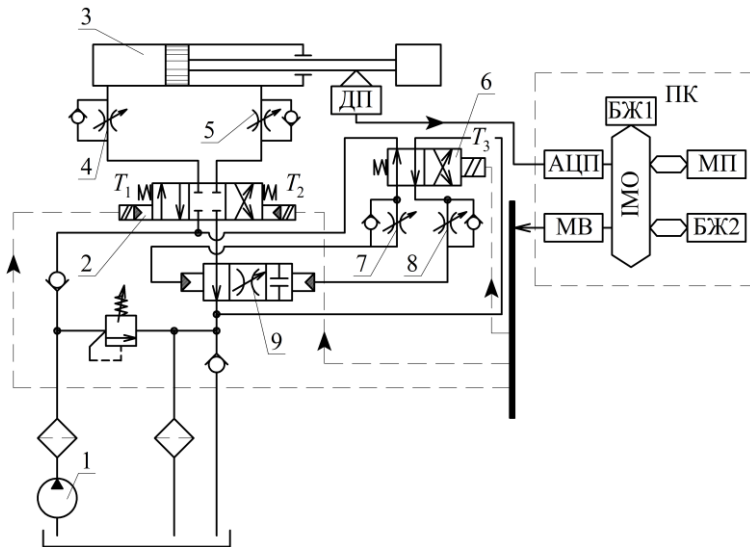


Рис. 115. Схема позиційного гідроприводу з релейним керуванням

(ПК – програмований контролер, ДП – датчик положення, БЖ1 – блок живлення інтерфейсної магістралі, БЖ2 – блок живлення вільнокомпанованих модулів контролера, МП – мікропроцесорний модуль, АЦП – аналого-цифровий перетворювач, МВ – модуль виводу дискретних сигналів, ІМО – інтерфейсна магістраль)

напірний і зливний фільтр, запобіжний клапан, зворотні клапани), 4/3 гідророзподільник 2, виконавчий гідродвигун 3, 4/2 гідророзподільник 9. Для більш гнучкого налаштування швидкісного режиму гідродвигуна і зміщення дроселюючого золотника привід оснащений регульованими дроселями 4, 5, 7 і 8 з вбудованими зворотними клапанами. Інформація про положення РО передається датчиком зворотного зв'язку ДП і за допомогою аналогово-цифрового перетворювача АЦП перетворюється у цифровий код.

Алгоритм перемикання розподільників на гальмування являє собою аналітичну або табличну залежність від сигналу неузгодження U_H .

Система керування приводом замкнена за положенням. При надходженні сигналу про початок відпрацювання заданої позиції через модуль виведення дискретних сигналів МВ подається напруга на один з електромагнітів T_1 або T_2 розподільника 2 залежно від знака первісного неузгодження $\varepsilon_{\text{н0}} = y_z - y_{\text{п}}$; y_z – задана координата; $y_{\text{п}}$ – початкова координата. Одночасно знеструмлюється електромагніт T_3 , відбувається перемикання розподільника 6, і золотник дроселюючого розподільника 9 починає рухатись у бік відкриття зі швидкістю, яку визначає настройка дроселя 7. Відбувається керований розгін робочого органу приводу. Коли різниця $U = y_z - y$ стає рівною неузгодженню U_T , при якому необхідно подати сигнал на гальмування, надходить сигнал T_3 на розподільник 6, і золотник регулюючого розподільника 9 починає рухатись у бік закриття зі швидкістю, яку визначає настройка дроселя 8. Відбувається гальмування РО до малої усталеної швидкості $v_{y_{\text{min}}}$ (рис. 114).

По закінченні гальмування починається етап позиційної фіксації, на якому привід працює в релейному слідкувальному режимі.

Коли різниця між поточною y і заданою y_z координатами досягає значення, яке дорівнює половині зони нечутливості (помилка позиціонування) $\varepsilon = \Delta$, відбувається знеструмлення електромагнітів розподільника 2 ($T_1 = 0$, $T_2 = 0$), і під дією центруючих пружин гідророзподільник 2 замикає порожнини гідродвигуна. У випадку перебігу за зону нечутливості відбувається реверс гідродвигуна ($T_1 = 0$, $T_2 = 1$). Розподільник 2 у цьому випадку керується у релейному режимі залежно від знака сигналу неузгодження U (рис. 116, а).

$$T_1 = \frac{1 - \text{sign}(y_z - \varepsilon - y)}{2}; \quad T_2 = \frac{1 + \text{sign}(y_z + \varepsilon - y)}{2}. \quad (330)$$

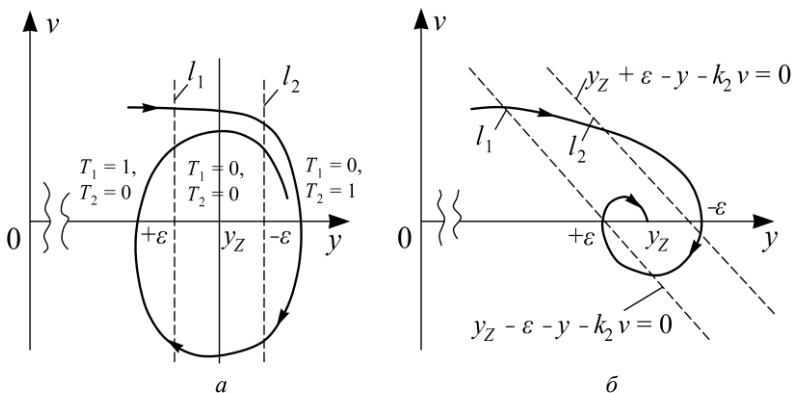


Рис. 116. Фазові траєкторії гідроприводу з релейним керуванням у районі координати позиціонування

Відповідно до цього алгоритму при $y_Z + \varepsilon > y > y_Z - \varepsilon$ $T_1 = T_2 = 0$. При $y < y_Z - \varepsilon$ $T_1 = 1$, $T_2 = 0$, а при $y > y_Z + \varepsilon$ $T_1 = 0$, $T_2 = 1$.

Процес позиціонування, зображений у фазових координатах на рис. 116, а, може бути як стійким (збіжним), так і нестійким (автоколивальним) недивлячись на малу (повзучу) швидкість при підході до точки позиціонування [5].

Набагато надійніший результат дає використання у цьому випадку як лінії перемикання здвоєної похилої лінії шириною 2ε (рис. 116, б).

При цьому умова перемикання розподільника 2 наводиться у вигляді

$$T_1 = \frac{1 + \text{sign}(y_Z - \varepsilon - k_2 \cdot v - y)}{2}; T_2 = \frac{1 - \text{sign}(y_Z + \varepsilon - k_2 \cdot v - y)}{2}. \quad (331)$$

При комп'ютерному керуванні у випадку використання цифрових датчиків положення (наприклад, інкрементального фотооптичного датчика) швидкість, як правило, визначається програмним способом:

$$v_j = \frac{x_j - x_{j-1}}{\Delta t}, \quad (332)$$

де Δt – проміжок часу між двома тактами; x_j, x_{j-1} – інформація датчика положення, яка зчитується на поточному і попередньому тактах.

Приводи з релейним керуванням мають низку переваг перед приводами з безперервним і широтно-імпульсним керуванням. Для керування приводом використовуються серійні розподільники дискретної дії, які працюють у релейному режимі і легко стикуються з цифровими керуючими пристроями.

Релейні гідророзподільники прості за конструкцією та у виготовленні і мають відносно низьку вартість. Крім того, при релейному керуванні цифро-аналогові, аналого-цифрові перетворювачі і підсилювачі постійного струму не потрібні, як це необхідно у безперервних слідкувальних приводах. Як було зазначено раніше, при використанні електрогідравлічних слідкувальних приводів вимоги високої точності позиціонування і високої швидкодії є взаємовиключними через проблеми стійкості. У релейних приводах точність позиціонування не залежить від великої усталеної швидкості. Розглянуті приводи не вимагають тонкої фільтрації масла і підтримання його температури в суворо визначеному діапазоні, тому вони набагато дешевші в експлуатації, ніж позиційні слідкувальні приводи з безперервним керуванням.

У безперервних і імпульсних слідкувальних системах швидкість, яку розвиває гідродвигун, залежить від величини сигналу неузгодження, тому чим ближче вихідна ланка до заданого положення, тим менша швидкість. При релейному керуванні вихідна характеристика розподільника (переміщення золотника), а отже, швидкість гідродвигуна не залежать від величини неузгодження, що дозволяє повністю реалізувати швидкісні можливості гідродвигуна і суттєво підвищити швидкодню позиційного приводу.

2. ГІДРОПРИВОДИ З МАШИННИМ (ОБ'ЄМНИМ) РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ

Недоліками гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості є низький ККД, велика кількість виділеного тепла, необхідність використання схеми з відкритою циркуляцією з достатньо великими габаритами проміжного маслобака.

Там, де приводна потужність системи гідроприводу велика або навпаки використовуються обмежені за потужністю джерела енергії, крім того, потрібна мінімізація масогабаритних показників, використовується ГП з машинним (об'ємним) регулюванням.

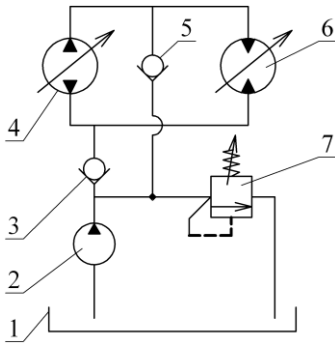


Рис. 117. Схема гідроприводу з машинним регулюванням швидкості

У склад гідроприводу машинного регулювання обов'язково входить або регульований насос (тобто насос зі змінним робочим об'ємом), або регульований гідромотор, або обидві об'ємні гідромашини мають регульований робочий об'єм (рис. 117). На схемі (рис. 117) 1 – малий бак; 2 – малий насос підживлення; 3, 5 – зворотні клапани; 7 – запобіжний клапан; 4 – регульований насос; 6 – регульований реверсивний гідромотор.

При відсутності витоків

$$Q_{H0} = Q_{D0}, \quad (333)$$

де $Q_{H0} = q_H \cdot n_H$ – теоретична подача насоса; q_H – робочий об'єм насоса; n_H – кількість обертів насоса за одиницю часу; $Q_{D0} = q_D \cdot n_D$ – теоретична витрата гідромотора; q_D – робочий об'єм двигуна (гідромотора); n_D – кількість обертів гідродвигуна за одиницю часу.

Принцип регулювання відповідно до формули рівняння нерозривності (333) може бути відображений формулою

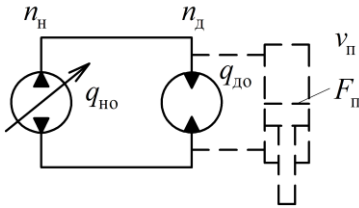
$$n_{\text{д}} = \frac{q_{\text{н}}}{q_{\text{д}}} n_{\text{н}}. \quad (334)$$

Введемо безрозмірний параметр регулювання гідромашини:

$$e = \frac{q}{q_0}, \quad (335)$$

де q_0 – максимальне значення робочого об'єму; q – поточне значення робочого об'єму.

2.1. Регулювання швидкості зміною робочого об'єму насоса



При такій схемі (рис. 118) зміна швидкості відбувається за рахунок зміни параметра регулювання насоса $e_{\text{н}}$:

$$n_{\text{д}} = e_{\text{н}} \frac{q_{\text{но0}}}{q_{\text{до}}} n_{\text{н}} \eta_0; \quad (336)$$

$$v_{\text{п}} = e_{\text{н}} \frac{q_{\text{но0}}}{F_{\text{п}}} n_{\text{н}} \eta_0, \quad (337)$$

Рис. 118. Схема регулювання швидкості обертання гідромотора за рахунок зміни робочого об'єму насоса

де $\eta_0 = \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{од}}$ – об'ємний ККД гід-

роприводу; $\eta_{\text{он}}$, $\eta_{\text{од}}$ – об'ємні ККД відповідно насоса і гідродвигуна.

Об'ємний ККД гідроприводу (рис. 119, а) практично лінійно спадає функція від тиску (навантаження).

При закритому запобіжному клапані і $e_{\text{н}} = \text{const}$ швидкість гідроприводу залежно від навантаження (навантажувальна характеристика) змінюється за законом зміни об'ємного ККД гідроприводу η_0 (рис. 119, б). Навантажувальна характеристика показує осідання гідроприводу, тобто зниження швидкості вихідної ланки, зумовлене

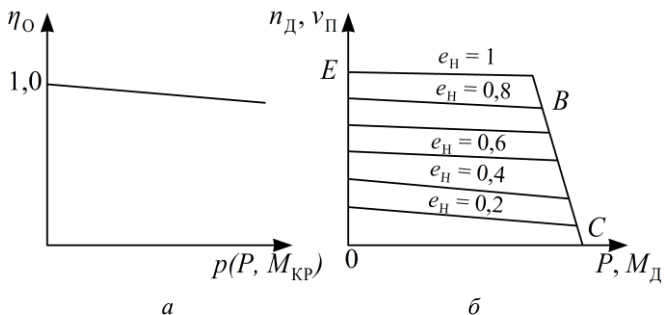


Рис. 119. Залежність об'ємного ККД гідроприводу (а) і швидкості гідродвигуна (б) від навантаження

зміною навантаження. *Повне осідання* – це відношення частоти обертання гідромотора при граничному і нульовому навантаженні:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{\text{ГРАН}}}{\omega_0} = \frac{2\pi n_{\text{ГРАН}}}{2\pi n_0} = \frac{Q_{\text{ГРАН.Д}}}{Q_{\text{ОН}}} = \eta_{\text{ОН}} \cdot \eta_{\text{ОД}}, \quad (338)$$

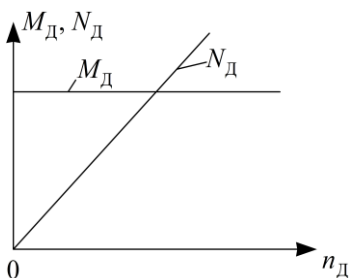


Рис. 120. Залежність потужності і крутного моменту на гідродвигуні від кількості обертів за одиницю часу

де $Q_{\text{ОН}}$ – подача насоса на неробочому («холостому») ході; $Q_{\text{ГРАН.Д}}$ – витрата гідророзподільника при граничному навантаженні; $\eta_{\text{ОН}}$, $\eta_{\text{ОД}}$ – ККД відповідно насоса і гідродвигуна при граничному навантаженні.

Потужність і крутний момент можна визначити як

$$\begin{cases} N_{\text{Д}} = p_{\text{Д}} \cdot q_{\text{Д}} \cdot n_{\text{Д}}, \\ M_{\text{Д}} = \frac{p_{\text{Д}} \cdot q_{\text{Д}}}{2\pi}. \end{cases} \quad (339)$$

Таким чином, потужність при постійному тискові зростає залежно від кількості обертів за одиницю часу за лінійним законом

(рис. 120). Крутний момент на валу гідромотора при тих самих умовах не залежить від кількості обертів за одиницю часу (див. рис. 120).

2.2. Регулювання швидкості зміною робочого об'єму гідромотора

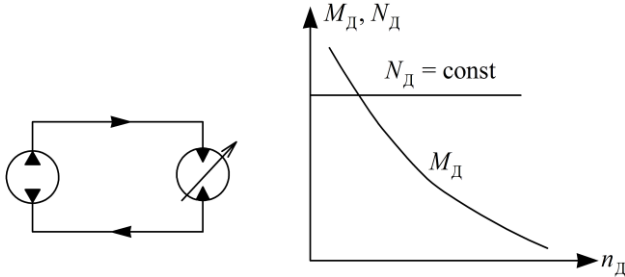


Рис. 121. Регулювання швидкості гідродвигуна за рахунок зміни його робочого об'єму

З метою раціонального використання підведеної потужності на виході насоса постійної продуктивності підтримується постійний тиск, тобто підтримується постійна потужність (рис. 121). При зменшенні робочого об'єму $q_d = q_{d0} \cdot e_d$ від максимального ($e_d = 1$) до мінімального ($e_d = e_{d\min}$) при $n_H = n_{H0} = \text{const}$ частота обертання валу гідромотора буде збільшуватися (335).

Крутний момент, виходячи з виразу $N_d = M_d \cdot 2\pi \cdot n_d = \text{const}$, буде спадати зворотно-пропорційно n_d за гіперболічним законом (рис. 121):

$$n_d = \frac{q_{H0} \cdot n_H}{e_d \cdot q_{d0}} \eta_{0.H} \cdot \eta_{0.d} \cdot \quad (340)$$

При зменшенні робочого об'єму гідромотора $q_d = q_{d0} \cdot e_d$, так само як і при збільшенні моменту M_d (тобто тиску перед гідромотором p_d), об'ємний ККД гідроприводу зменшується. Тому

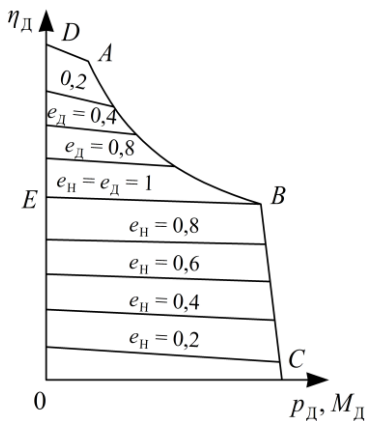


Рис. 122. Навантажувальні характеристики гідропривода з об'ємним регулюванням швидкості

гідромотора, відбувається його самогальмування.

2.3. Регулювання зміною робочих об'ємів насоса і гідромотора

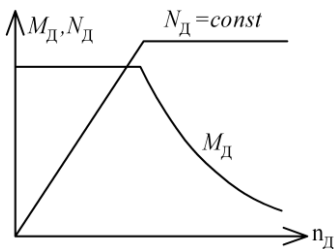


Рис. 123. Регулювання швидкості за рахунок зміни робочих об'ємів насоса і гідромотора

– робочий об'єм насоса збільшують від мінімального до максимального. При цьому швидкість вихідної ланки зростає, потужність збільшується і доводиться до номінальної;

навантажувальні характеристики гідроприводу у цьому випадку (область $ABED$ на рис. 122) зображується лініями, нахил яких до осі абсцис зі збільшенням e_D збільшується. Крива AB обмежує область можливих режимів, що визначається настройкою запобіжного клапана.

З формули (339) випливає, що при $e_D \rightarrow 0$ частота обертання вала гідромотора прагне до нескінченності. Однак при цьому момент, який розвиває гідромотор M_D , прагне до нуля і при моменті, що дорівнює моменту тертя всередині

Для розширення діапазону регулювання швидкості застосовують регульований насос і регульований гідромотор (рис. 117). У цьому випадку процес регулювання відбувається послідовно:

– насос встановлюється у положення нульового робочого об'єму, а гідромотор – у положення максимального робочого об'єму;

– далі швидкість вихідної ланки збільшують за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора. При цьому потужність гідроприводу залишається постійною, а крутний момент падає (рис. 123).

Кількість обертів гідромотора за одиницю часу при такому способі регулювання визначається як

$$n_{\text{д}} = \frac{e_{\text{н}} \cdot q_{\text{н0}}}{e_{\text{д}} \cdot q_{\text{д0}}} n_{\text{н}} \cdot \eta_{0\text{н}} \cdot \eta_{0\text{д}}. \quad (341)$$

2.4. Енергетичні характеристики гідроприводів з машинним регулюванням швидкості

Втрати потужності у гідроприводі з машинним регулюванням швидкості і замкненою циркуляцією рідини складаються з об'ємних, гідравлічних і механічних втрат у насосі, гідромоторі і гідролініях.

Для насоса об'ємний ККД, пов'язаний з витоками, визначається за формулою:

$$\eta_{0\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н0}}} = \frac{Q_{\text{н0}} - \Delta Q}{Q_{\text{н0}}}, \quad (342)$$

де $Q_{\text{н0}}$ – теоретична подача насоса; ΔQ – витрата через витоки.

Для гідромотора (двигуна) об'ємний ККД

$$\eta_{0\text{д}} = \frac{Q_{\text{д0}}}{Q_{\text{д}}} = \frac{Q_{\text{д}} - \Delta Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}}, \quad (343)$$

де $Q_{\text{д0}}$ – теоретична витрата гідродвигуна; $\Delta Q_{\text{д}}$ – витоки в гідродвигуні; $Q_{\text{д}}$ – підведена витрата.

Дійсна подача насоса $Q_{\text{н}} = Q_{\text{н0}} \cdot \eta_{0\text{н}}$. Теоретична витрата двигуна $Q_{\text{д0}} = Q_{\text{д}} \cdot \eta_{0\text{д}}$. Якщо немає витоків у трубопроводах і допоміжній гідроапаратурі, то $Q_{\text{н}} = Q_{\text{д}}$.

При наявності витоків вводиться об'ємний ККД трубопроводів:

$$\eta_{\text{от}} = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{н}}} . \quad (344)$$

Відношення теоретичної витрати гідродвигуна до теоретичної продуктивності насоса – об'ємний ККД гідропроводу.

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q_{\text{до}}}{Q_{\text{но}}} = \frac{Q_{\text{до}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{н}}} \cdot \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{но}}} = \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{от}} \cdot \eta_{\text{од}} . \quad (345)$$

Момент, прикладений до вала насоса $M_{\text{н}}$ завжди більше теоретичного $M_{\text{но}}$ на величину моменту сил тертя $\Delta M_{\text{нт}}$ ($M_{\text{н}} = M_{\text{но}} + \Delta M_{\text{нт}}$), тобто *механічний ККД насоса*

$$\eta_{\text{мн}} = \frac{M_{\text{но}}}{M_{\text{н}}} . \quad (346)$$

Отже, для гідродвигуна

$$\eta_{\text{мд}} = \frac{M_{\text{д}}}{M_{\text{до}}} ,$$

де $M_{\text{д}} = M_{\text{до}} - M_{\text{дт}}$.

Тиск на виході з насоса $p_{\text{н}}$ більший за тиск на вході у двигун $p_{\text{д}}$ на величину втрат тиску $\Delta p_{\text{т}}$ у трубопроводі і місцевих опорах (гідроапаратах):

$$p_{\text{н}} = p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{т}} ;$$

$$\eta_{\text{гт}} = \frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{н}}} = \frac{p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{т}}}{p_{\text{н}}} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{н}}}{p_{\text{н}}} . \quad (347)$$

Повний ККД гідроприводу дорівнює відношенню ефективної потужності гідродвигуна до привідної потужності насоса:

$$\eta = \frac{N_E}{N_H} = \frac{N_E}{N_{Д0}} \cdot \frac{N_{Д0}}{N_D} \cdot \frac{N_D}{N_H} \cdot \frac{N_H}{N_{H0}} \cdot \frac{N_{H0}}{N} =$$

$$= \frac{M_D \cdot \omega_D}{M_{Д0} \cdot \omega_D} \cdot \frac{P_D \cdot Q_{Д0}}{P_D \cdot Q_D} \cdot \frac{P_D \cdot Q_{Д0}}{P_H \cdot Q_H} \cdot \frac{P_H \cdot Q_H}{P_H \cdot Q_{H0}} \cdot \frac{M_{H0} \cdot \omega_H}{M_H \cdot \omega_H}, \quad (348)$$

тобто

$$\eta = \eta_{мд} \cdot \eta_{од} \cdot \eta_{от} \cdot \eta_{гт} \cdot \eta_{он} \cdot \eta_{мн}, \quad (349)$$

де ω_D і ω_H – кутові швидкості обертання відповідно до ротора двигуна і насоса.

Розглянемо докладніше закономірність зміни *гідравлічного ККД*.

При ламінарному режимі течії рідини втрати тиску в гідролініях пропорційні витраті:

$$\Delta p_T = a_1 \cdot Q. \quad (350)$$

При турбулентному – пропорційні квадрату витрати:

$$\Delta p_T = a_2 \cdot Q^2. \quad (351)$$

Гідравлічні ККД трубопроводів для відповідних режимів течії:

$$\eta_{гт}^{(л)} = 1 - \frac{a_1 \cdot Q}{p_H}; \quad \eta_{гт}^{(т)} = 1 - \frac{a_2 \cdot Q^2}{p_H}. \quad (352)$$

Як показано вище, найраціональніший режим роботи приводу реалізується при $N = \text{const}$ ($Q \cong Q_H \cong Q_D$), тобто $p_H \cdot Q = \text{const}$ і $p_H = N/Q$. У цьому випадку:

$$\eta_{гт}^{(л)} = 1 - A_1 \cdot Q^2; \quad \eta_{гт}^{(т)} = 1 - A_2 \cdot Q^3, \quad (353)$$

де $A_1 = a_1/N$, $A_2 = a_2/N$.

З виразу (353) можна зробити висновок, що необгрунтовано велике значення витрати для розширення діапазону регулювання швидкості обертання гідромотора не вигідне через зростання гідравлічних втрат.

При зменшенні витрати і збільшенні тиску будуть зростати об'ємні втрати в насосі і гідромоторі через наростання витоків. Витоки в насосі і гідромоторі через кільцеві плоскі щілини відбуваються при яскраво вираженому ламінарному режимі, адже пропорційні тисковій ($Q_{\text{в}} \sim p$).

При перебуванні приводу у зоні регулювання, підтримуючого $N = \text{const}$, $p_{\text{н}} = N/Q$ (рис. 124). Вираз (345) можна навести у вигляді

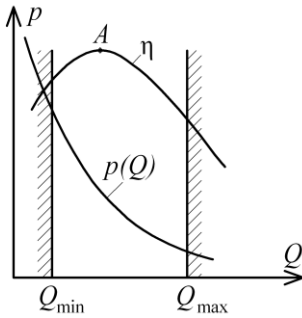


Рис. 124. Залежність ККД гідроприводу машинного регулювання швидкості з режимом $N = \text{const}$ від витрати

$$\eta_0 = \frac{Q - Q_{\text{виг}}}{Q} = 1 - \frac{Q_{\text{виг}}}{Q} = 1 - \frac{K_p}{Q} = 1 - \frac{B}{Q^2}, \quad (354)$$

де $B = K \cdot N$ – коефіцієнт пропорційності.

Повний ККД гідроприводу з замкнутою циркуляцією з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном при ламінарному режимі потоку у трубопроводі має вигляд

$$\eta^{(1)} = \eta_{\text{мд}} \cdot \eta_{\text{мн}} \left(1 - \frac{B}{Q^2} \right) (1 - A_1 \cdot Q^2), \quad (355)$$

а для турбулентного потоку

$$\eta^{(1)} = \eta_{\text{мд}} \cdot \eta_{\text{мн}} \left(1 - \frac{B}{Q^2} \right) (1 - A_2 \cdot Q^3). \quad (356)$$

Графік на рис. 124 ілюструє вирази (355) і (356). З цих виразів видно, що, з одного боку, збільшення Q призводить до збільшення η , а з іншого боку, до зменшення, тобто функція $\eta(Q)$ має яскраво виражений екстремум (максимум у точці A). Корисна потужність спочатку збільшується зі збільшенням Q (тобто зі зниженням p і зменшенням об'ємних витоків), а далі починає спадати за рахунок наростання втрат тиску Δp в гідролініях. Тому діапазон регулювання обмежений значеннями Q_{\min} і Q_{\max} , в межах яких досягається прийнятний ККД. Доволі докладно механізми регулювання робочих об'ємів гідромашин розглянуті у роботі [1].

ВИСНОВОК

Перспективи подальшого розвитку гідроприводів залежать від того, наскільки ефективно будуть використані передові досягнення в електроніці, матеріалознавстві і теорії керування. Причому найважливішим завданням стає не стільки удосконалення самої гідроапаратури, скільки удосконалення системи керування. Основні недоліки гідроприводу – м'яка навантажувальна характеристика, залежність характеристик приводу від температури масла, від вмісту повітря в ньому, від змінних об'ємів порожнин гідроциліндра і т. п. можуть бути подолані за рахунок більш складних (адаптивних) алгоритмів керування. Для їх реалізації необхідна цифрова керуюча техніка, основу якої складають мікропроцесорні системи, що відрізняються малими габаритами, високою швидкодією і значними функціональними можливостями. Крім того, за допомогою керуючих ЕОМ можна отримати інформацію про фазові змінні стану приводу високих порядків без встановлення відповідних датчиків, використовуючи лише сигнал від датчика переміщення вихідної ланки. Сучасна мікропроцесорна техніка вже зараз дозволяє в реальному масштабі часу виконувати доволі велику кількість обчислювальних операцій з великою швидкістю, щоб забезпечити реалізацію складних алгоритмів керування.

Наступним важливим завданням є удосконалення розподільчих пристроїв (у тому числі електрогідролічних підсилювачів потужності), які є сполучними ланками між керуючими і силовими контурами приводів. Аналогові розподільники розвиваються у напрямку удосконалення все ширше застосовуваних пропорційних клапанів. Використання потужних пропорційних електромагнітів (на основі рідкісноземельних металів) дозволяє створити зусилля, достатнє для прямого переміщення затвора, тобто перейти від двокаскадних до однокаскадних схем. Підвищення точності і стабільності характеристик пропорційних клапанів досягається введенням зворотного зв'язку з переміщення затвора. Для покращення статичних і динамічних характеристик пропорційних клапанів використовується вібраційна лінеаризація.

Як вже було сказано, цифрові системи керування можуть бути побудовані на більш простих технічних засобах, якщо в основу покладені алгоритми, які використовують дискретні принципи дії (імпульсні, релейні). Відповідно для реалізації таких алгоритмів необхідні дискретні розподільники. Тут основним завданням є всіляке підвищення їх швидкодії і ресурсу. Останнє передбачає створення конструкцій, що здатні впродовж довгого часу працювати з високими частотами перемикачів. На цьому шляху ще багато невикористаних резервів, зокрема, поки не знайшли належного застосування нові синтетичні матеріали і технології їх обробки у виготовленні корпусних деталей і затворів.

Відомо, що гідропривід за економічністю поступається електроприводу через подвійне перетворення енергії (електрична енергія спочатку перетворюється у гідравлічну, а потім у механічну). Тому тут основне завдання – звести до мінімуму розрив у економічності обох типів приводів шляхом удосконалення джерела живлення гідроприводу, а також алгоритмів керування виконавчими механізмами.

ДОДАТКИ

Додаток 1. Електрогідравлічні слідкувальні приводи типу ПЕГС. Основні характеристики

Таблиця Д.1.1

Параметри	Типорозмір				
	ПЕГС-2	ПЕГС-6	ПЕГС-8	ПЕГС-9	ПЕГС-9/1
1	2	3	4	5	6
Тиск, кгс/см ² : номінальний мінімальний	125 100		160 125		
Номінальна витрата, л/хв			40		
Швидкість пере- міщення наван- таження, мм/с	300-800	200-600		150-450	
Точність позиціювання, мм	± 1,5	± 0,75		± 1,5	± 0,75
Величина інерційного навантаження, кгс	15	30		100	30
Тривалість перехідного процесу, не більше, с	0,1	0,15	0,15	0,2	
Маса (без масла), кг	23	21,3	28,4	29,1	31
Тиск живлення p_H , кгс/см ²	63-160	63-160	63-160	63-160	63-160
Площа поршня гідроциліндра з боку штока F , см ²	6,2	7,65	12,2	12,2	12,2

Продовження табл. Д.1.1

1	2	3	4	5	6
Коефіцієнт передачі електрогідравлічного підсилювача при $p_H = 160$ кгс/см ² і відсутності навантаження $K_{ЕГП}^*$, см ³ /с·мА	8,33	8,33	8,33	8,33	8,33
Постійна часу T_1 , с	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
Робочий об'єм гідроциліндра $W_{РОБ}$, см ³	510	510	1000	1270	1590
Робочий об'єм гідроциліндра $W_{РОБ}$, см ³	510	510	1000	1270	1590
Коефіцієнт внутрішніх витоків $K_{ВИТ}$, см ⁵ /кгс·с	0	0	0	0	0
Коефіцієнт передачі за швидкістю (при втягуванні штока) K_v , 1/см ²	0,161	0,131	0,082	0,082	0,082
Тип датчиків положення	ВТ-5	ВТ-5	ВТ-6	ВТ-5	ВТ-5
Частота напруги живлення датчиків $f_{ЖДП}$, Гц	400	400	400	400	400

Продовження табл. Д.1.1

1	2	3	4	5	6
Напруга живлення датчиків $U_{\text{ЖДП}}$, В	20	20	20	20	20
Коефіцієнт передачі датчиків $K_{\text{ДП}}$, В/рад	8,75	8,75	8,75	8,75	8,75
Коефіцієнт передачі кінематичного ланцюга від штока гідроциліндра до датчика грубого відліку $K_{\text{РП}}$, рад/см	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
Коефіцієнт передачі кінематичного ланцюга від датчика грубого відліку до датчика точного відліку K_t	30	30	30	30	30
Тип датчика швидкості	ТД-103	ТД-103	ТД-103	ТД-103	ТД-103
Постійна напруга живлення $U_{\text{ПДС}}$, В	110	110	110	110	110
Коефіцієнт передачі датчика швидкості $K_{\text{ДШ}}$, с/рад	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Коефіцієнт передачі кінематичного ланцюга від штока гідроциліндра до датчика швидкості $K_{\text{РШ}}$, рад/с	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
Статизм ΔI , ма	4	4	4	4	4

Додаток 2. Програма розрахунку на ЕОМ розімкненого гідроприводу

Програма розрахунку на ЕОМ перехідного процесу для гідроприводу ґрунтується на числовому інтегруванні системи нелінійних диференціальних рівнянь, наведених у формі Коші, що є замкненою математичною моделлю гідроприводу з диференційним гідроциліндром (118). Метод інтегрування – кроковий метод Рунге-Кутта 4-го порядку точності. Мова програмування – Турбо БЕЙСИК.

Програма узагальнено складається з таких розділів:

- від рядка з номером 10 до рядка з номером 80 відбувається введення вхідної інформації, визначення початкових значень для інтегрованих змінних $W(1)$ - $W(4)$ і розрахунок параметрів, які в процесі інтегрування не змінюються;

- від рядка з номером 100 за допомогою оператора DO аж до оператора RETURN у передостанньому, 1090, рядку задається цикл крокового інтегрування;

- від 200-го до 500-го рядка виконуються операції з розрахованими на попередньому кроці інтегрованими змінними: вводяться обмеження на змінні p_1 , p_2 , X , V .

Між рядками 460 і 484 розташовані оператори, що забезпечують виведення інформації про результати розрахунку на екран дисплея ЕОМ у вигляді перехідного процесу, тобто залежності зміни інтегрованих параметрів p_1 , p_2 , X , V від часу t , а також у вигляді числової інформації про кожен з параметрів на кожному кроці.

Власне, сам числовий метод Рунге-Кутта 4-го порядку точності оформлений між мітками 500 і 630. Він складається з алгоритму розрахунку кутових коефіцієнтів на пробних кроках, а потім розрахунку кінцевого кутового коефіцієнта січної. При цьому на кожному пробному кроці йде звернення до підпрограми розрахунку правих частин диференціальних рівнянь за допомогою оператора GOSUB 1000. Підпрограма розрахунку правих частин диференціальних рівнянь починається з рядка 1000, а закінчується рядком 1090 RETURN повернення з підпрограми.

Текст програми є базовим і в нього легко вставляються рівняння для розрахунку динамічних характеристик різних елементів гідроприводу (наприклад, регулятора витрати).

ТЕКСТ ПРОГРАМИ

```
SCREEN 9,9
3 WINDOW (0,480)-(640,0)
10 DATA .1,.1,1E7,3.11E-3,2.4E-3,1000,10000,.785E-
4,1E-2,.09,.03,4,2,2.5,20,100,20,30,960,1.4E9,.08
20 READ
X1,X2,PH,F1,F2,M,P,FT,DT,L,LAM,N,LT1,LT2,DZ1,DZ2,DZ
3,DZ4,RO,E,XT
30 DIM Y(4),W(4),K(4),F(4)
40 Y(1)=0:Y(2)=PH:Y(3)=0:Y(4)=0
50 W(1)=0:W(2)=PH:W(3)=0:W(4)=0
60 H=0.00002:TD=0:VK=0:TK=0:O=1
70 Z1=FT/SQR(1+LAM*LT1/DT+DZ1+DZ2)*SQR(2/RO)
80 Z20=FT/SQR(1+LAM*LT2/DT+DZ1+DZ3+DZ4)*SQR(2/RO)
100 DO
200 P1=Y(1):P2=Y(2):X=Y(3):V=Y(4)
225 IF X>=L AND TK=0 THEN TK=TD:VK=V
226 IF X>=L THEN V=0:X=L:ELSE
230 IF X<=0 AND V<=0 THEN X=0:V=0:ELSE
232 IF X>= XT AND X<=.995*L THEN Z2=Z20/8 ELSE
Z2=Z20
240 IF P1>PH THEN P1=PH
245 IF P2>PH THEN P2=PH
250 IF P2<0 THEN P2=0
260 W(1)=P1:W(2)=P2:W(3)=X:W(4)=V
266 IF X>=L THEN Z2=Z20
460 PSET (TD*1000,X*1970+40)
465 PSET (TD*1000,V*900+40)
466 PSET (TD*1000,P1*0.0000385+40):
PSET (TD*1000,P2*0.0000385+40)
470 LINE (0,5)-(0,480): LINE (0,40)-(639,40)
```

Продовження Д.2

```
LOCATE 1,23:PRINT"P1=";P1/1E6
LOCATE 1,50:PRINT"P2=";P2/1E6
LOCATE 2,23:PRINT"X=";X
LOCATE 2,50:PRINT"V=";V
LOCATE 3,23:PRINT"TD=";TD
LOCATE 3,50:PRINT"TK=";TK
LOCATE 23,77:PRINT"t,c"
LOCATE 1,1:PRINT"P1":LOCATE 1,4:PRINT",P2"
LOCATE 1,8:PRINT",MPa"
LINE (548,40)-(548,150),3
LINE (500,40)-(500,370),3
LOCATE 21,64:PRINT"-0.02"
LOCATE 19,64:PRINT"-0.04"
LOCATE 17,64:PRINT"-0.06"
LOCATE 15,64:PRINT"-0.08"
LOCATE 13,64:PRINT"-0.1"
LOCATE 11,64:PRINT"-0.12"
LOCATE 9,64:PRINT"-0.14"
LOCATE 7,64:PRINT"-0.16"
LOCATE 6,64:PRINT" X,m"
LOCATE 3,1:PRINT"-10"
LOCATE 7,1:PRINT"-8"
LOCATE 11,1:PRINT"-6"
LOCATE 15,1:PRINT"-4"
LOCATE 19,1:PRINT"-2"
LOCATE 23,70:PRINT"-+0.0"
LOCATE 18,70:PRINT"-+0.1"
LOCATE 13,70:PRINT"-+0.2"
LOCATE 20,70:PRINT"-+0.06"
LOCATE 10,70:PRINT"-+0.26"
LOCATE 7,70:PRINT"-+0.32"
LOCATE 15,70:PRINT"-+0.16"
LOCATE 6,70:PRINT"V,m/c"
LOCATE 23,1:PRINT"0"
```

Продовження Д.2

```
LOCATE 19,17:PRINT "P2"  
LOCATE 12,9:PRINT "V"  
LOCATE 10,3:PRINT "P1"  
LOCATE 21,12:PRINT "X"  
IF TD>=.1 AND O=1 THEN 476:ELSE 477  
476 O=2:LOCATE 23,7.8:PRINT"0.1"  
477 IF TD>=.2 AND O=2 THEN 478:ELSE 479  
478 O=3:LOCATE 23,24.4:PRINT "0.2"  
479 IF TD>=.3 AND O=3 THEN 480:ELSE 481  
480 O=4:LOCATE 23,36.6:PRINT "0.3"  
481 IF TD>=.4 AND O=4 THEN 482:ELSE 483  
482 O=5:LOCATE 23,48.8:PRINT "0.4"  
483 IF TD>=.5 AND O=5 THEN 484:ELSE 485  
484 O=6:LOCATE 23,61:PRINT "0.5"  
485 IF TD>=.6 AND O=6 THEN 486:ELSE 487  
486 O=7:LOCATE 23,73.2:PRINT "0.6"  
487 IF TD>=.7 AND O=7 THEN 488:ELSE 489  
488 O=8:LOCATE 23,85.4:PRINT "0.7"  
500 FOR J=1 TO N  
510 Y(J)=W(J):NEXT J  
520 GOSUB 1000:FOR J=1 TO  
N:U=H*F(J):K(J)=U:Y(J)=W(J)+U/2:NEXT J  
530 ID=TD+H/2  
540 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N  
550 U=H*F(J):K(J)=K(J)+2*U  
560 Y(J)=W(J)+U/2:NEXT J  
570 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N  
580 U=H*F(J):K(J)=K(J)+2*U  
590 Y(J)=W(J)+U:NEXT J  
600 ID=TD+H  
610 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N  
620 Y(J)=W(J)+(K(J)+H*F(J))/6:W(J)=Y(J):NEXT J  
630 TD=ID  
640 LOOP UNTIL X=>L AND (P1-P2)=>0.9*PH
```

Закінчення Д.2

```
650 CLOSE 1:END
1000 P1=Y (1) :P2=Y (2) :X=Y (3) :V=Y (4)
1020 F (1)=E/ (F1* (X1+X) ) * (Z1*SQR (ABS (PH-P1) ) -F1*V)
1040 F (2)=E/ (F2* (L-X+X2) ) * (F2*V-Z2*SQR (P2) )
1050 F (3)=V
1060 F (4)= (P1*F1-P2*F2-P) /M
1070 IF X<=0 AND F (4)<0 THEN F (4)=0
1080 IF X=>L AND F (4)>0 THEN F (4)=0
1090 RETURN
1100 END
```

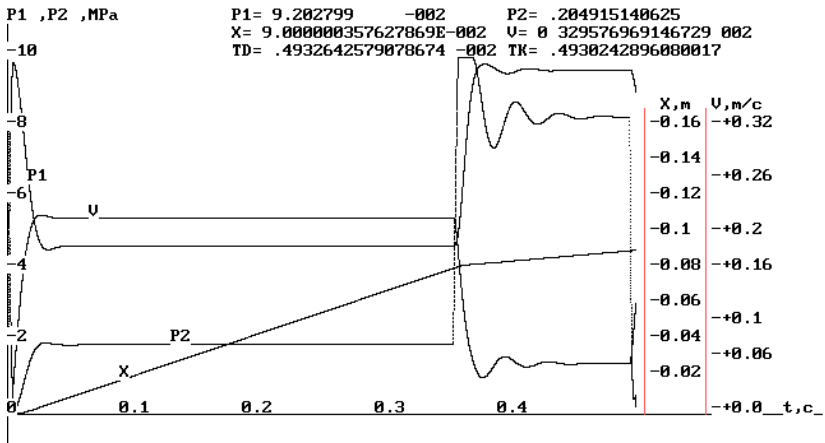


Рис. Д.2. Приклад розрахунку на ЕОМ перехідного процесу у розімкненому гідроприводі з гальмуванням у кінці ходу

Додаток 3. Завдання для самостійної роботи з курсу "Системи гідроприводів"

Комплект завдань містить у собі 8 завдань, кожне з яких має 10 числових варіантів. Виконання завдань передбачає як самостійну аудиторну роботу за участі викладача, так і самостійну домашню роботу. При виконанні завдань студенти вивчають за матеріалами

цього навчального посібника методику розрахунку систем гідроприводів і набувають навиків інженерного розрахунку. Завдання складені таким чином, щоб у процесі їх виконання відбувалося не лише практичне засвоєння методик розрахунку, але й відбувався процес поглибленого вивчення принципів функціонування систем приводів і окремих елементів приводів, з'являлися навички роботи з літературними джерелами.

Завдання Д.3.1

Гідропривід лінійних переміщень здійснює швидке підведення без зовнішнього навантаження зі швидкістю v_1 , а потім переходить на робочий хід з постійним статичним навантаженням на штоці P й реалізує цей режим зі швидкістю v_2 . Масою приведених у рух вузлів знехтувати. Є можливість встановити один пластинчастий насос серії Г12-2 в одинарному виконанні. Маслостанція розташована на відстані L від гідроциліндра. Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν_f . Щільність масла ρ . Коефіцієнт опору кожної одиниці обраної апаратури для простоти вважати однаковим і рівним ζ .

1. Обрати гідравлічну схему з мінімальною кількістю гідроапаратів з послідовним встановленням дроселя.

2. Розрахувати і обрати за каталогом типорозмір насоса і гідроциліндра, обрати діаметр трубопроводів і настройки запобіжного клапана.

3. Викласти порядок вибору гідроапаратури, що забезпечує функціонування даного приводу.

4. Побудувати характеристику мережі та визначити тиск, який розвиває насос при швидкому підведенні, зобразити роботу приводу в цьому режимі в системі координат $p-Q$ і визначити тиск і потужність, які розвиває насос у цьому режимі.

5. Зобразити в системі координат $p-Q$ роботу приводу в робочому режимі, визначити необхідний опір дроселя або коефіцієнт

витрати дроселя, приведений до площі трубопроводу, для забезпечення заданої швидкості.

6. За рахунок чого можна змінити швидкість руху при роботі приводу в робочому режимі?

7. Чи можна змінювати швидкість руху поршня в режимі швидкого підведення (при закритому запобіжному клапані)?

8. Коли жорсткість навантажувальної характеристики гідроприводу вище: у режимі швидкого підведення, коли напірний клапан перебуває у режимі запобіжного або в робочому режимі, коли клапан перебуває в режимі переливного? Відповідь пояснити.

9. За двома-трьома характерними точками побудувати навантажувальну характеристику приводу в робочому режимі з обраним дроселем при зміні навантаження від нуля до максимально можливого. Як можна стабілізувати швидкість поршня при зміні навантаження в робочому режимі?

10. Визначити ККД приводу і потужність, яку відбирає насос від електромережі при робочому режимі, нехтуючи втратами в насосі і гідроциліндрі.

Таблиця до завдання Д.3.1

Показники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
v_1 , м/с	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45
P , Н	8000	10000	18000	16000	12000	8000	9000	10000	12000	16000
v_2 , м/с	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,03	0,025	0,07	0,035
$v_i \cdot 10^6$, м ² /с	28	30	37	45	60	20	25	55	30	28
ρ , кг/м ³	850	880	900	950	860	910	900	850	970	920
ζ	25	20	30	35	40	20	25	35	30	40
L , м	1,2	1,6	1,4	1,5	1,8	2,0	2,5	1,5	1,8	2,6

11. За двома-трьома характерними точками побудувати залежність ККД даного приводу в робочому режимі від навантаження. При якому навантаженні привід має максимальний ККД?

12. Запропонуйте способи підвищення ККД приводу за рахунок вибору більш раціональної схеми джерела живлення.

Завдання Д.3.2

Дискретний розімкнений гідропривід навантажений силою статичного опору P і масою m . Циліндр з двостороннім штоком має робочу площу поршня F зліва і справа. Довжина ходу S . Насос постійної продуктивності має подачу Q , запобіжний клапан настроєний на тиск $p_{кл}$. Щільність масла ρ . Внутрішній діаметр зливного і напірного трубопроводів d_T . Коефіцієнт витрати зливної та напірної магістралей однаковий і дорівнює 0,06 ($\mu = 0,06$).

1. Обрати гідравлічну схему приводу з мінімальною кількістю гідроапаратів, що забезпечує гальмування (демпфірування) поршня наприкінці ходу за допомогою гальмівного дроселя з постійною площею прохідного перетину, встановленого в зливній магістралі.

2. Скласти рівняння, що описує рух приводу без урахування стисливості і інерційності рідини.

3. Чи буде підтримуватися постійним тиск на виході з насоса в період розгону поршня?

4. Написати вираз для швидкості поршня при розгоні. Яка величина сталої швидкості поршня?

5. Визначити час спрацювання приводу. Наскільки він більший за час спрацювання приводу без урахування інерційного навантаження?

6. Визначити максимальне прискорення при розгоні.

7. Яка величина максимальної витрати робочої рідини, що надходить до циліндра в період розгону? Наскільки вона відрізняється від величини подачі насоса?

8. За рахунок чого можна підвищити швидкість поршня в уже змонтованому гідроприводі, якщо зменшити опір гідроліній не вдається?

9. Визначити коефіцієнт опору гальмівного дроселя, що забезпечує зниження швидкості в кінці ходу до $v_{ог} = 0,03$ м/с .

10. Яке максимальне прискорення при гальмуванні поршня?

11. Яка величина максимального (пікового) тиску в період гальмування в гальмівній порожнині приводу?

12. За рахунок чого можна знизити прискорення при гальмуванні?

13. До яких наслідків приведе врахування стисливості рідини? Які з цих наслідків можна віднести до позитивних, а які – до негативних?

14. Ввести у вихідну математичну модель стисливість рідини. Яким чином можна розв'язати такі рівняння?

15. Якими фізичними факторами визначається стисливість рідини і яким чином можна підвищити модуль пружності рідини?

Таблиця до завдання Д.3.2

Показники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P, Н$	180 00	100 00	280 00	200 00	150 00	800 0	200 00	200 00	200 00	800 0
$m, кг$	100 00	800 0	180 00	300 0	700 0	270 0	800 0	180 00	100 00	250 0
$F, см^2$	50	44,2	78,5	33,2	44,2	23, 8	38,5	63,6	50	23, 8
$S, м$	0,4	0,3	0,28	0,5	0,7	0,4	0,35	0,45	0,5	0,3
$Q, л/хв$	110	70	140	50	70	35	110	200	100	25
$p_{кл}, МПа$	5,4	3,2	8,5	11,0	6,5	4,8	7,5	5,2	7,0	4,5
$\rho, кг/м^3$	900	850	870	920	940	880	925	950	890	910
$d_T, см$	2,7	2,5	3,2	1,5	2,0	1,2	2,5	3,2	2,5	1,0

Завдання Д.3.3

Гідравлічна схема маніпулятора складається з двох однакових гідроциліндрів з діаметром D ; діаметр штока з боку зливної порожнини $d_{ш}$ і хід – S . Циліндри працюють послідовно: спочатку здійснюється висування руки робота з максимально можливою швидкістю при статичному навантаженні P_1 , а потім за допомогою другого гідроциліндра здійснюється підйом каретки з модулем висування руки загальною вагою P_2 . Гідросистема живиться одним пластинчастим насосом серії Г12-1 з продуктивністю Q л/хв. Довжина трубопроводів від насоса до першого і другого гідроциліндра однакова і становить L , м. Коефіцієнт кінематичної в'язкості ν_t . Щільність масла ρ . Коефіцієнт опору кожної одиниці обраної гідроапаратури для простоти вважати рівним 40 ($\zeta = 40$). Підйом і опускання каретки повинно здійснюватися зі швидкістю v_1 .

1. Намалювати гідравлічну схему з мінімальною кількістю апаратів, яка реалізує це завдання. Для регулювання швидкості в режимі підйому каретки використовувати паралельне встановлення дроселя. При опусканні каретки насос повинен бути розвантажений. Дати короткий опис роботи схеми.

2. Обрати діаметр трубопроводів і написати вираз для характеристики мережі приводу висування руки робота.

3. Визначити тиск і потужність, яку розвиває насос у цьому режимі. Яка швидкість висунення руки? Зобразити роботу приводу в системі координат $p-Q$.

4. Написати вираз для характеристики мережі приводу підйому каретки, визначити тиск і потужність, яку розвиває насос у цьому випадку, і зобразити роботу приводу підйому каретки в координатах $p-Q$.

5. Визначити коефіцієнт опору (або коефіцієнт витрати) паралельного дроселя (шунта), що забезпечує задану швидкість підйому каретки маніпулятора.

6. За двома-трьома характерними точками побудувати навантажувальну характеристику приводу підйому каретки. При якому навантаженні на поршні відбудеться повна зупинка механізму?

7. Визначити загальний ККД приводу підйому каретки без урахування втрат в циліндрі і насосі.

8. Який був би ККД приводу підйому каретки при послідовному встановленні дроселя, який забезпечує ту ж швидкість у випадку оптимальної настройки переливного клапана? Порівняйте з отриманим раніше.

9. Визначити опір дроселя, що забезпечує заданий режим опускання каретки.

10. Який привід має більш жорстку навантажувальну характеристику, привід висування руки або привід підйому каретки?

Таблиця до завдання Д.3.3

Показ- ники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	63	40	50	80	100	63	50	80	100	32
$d_{ш}$, мм	40	25	32	50	63	32	25	40	50	20
S , м	0,43	0,32	0,25	0,5	0,63	0,5	0,32	0,4	0,8	0,2
P_1 , Н	200	100	250	350	400	300	180	2805	380	270
P_2 , Н	8000	5000	5000	12000	18000	10000	6500	16000	20000	8000
Q , л/хв	70	35	35	110	140	50	70	50	200	25
L , м	2,0	3,5	1,5	1,8	2,5	3,0	1,2	2,2	3,2	1,4
v_1 , м/с	0,1	0,15	0,2	0,12	0,08	0,22	0,1	0,15	0,2	0,18

Завдання Д.3.4

Гідросистема автоманіпулятора складається із трьох гідроциліндрів, що працюють послідовно в цикловому режимі. Перший гідроциліндр (ГЦ 1) з діаметром поршня D_1 й діаметром штока $d_{ш1}$

повинен висуватися зі швидкістю v_1 , долаючи силу опору P_1 . Другий гідроциліндр (ГЦ 2) з D_2 і $d_{\text{ш2}}$ повинен висуватися зі швидкістю v_2 й долати силу опору P_2 . Третій гідроциліндр (ГЦ 3) відповідно з D_3 і $d_{\text{ш3}}$ і має швидкість v_3 при опорі P_3 . Довжини ходів відповідних ГЦ: L_1 , L_2 і L_3 . Внутрішній діаметр трубопроводів d_T . Програма роботи одного циклу $123\bar{1}\bar{2}\bar{3}$, де 1 – означає висування ГЦ1, $\bar{1}$ – засування ГЦ1 і т. ін. Для спрощення розрахунків вважати швидкості зворотних ходів такими ж, як і швидкості прямих ходів. Втратами на тертя в трубах зневажити. Коефіцієнти опорів усіх гідроапаратів, у тому числі й повністю відкритого дроселя, прийняти рівними 30 ($\zeta = 30$).

1. Обрати схему гідроприводу із дросельним регулюванням швидкості з насосом постійної продуктивності. Для раціонального використання продуктивності насоса передбачити встановлення гідрогазового акумулятора.

2. Навести циклограму потрібних витрат гідросистеми.

3. Обрати насос із найбільш раціональними з енергетичних міркувань параметрами.

4. Визначити максимальну кількість рідини, яку повинен віддавати гідроакумулятор протягом циклу.

5. Розрахувати максимальний і мінімальний об'єми газової порожнини акумулятора й визначити за каталогом тип гідроакумулятора, прийнявши показник політропи $n = 1,3$; допустимий коефіцієнт нерівномірності тиску $\varphi = (p_{\text{max}}^{\text{AK}} - p_{\text{min}}^{\text{AK}}) / p_{\text{min}}^{\text{AK}} = 0,2$; коефіцієнт запасу рідини в акумуляторі, зумовлений чутливістю клапана акумулятора, $\beta = 1,2$.

6. Визначити найбільш раціональний рівень максимального тиску зарядки акумулятора й максимальну величину падіння тиску в гідроакумуляторі при роботі системи.

7. Зобразити в системі координат p - Q функціонування приводу при роботі ГЦ1.

Таблиця до завдання Д.3.4

Показ- ники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D_1 , мм	40	50	60	63	40	63	40	63	50	32
d_{III} , мм	20	32	32	32	20	40	20	40	32	20
v_1 , мм	0,2	0,15	0,3	0,4	0,2	0,35	0,3	0,3	0,2	0,3
P_1 , Н	1000	1500	1000	8000	1000	5000	1500	2500	1000	800
D_2 , мм	60	63	40	50	50	80	60	50	63	40
d_{III2} , мм	40	32	25	32	32	50	32	32	40	32
v_2 , мм	0,4	0,5	0,4	0,3	0,35	0,4	0,3	0,35	0,4	0,4
P_2 , Н	8000	5500	1500	5000	5000	15000	5000	2000	6000	1000
D_3 , мм	80	100	60	80	63	100	80	100	80	63
d_{III3} , мм	50	50	32	50	32	63	50	63	50	40
v_3 , мм	0,6	0,5	0,4	0,5	0,5	0,45	0,6	0,5	0,6	0,6
P_3 , Н	18000	20000	22000	15000	10000	25000	20000	18000	15000	6000
L_1 , м	0,8	0,6	0,8	0,5	0,4	0,3	0,6	0,6	0,8	0,4
L_2 , м	0,6	0,4	0,4	0,4	0,5	0,3	0,4	0,6	0,6	0,5
L_3 , м	0,3	0,2	0,3	0,5	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3	0,3
d_T , мм	20	25	15	18	15	25	20	20	18	12

8. Визначити коефіцієнт опору дроселя, що забезпечує функціонування із заданою швидкістю ГЦІ.

9. Яка величина відносної нерівномірності швидкості ГЦ1, викликаної зарядженням акумулятора?

10. Зобразити в системі координат $p-Q$ функціонування приводу ГЦ2.

11. Визначити необхідний коефіцієнт опору дроселя, що забезпечує функціонування в заданому режимі ГЦ2.

12. Як зміниться тиск живлення після спрацювання ГЦ2 і яка величина відносної нерівномірності швидкості ГЦ2.

13. Які типи газогідравлічних акумуляторів вам відомі? Який газ і в яких випадках використовується для зарядки акумуляторів?

Завдання Д.3.5

Гідропривід дросельного регулювання автоманіпулятора здійснює через кінематичну передачу підйом руки з вантажем. Початкове вагове навантаження, приведене до штока поршня, становить P_1 , а до кінця ходу падає на x % ($P_2 = Px/100$). Швидкість руху поршня при роботі в цьому режимі повинна становити v_1 . Як джерело живлення гідросистеми використовується пластинчастий насос Г12-2 з подачею Q й номінальним тиском $p_{\text{ном}}$. При гідравлічних розрахунках враховувати тільки опір, створюваний регульованим дроселем.

1. Нарисувати схему гідроприводу дросельного регулювання з послідовним встановленням дроселя з мінімально необхідною кількістю гідроапаратів.

2. Яким чином можна регулювати швидкість поршня в даному гідроприводі? Пояснити причини зміни швидкості поршня при такому регулюванні.

3. Що таке характеристика мережі гідроприводу? Як вона зображується в системі координат $p-Q$ для приводів дросельного регулювання?

4. Нанести в системі координат $p-Q$ характеристики найважливіших елементів даного гідроприводу, що визначають його роботу.

5. Зобразити в системі координат p - Q роботу приводу в режимі $Q_H = \text{const}$. Які переваги і недоліки має привід при роботі в цьому режимі?

6. Зобразити в системі координат p - Q роботу дросельного приводу в режимі $p_H = \text{const}$ (p_H – тиск на виході насоса). Які переваги і недоліки має привід при роботі в цьому режимі?

7. Що таке навантажувальна характеристика гідроприводу? Написати її вираз для приводу дросельного регулювання з послідовним встановленням дроселя.

8. Вибрати настройки переливного клапана $p_{\text{кл}}$, площу поршня F і ефективну площу регульованого дроселя $(\mu f)_{\text{др}}$, що забезпечує при початковій швидкості руху поршня v_1 відносну нерівномірність швидкості при підйомі руки, рівну x %, тобто $\frac{v_2 - v_1}{v_2} \cdot 100 = x\%$, де v_2 – швидкість при навантаженні $xP_1/100$.

9. Яким чином домогтися повної стабілізації швидкості поршня приводу дросельного регулювання в режимі $p_H = \text{const}$ при зміні навантаження?

10. Визначити (нехтуючи втратами в насосі й гідроциліндрі) ККД обраного приводу при P_1 . Виділити об'ємний і гідравлічний ККД. З якими втратами пов'язаний кожен із цих ККД?

11. Нехтуючи втратами тиску в гідролініях, обрати ефективну площу дроселя $(\mu f)_{\text{др.п}}$ для випадку його паралельного встановлення, яке забезпечувало б ту ж швидкість (v_1) при тому ж початковому навантаженні P_1 й обраній раніше площі циліндра F .

12. Визначити відносну нерівномірність швидкості поршня при паралельному встановленні дроселя при падінні навантаження до P_2 . Який зі способів встановлення дроселя забезпечує більшу жорсткість навантажувальної характеристики?

Таблиця до завдання Д.3.5

Показ- ники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_1, \text{Н}$	900 0	500 0	600 0	1000 0	250 0	700 0	1000 0	1500 0	1000 0	500 0
$v_1, \text{м/с}$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,1	0,28	0,3	0,2	0,15	0,1
$Q_H, \text{л/хв}$	25	35	25	50	70	100	50	35	50	25
$p_{\text{НОМ}}, \text{МПа}$	5,4	6,3	5,4	6,3	5,4	10,0	6,3	10,0	6,3	5,4
$x \%$	50	60	70	35	40	45	50	65	70	75

Завдання Д.3.6

Розімкнений сервопривід складається з гідроциліндра з двостороннім штоком, (діаметр поршня D , діаметр штока $d_{\text{ш}}$, об'єм робочої камери W) і чотирищільного дроселюючого золотника з діаметром d і кільцевою робочою щілиною. Коефіцієнт витрати дроселюючої щілини золотника μ для простоти приймається постійним і рівним 0,65 ($\mu=0,65$). Густина масла ρ , модуль пружності рідини $E=1,5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$. Золотник зміщений від нейтралі на величину x . Маса рухомих частин, приведена до штоку поршня, становить m , сила постійного опору, подолана штоком, становить P . Тиск живлення золотника $p_{\text{жив}}$. Сухим тертям при русі поршня знехтувати. Коефіцієнт в'язкого тертя при русі поршня прийняти рівним f . Золотник вважати ідеальним.

1. Подати розрахункову й гідравлічну схеми чотирищільного золотника.
2. Подати нелінійну динамічну модель сервопривода, нехтуючи інерційністю золотника.
3. Написати вираз узагальненої гідравлічної характеристики золотника.

4. Яка подача робочої рідини до гідроциліндра в заданому режиму і яка швидкість поршня?

5. За двома-трьома характерними точками побудувати гідравлічну (навантажувальну) характеристику золотника при заданому відкритті $Q_d = f(p)$, де Q_d – витрата, що йде через золотник до двигуна, $p = p_1 - p_2$ – перепад тиску на поршні. Що таке дроселюючий ефект золотника?

Таблиця до завдання Д.3.6

Показники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	70	63	50	36	80	100	70	63	50	80
$d_{ш}$, мм	22	22	22	20	50	50	36	36	36	36
W , см ³	1200	1000	800	600	1400	2000	1000	800	1000	1500
d , мм	20	18	15	10	20	25	18	15	12	20
ρ , кг/м ³	900	850	870	890	910	920	935	960	930	900
m , кг	1000	800	600	280	1200	1800	900	700	500	1200
P , Н	10000	8000	4000	3000	13000	18000	8000	7000	5000	10000
$P_{жив}$, МПа	10	12	10	16	12	10	16	12	10	8
f , $\frac{Н}{М} \cdot с$	1000	800	300	200	1600	1800	1200	800	700	1300
x , м	0,38	0,25	0,2	0,18	0,4	0,42	0,3	0,25	0,36	0,45

6. Визначити коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики золотника при даному відкритті. Яким чином цей параметр впливає на динаміку сервопривода?

7. Подати лінійну математичну модель розімкненого серво-

привода, прийнявши як координати лінеаризації вихідні параметри й положення поршня, відповідне найменшій жорсткості циліндру.

8. Що таке коефіцієнт підсилення золотника за витратою? Яка його величина в цьому випадку? Як він впливає на динаміку привода?

9. Що таке гідродинамічна жорсткість золотника? Чим вона зумовлена? Розрахувати гідродинамічну жорсткість даного золотника.

10. Написати передавальну функцію для гідроциліндра, взявши як вихідну координату положення поршня y , а як вхідну координату – положення золотника x .

Завдання Д.3.7

Сервопривід, замкнений за положенням жорстким кінематичним від'ємним зворотним зв'язком з коефіцієнтом передачі K_{OC} складається з гідроциліндра з двостороннім штоком (діаметр поршня D , діаметр штока $d_{ш}$, об'єм робочої порожнини W) і чотирищільного дроселюючого золотника з діаметром d і кільцевою робочою щільною. Коефіцієнт витрати дроселюючої щільності золотника $\mu = 0,65$. Густина масла ρ , модуль пружності рідини $E = 1,5 \cdot 10^9$ Н/м². Маса рухомих частин, приведена до штока поршня, становить m , сила постійного опору на штоці – P , тиск живлення золотника – $P_{жив}$. Сухим тертям при русі знехтувати. Коефіцієнт в'язкого тертя при русі поршня складає f . Золотник вважати ідеальним.

1. Подати спрощену розрахункову схему сервопривода, в якій золотник має три паски з підведенням лінії живлення до центрального паска, а лінії зливу – до крайніх пасків. Кінематичний зворотний зв'язок – найпростішого важільного типу.

2. Подати нелінійну математичну модель сервопривода з урахуванням стисливості рідини, зневажаючи інерційність золотника й витоків в гідроциліндрі.

3. Написати вираз узагальненої гідравлічної (навантажувальної) характеристики золотника.

4. Подати лінеаризовану математичну модель сервопривода,

взявши як координати лінеаризації вихідні параметри і положення поршня, відповідне до найменшої жорсткості гідроциліндра, і задавшись зсувом золотника x . Як змінні стану використовувати положення золотника x , поршня y і робочий перепад тиску на поршні $p = p_1 - p_2$.

5. Визначити коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики золотника c_p і коефіцієнт підсилення золотника за витратою c_x при заданому зсуві золотника. Показати, в яких рівняннях лінійної моделі сервопривода вони беруть участь і як впливають на динамічні характеристики сервопривода.

6. Подати передавальну функцію гідроциліндра в стандартній формі, взявши як вихідну координату положення поршня y , а як вхідну координату – положення золотника x . Набором яких типових динамічних ланок описується гідроциліндр?

7. Подати структурну схему й передавальну функцію замкненого сервопривода.

8. Написати вираз для коефіцієнта швидкості гідроциліндра K_v й коефіцієнта добротності K_d сервоприводу. Чому рівні ці величини при заданих параметрах приводу?

9. Визначити резонансну частоту гідроциліндра ω_p і його відносний коефіцієнт демпфірування ζ . Як будуть змінюватися ці параметри при закритті золотника?

10. Побудувати логарифмічну частотну характеристику (ЛАЧХ) і фазочастотну характеристику (ФЧХ) розімкненого сервоприводу при заданому відкритті золотника.

11. Знайти за допомогою ЛАЧХ і ФЧХ частоту зрізу й критичну частоту.

12. Як за допомогою ЛАЧХ і ФЧХ розімкненого сервоприводу визначити його стійкість?

13. Якщо привід стійкий, визначити за допомогою ЛАЧХ запас його стійкості за фазою (α) й амплітудою (β).

Таблиця до завдання Д.3.7

Показники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	70	63	50	36	80	100	70	63	50	80
d_{III} , мм	22	22	22	20	50	50	36	36	36	36
W , см ³	1200	1000	800	600	1400	2000	1000	800	1000	1500
d , мм	20	18	15	10	20	25	18	15	12	20
ρ , кг/м ³	900	850	870	890	910	920	935	860	930	900
m , кг	1000	800	600	280	1200	1800	900	700	500	1200
P , Н	10000	8000	4000	3000	13000	18000	8000	7000	5000	10000
$P_{жив}$, МПа	10	12	10	16	12	10	16	12	10	8
f , $\frac{H}{M} \cdot c$	100	800	300	200	1600	1800	1200	800	700	1300
x , м	0,3	0,2	0,22	0,18	0,38	0,4	0,3	0,25	0,36	0,45
$K_{зв}$	0,1	0,15	0,2	0,08	0,17	0,18	0,2	0,1	0,15	0,26

14. Передбачити, як буде змінюватися ЛАЧХ і ФЧХ приводу в міру закриття золотника, і як будуть змінюватися при цьому динамічні властивості сервоприводу.

Завдання Д.3.8

Дросельний електрогідравлічний слідкувальний привід (ЕГСП) з позиційним керуванням працює в системі транспортного промислового робота (ПР). Привід складається з гідроциліндра з двостороннім штоком, двокаскадного електрогідравлічного підсилювача потужності (ЕГП), датчика зворотного зв'язку за положенням й електронного підсилювача, що складається з сумуючого пристрою

(СП) і функціонального перетворювача (ФП) з лінійною робочою зоною й обмеженням за вихідним струмом.

Робоча площа поршня F , робочий об'єм гідроциліндра W , тиск живлення $p_{\text{жив}}$, коефіцієнт підсилення ЕГП при такому тисковій живлення $K_{\text{ЕГП}}$. Привід має обмежувач подачі Q_M . Привід навантажений чисто інерційним навантаженням. Приведена до штоку маса рухомих частин m . Модуль об'ємної пружності масла $E = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, щільність $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт підсилення датчика зворотного зв'язку за положенням разом з редуктором $K_{\text{зв}}$. З динамічної точки зору ЕГП можна приблизно подати аперіодичною ланкою з постійної часу $T_{\text{ЕГП}} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ с}$. Витоками в гідроциліндрі й золотнику знехтувати.

1. Подати функціональну блок-схему ЕГСП.

2. Яким чином виконати настройки ЭГСП, тобто привести у відповідність величину напруги від задатчика положення (ЗП) з необхідною координатою позиціювання кінцевої ланки ЕГСП?

3. Пояснити, чому для дросельного ЕГСП із позиційним керуванням у характеристику ФП вводиться нелінійність типу "насичення" (тобто обмежується величина вихідного струму I). Як це позначається на швидкодії приводу?

4. Як виглядає залежність швидкості відпрацювання команди від часу для такого ЕГСП? Нарисувати приблизний вигляд графіка швидкості від часу. На яких ділянках привод поводить як розімкнений, а на яких ділянках – як замкнений за положенням? Відповідь поясніть.

5. Написати передавальну функцію для гідроциліндра, обравши як вхідну координату витрату, а як вихідну координату – положення поршня. Набором яких типових динамічних ланок він описується?

6. При якому положенні поршня гідроциліндр має найгірші динамічні характеристики? Визначити резонансну частоту гідроциліндра в цьому положенні.

7. Подати структурну схему ЕГСП.

8. Що таке коефіцієнт добротності ЕГСП? Написати його вираз для даного приводу.

9. Визначити мінімально необхідний коефіцієнт добротності й побудувати заборонену зону логарифмічної амплітудочастотної характеристики (ЛАЧХ) у низькочастотній частині для розімкненого привода з умови забезпечення точності позиціонування $\pm \Delta y = 2$ мм. Як вхідний вплив (первинну помилку) при розрахунках точності позиціонування вважати похибку за струмом керування $\Delta I = 4$ мА, яка пов'язана із залишковим магнетизмом осердя електромагніта електромеханічного перетворювача (ЕМП) ЕГП.

10. Виходячи з отриманого коефіцієнта добротності, побудувати ЛАЧХ і ФЧХ розімкненого приводу при положенні поршня, що забезпечує найгірші динамічні властивості гідروциліндра, прийнявши коефіцієнт демпфірування гідроциліндра в точці позиціонування $\zeta = 0,2$. Визначити частоту зрізу й критичну частоту приводу.

11. Оцінити стійкість приводу. Якщо він стійкий, то визначте запас стійкості за амплітудою й фазою.

Таблиця до завдання Д.3.8

Показ- ники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , см ²	6,24	8,25	12,8	6,24	8,25	12,8	6,24	8,25	16,8	6,24
W , см ³	520	800	1200	680	980	1000	480	750	1500	480
$P_{\text{жив}}$, МПа	9	6,5	10	12	9,5	8,5	10	9,5	7,5	8,8
$K_{\text{ЕГП}}$, $\frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{мА}}$	8,3	8,3	8,3	6,2	10,8	8,3	6,8	9,6	7,5	8,0
Q_M , л/хв	35	50	70	35	50	110	45	60	75	50
m , кг	300	500	800	400	600	750	350	600	900	400

12. Як визначити коефіцієнт підсилення ФП у його робочій (лінійній) частині, виходячи з отриманого коефіцієнта добротності?

13. Сформулювати вимоги до ЛАЧХ, що забезпечують аперіодичний закон гальмування приводу. Чи задовольняє даний привід цим вимогам? Визначити постійну часу цього процесу.

14. Визначити, користуючись даними ЛАЧХ, максимальне негативне прискорення, що виникає при гальмуванні приводу. Що робити, якщо воно неприпустимо велике?

Список літератури

1. Объёмный гидропривод и гидропневмоавтоматика : учеб. пособ. / Г. А. Аврунин, И.В. Грицай, И. Г. Кириченко и др. – Х.: ХНАДУ, 2008. – 412 с.
2. Брон Д.С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / Д.С. Брон, Ж.Э. Тартаковский. – М. : Машгиз, 1974. – 288 с.
3. Васильев Д. В. Основы расчёта следящих систем / Д. В. Васильев, Г. С. Филиппов. – М; Л. : Госэнергоиздат, 1959. – 471 с.
4. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
5. Крейнин Г. В. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов и автоматических манипуляторов / Г.В. Крейнина. – М. : Машиностроение, 1993. – 300 с.
6. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении (методические рекомендации) ч. 1, ч. 2 – М. : НИИМАШ 1980. – 434 с.
7. Лернер А. Я. Принцип построения быстродействующих следящих систем и регуляторов / А. Я. Лернер. – М; Л. : Госэнергоиздат, 1981. – 301 с.
8. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.
9. Проектирование гидроприводов и систем управления промышленных роботов. Методические рекомендации. – М. : НИИМАШ, 1975. – 63 с.
10. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1982. – 464 с.
11. Воронов А. А. Теория автоматического управления. Часть 2; под ред. А.А. Воронова. – М. : Высшая школа, 1977. – 288 с.
12. Удерман Э. Г. Метод корневого годографа в теории автоматических систем / Э. Г. Удерман. – М. : Наука, 1972. – 446 с.

13. Функционально-стоимостной анализ пневматических приводов и устройств. Методические рекомендации. – М. : НИИМАШ, 1984. – 68 с.

14. Френкель Н. З. Гидравлика / Н. З. Френкель. – М; Л. : Госэнергоиздат, 1956. – 465 с.

15. Хохлов В. А. Электрогидравлические следящие системы / А.В. Хохлов, В. Н. Прокофьев. – М. : Машиностроение, 1971. – 432 с.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1 РОЗІМКНЕНІ ГІДРОПРИВОДИ З ДРОСЕЛЬНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ.....	6
1.1 Гідропривід з послідовним встановленням дроселя.....	6
1.2 Гідропривід з паралельним встановленням дроселя.....	16
1.3 Енергетичні характеристики гідроприводу із дросельним регулюванням швидкості.....	20
1.4 Тепловий розрахунок гідроприводу дросельного регулювання.....	25
1.5 Джерела живлення гідроприводу дросельного регулювання, що забезпечують зниження невиробничих енерговитрат.....	29
1.6 Динаміка розімкненого гідроприводу без урахування стисливості робочої рідини.....	31
1.7 Динаміка розімкненого гідроприводу з урахуванням стисливості робочої рідини і витоків.....	40
1.8 Нелінійна математична модель несиметричного гідроприводу дросельного регулювання.....	51
1.9 Системи багатодвигунових гідроприводів.....	55
1.10 Гідромеханічні розрахунки елементів гідроприводів....	64
1.11 Замкнені гідроприводи з безперервним керуванням.....	71
1.12 Пропорційні підсилювачі потужності (гідророзподільники).....	128
1.13 Слідкувальні гідроприводи з широтно-імпульсним керуванням.....	133
1.14 Багатопозиційні гідроприводи з релейним керуванням ..	137
2 ГІДРОПРИВОДИ З МАШИНИМ (ОБ'ЄМНИМ) РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ.....	157
2.1 Регулювання швидкості зміною робочого об'єму насоса	158
2.2 Регулювання швидкості зміною робочого об'єму гідромотора.....	159

2.3	Регулювання зміною робочих об'ємів насоса і гідромотора.	160
2.4	Енергетичні характеристики гідроприводів з машинним регулюванням швидкості.	161
	ВИСНОВОК.	165
	ДОДАТКИ.	167
	Додаток 1. Електрогідравлічні слідкувальні приводи типу ПЕГС. Основні характеристики.	167
	Додаток 2. Програма розрахунку на ЕОМ розімкненого гідроприводу.	169
	Додаток 3. Завдання для самостійної роботи з курсу "Системи гідроприводів".	172
	Завдання Д.3.1	172
	Завдання Д.3.2	174
	Завдання Д.3.3	176
	Завдання Д.3.4	177
	Завдання Д.3.5	179
	Завдання Д.3.6	180
	Завдання Д.3.7	182
	Завдання Д.3.8	184
	Список літератури	187
	Зміст.	188

ДЛЯ ПРИМІТОК

Навчальне видання

Крутіков Геннадій Анатолійович,
Стрижак Мар'яна Георгіївна

Системи гідроприводів

для студентів вищих навчальних закладів спеціальності
6.050502 «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика», для аспірантів та інженерів

За редакцією **Крутікова** Геннадія Анатолійовича

Роботу до видання рекомендував *Э.Г. Братута*

Редактор Н.В. Верстюк

План 2013 р., поз. 50

Підписано до друку 20.01.2014 Формат 60×84 1/16 Папір офсет.

Riso-друк. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк, арк.

Наклад 200 прим. Зам. №__ Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.

Друкарня НТУ «ХПІ». 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21