

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра машинобудування та технічного сервісу машин

**РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ І ПОКАЗНИКІВ
ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахункових, контрольних і курсових робіт

з дисциплін

***«ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ
МАШИНИ»,***

«МАШИНИ ДЛЯ ВИДОБУТКУ КОРИСНИХ КОПАЛИН»,

«МАШИНИ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА ШЛЯХІВ»

Харків – 2024

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри машинобудування та технічного сервісу машин 17 травня 2024 р., протокол № 9.

У методичних вказівках наведено методику розрахунку параметрів складових гідравлічних систем гідрофікованих машин. Окремі складові наведеної методики розрахунку використовуються для проведення практичних занять з дисциплін «Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини», «Машини для видобутку корисних копалин» та «Машини для будівництва шляхів» відповідно до робочих програм дисциплін.

Методичні вказівки рекомендуються для здобувачів вищої освіти спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування» усіх форм навчання.

Укладачі:

старш. викл. О. О. Суранов,
зав. навч. лаб. О. В. Кебко

Рецензент

доц. В. О. Стефанов

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Розрахунок елементів гідروпривода та вибір параметрів з довідкової літератури.....	5
1.1 Мета методичних вказівок.....	5
1.2 Перелік позначень та вихідні дані для розрахунків.....	5
1.3 Вибір основних параметрів гідроциліндра, насоса і гідроліній.....	6
1.4 Пошук оптимальних параметрів елементів гідропривода.....	12
1.5 Розрахунок параметрів мастильного бака.....	13
2 Визначення коефіцієнта корисної дії та основних параметрів гідропривода при його проектуванні.....	15
2.1 Розрахунок лінійних опорів у гідроприводі.....	15
2.2 Втрати тиску від місцевих опорів у гідроприводі.....	18
2.3 Розрахунок опорів елементів гідропривода.....	20
2.4 Визначення загального коефіцієнта корисної дії гідропривода на стадії його проектування.....	21
2.5 Аналіз результатів проектування основних показників гідропривода.....	23
Контрольні запитання.....	25
Список літератури	27
Додаток А.....	28

ВСТУП

Підвищення ефективності та економічності транспортних і будівельних машин можливо за рахунок гідрофіксації силового устаткування. Гідравлічні приводи є основними виконавчими елементами систем автоматичного керування.

До складу багатьох сучасних систем автоматичного керування будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин (БКВРМ) і обладнання входять десятки виконавчих пристроїв (гідроциліндри, гідромотори, гідروпередачі, гідротрансформатори та ін.).

Перевагами гідравлічних виконавчих елементів є:

- мала вага та об'єм, який приходить на одиницю потужності, що передається;
- простота здійснення без ступеневого регулювання швидкостей;
- високий рівень редуції;
- високе значення коефіцієнта корисної дії (ККД); надійність роботи;
- простота обслуговування та керування, а також універсальність використання.

Використання гідравлічних виконавчих систем спрощує рішення багатьох технічних завдань, значно спрощує проблему автоматизації виробничих процесів, підвищує якість БКМ, значно зменшує їхню вагу та габарити. Так, габарити сучасного гідромотора порівняно з електромотором аналогічної потужності менші у 10 – 15 разів, а вага – в 5- 10 разів [1].

Перелічені переваги гідравлічних виконавчих систем автоматизації БКМ забезпечили широке їх використання.

У цій роботі представлений приклад послідовності розрахунку аналізу роботи типової схеми гідропривода БКВРМ. Наведені приклади чисельних розрахунків і вибору основних елементів та приклади

розрахунків гідравлічних виконавчих приводів при рішенні практичних завдань та при дипломному проєктуванні.

Подані формули для розрахунків основних елементів схеми привода БКВРМ, на основі яких пропонується обрати основні конструктивні розміри елементів. На основі обраних елементів привода БКВРМ можливо здійснити складання привода для практичних цілей.

1 РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДА ТА ВИБІР ПАРАМЕТРІВ З ДОВІДКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Мета методичних вказівок

Для закріплення знань з дисципліни БКВРМ, а також для допомоги здобувачам у розрахунковій роботі при проєктуванні гідропривода машин створені ці методичні вказівки. Вони сприяють поглибленню знань, а також призначені для закріплення практичних навичок і можуть бути складовою частиною курсових проєктів з інших дисциплін та розрахункових розділів дипломних проєктів.

Для початку розрахунків необхідно визначити вихідні дані.

1.2 Перелік позначень та вихідні дані для розрахунків

На початку проєктування необхідно обрати такі вихідні дані:

- 1 загальне зусилля на гідроциліндрі – R_H , кН;
- 2 швидкість переміщення штока гідроциліндра – $v_{ш}$, м/с;
- 3 напрямок переміщення штока (прямий або зворотний, скорочено п/з);
- 4 в'язкість рідини при сталій температурі – ν_c , см²/с;
- 5 щільність рідини – ρ , кг/м³;

6 довжини гідроліній і коефіцієнти місцевих опорів на ділянках магістралей:

– ділянка напірного трубопроводу l_1 – довжина, м, і ξ_1 – місцеві опори;

– виконавча робоча ділянка трубопроводу l_2 – довжина, м, і ξ_2 – місцеві опори;

– виконавча неробоча ділянка трубопроводу l_3 – довжина, м, і ξ_3 – місцеві опори;

– ділянка зливного трубопроводу l_4 – довжина, м, і ξ_4 – місцеві опори;

– ділянки гнучких трубопроводів $l_{Г2}$;

– довжина виконавчої робочої і $l_{Г3}$ та неробочої ділянок трубопроводу, м;

7 номінальний тиск у гідросистемі – P_H , МПа.

8 кількість паралельних гідроциліндрів $z = 1 \div 2$.

1.3 Вибір основних параметрів гідроциліндра, насоса і гідроліній

Перед початком розрахунків гідропривода необхідно скласти гідросхему машини та провести аналіз науково-технічної літератури [1], задати кількість робочих гідроциліндрів (1-2 шт.).

Визначення параметрів гідроциліндра

Діаметр поршня гідроциліндра визначаємо за формулами:

- для прямого ходу штока

$$D_p = \sqrt{\frac{4000 \cdot R_u}{\pi \cdot P_H \cdot z}}; \quad (1.1)$$

- для зворотного ходу штока

$$D_p = \sqrt{\frac{4000 \cdot R_{\text{ц}}}{\pi \cdot (1 - \varepsilon^2) \cdot P_H \cdot z}}, \quad (1.2)$$

де D_p – розрахунковий діаметр циліндра, мм;

$R_{\text{ц}}$ – зусилля на штоку гідроциліндра, кН;

P_H – номінальний тиск у гідроприводі, МПа;

ε – коефіцієнт – відношення діаметра штока до діаметра поршня, складає 0,3...0,9 (рекомендується 0,4...0,7);

z – кількість паралельно працюючих гідроциліндрів.

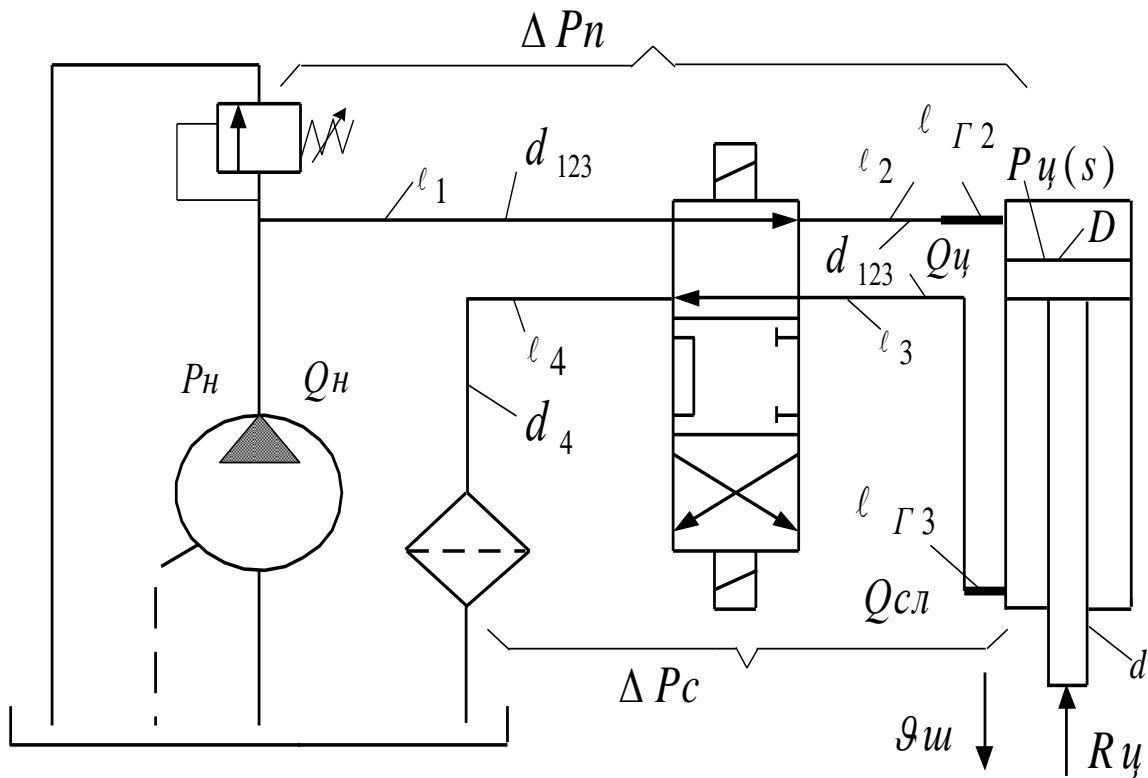


Рисунок 1 – Розрахункова гідравлічна схема БКВРМ

Отримане значення внутрішнього діаметра циліндра (зовнішнього для поршня) необхідно обрати зі стандартного ряду діаметрів та довжин.

Ряд номінальних діаметрів, мм або $\times 10^{-3}$ м, гідроциліндрів, поршнів, штоків і плунжерів, за ГОСТ 6540-68, ГОСТ 12447-80 і ГОСТ 12448-80:

1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Примітки:

1 ряд номінальних діаметрів, за ГОСТ 6540-68, починається від 4 мм для штоків і від 10 мм для гідроциліндрів;

2 у скобках подані числа допоміжного ряду. При виборі значень діаметрів перевагу слід віддавати основному ряду;

3 ряд діаметрів, що подано, розповсюджується на золотники і т. п. пристрої об'ємного гідропривода.

Величину стандартного діаметра поршня позначимо як D .

Розрахунковий діаметр штока можна визначити за формулою

$$dp = D \cdot \varepsilon, \quad (1.3)$$

де ε – коефіцієнт – відношення діаметра штока до діаметра поршня, складає 0,3...0,9 (рекомендується 0,4...0,7).

Отриману величину діаметра штока округлити до найближчого стандартного значення і позначити як d . Хід штока (без проведення розрахунку на стійкість) складає $\ell_{ш} \leq 10 \cdot D$. Хід штока рекомендується прийняти також з ряду стандартних величин.

Визначення параметрів насоса

Об'єм рідини, який подається до гідроциліндрів складає

$$Q_y = \frac{R_{ц} v_{ш} \cdot 60}{P_H}, \quad (1.4)$$

де $Q_{ц}$ – об'єм рідини, який споживається гідроциліндром (гідроциліндрами), $\text{дм}^3/\text{хв}$;

$V_{ш}$ – швидкість пересування штока, м/с ;

Для забезпечення нормальної роботи гідропривода з заданими параметрами необхідно, щоб об'єм рідини, який подається на гідроциліндри, дорівнював продуктивності насоса (додаток 1), тобто

$$Q_{ц} = Q_{н} \cdot \quad (1.5)$$

Використовуючи це співвідношення, визначимо розрахункову ємність насоса

$$V_{н} = \frac{Q_{ц} \cdot 1000}{n_{н}}, \quad (1.6)$$

де $V_{н}$ – розрахункова ємність насоса, $\text{см}^3/\text{об}$;

$n_{н}$ – номінальна частота обертання вала привода насоса, хв^{-1} .

Номінальна частота обертання вала насоса $n_{н}$ здебільшого знаходиться в межах 1500 хв^{-1} , яку і слід прийняти. При проектуванні гідропривода машини слід забезпечити умову, при якій частота обертання вала насоса була би близькою до номінальної частоти обертання вала насоса для забезпечення найбільшого коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса і гідросистеми в цілому. Досягти цієї умови можливо за рахунок установлення додаткового механізму, який вирівнює частоту обертання приводного вала двигуна з частотою обертання вала насоса. Для вирівнювання частоти обертання вала двигуна (електродвигуна або

двигуна внутрішнього згоряння) необхідно встановити редуктор або мультиплікатор, передатне число якого складатиме

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{н}}}, \quad (1.7)$$

де $n_{\text{дв}}$ – частота обертання вала двигуна, хв⁻¹.

З урахуванням отриманих значень $V_{\text{н}}$, см³/об, тиску в гідроприводі $P_{\text{н}}$, МПа, вибирається насос з паспортним значенням найближчим (великим або меншим) об'ємом робочої камери, який позначимо як $V_{\text{к}}$. За обраним типом насоса необхідно привести всі паспортні дані.

У випадках, коли в паспортних даних насоса відсутнє значення гідромеханічного ККД $\eta_{\text{гм.н}}$, а вказується об'ємний ККД $\eta_{\text{об}}$ і загальний ККД $\eta_{\text{заг}}$, то $\eta_{\text{гм.н}}$ визначається за формулою

$$\eta_{\text{гм.н}} = \frac{\eta_{\text{заг}}}{\eta_{\text{об}}}. \quad (1.8)$$

Визначення параметрів гідроліній

Об'єм рідини, дм³/хв, що проходить через виконавчу неробочу і зливну ділянки трубопроводів, складає:

- для прямого ходу штока

$$Q_{\text{сл}} = Q_{\text{ц}} \cdot (1 - \varepsilon^2); \quad (1.9)$$

- для зворотного ходу штока

$$Q_{\text{сл}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{1 - \varepsilon^2}. \quad (1.10)$$

Швидкість течії рідини на різних ділянках гідропривода – різна і складає:

- для напірної, виконавчої робочої і виконавчої неробочої ділянок у межах 3...10 м/с, величину якої прийняти самостійно близько до середнього значення на трьох ділянках, які позначені як $l_1, l_2, l_{2Г}, l_3, l_{3Г}$ (рисунок 1), а швидкість рідини слід позначити як g_{123} ;

- для зливної ділянки в межах 1,4...2 м/с, яка позначена як l_4 (рисунок 1), а швидкість рідини слід позначити як g_4 .

Тоді розрахунковий діаметр трубопроводу на цих ділянках відповідно складатиме:

- для напірної, виконавчої робочої і виконавчої неробочої ділянок

$$\bar{d}_{123} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_u}{g_{123}}}; \quad (1.11)$$

- для зливної ділянки

$$\bar{d}_4 = 4,6 \sqrt{\frac{Q_{сл}}{g_4}}, \quad (1.12)$$

де g_{123}, g_4 – швидкість течії рідини на відповідних ділянках гідроліній, м/с;

$Q_u, Q_{сл}$ – об'єм рідини, що проходить по різних ділянках гідроліній, дм³/хв.

Отримані результати діаметрів гідроліній на різних ділянках гідросистеми також округляємо до найближчого стандартного значення і їх слід позначити як d_{123}, d_4 .

1.4 Пошук оптимальних параметрів елементів гідропривода

До елементів гідропривода відносяться гідророзподільники, клапани та дроселі. Вибір гідроапаратів слід здійснювати з умови забезпечення роботи:

- допускається тиск в гідроапараті не нижче P_n , МПа;
- витрати рідини через гідроапарат близькі до Q_n , дм³/хв.

За довідковою літературою [2, 3] обираємо необхідні складові гідравлічної схеми та зазначаємо паспортні характеристики, надані заводом-виробником.

Вибір гідророзподільників

Для гідророзподільників найважливішими паспортними даними є втрати тиску, які експериментально встановлюються заводом-виробником за умови проходження через гідророзподільник номінальної витрати рідини, яку позначимо як $Q_{ном}^p$, дм³/хв, і загально прийнятої при проведенні цих експериментів в'язкості робочої рідини, яка складає $0,3 \pm 0,03$ см²/с, (Ст.), та позначимо її як $\nu_{0,3}$. Втрати тиску для гідророзподільника необхідно зазначити як дві величини, МПа:

- $\Delta P_{\nu_{0,3}}^c$, при прямуванні рідини від насоса до гідроциліндра;
- $\Delta P_{\nu_{0,3}}^M$, при прямуванні рідини від гідроциліндра до масляного баку.

Вибір зворотного клапана

За паспортними даними, для зворотного клапана в подальших розрахунках використовується величина втрат тиску $\Delta P_{\nu_{0,3}}^k$ залежно від типу пружини: для звичайної – 0,05 МПа; для підсиленої – 0,15 МПа; для значно підсиленої – 0,3 МПа. Тип пружини прийняти самостійно. Рекомендується звичайний або підсилений тип пружини. У подальших розрахунках використовується також номінальна витрата рідини $Q_{ном}^k$,

дм³/хв, через зворотній клапан, за умови, що густина робочої рідини при визначенні втрат тиску складає $0,3 \pm 0,03$ см²/с (Ст.), і позначимо її як $\nu_{0,3}$.

Вибір фільтрів

Надійність роботи гідропривода значною мірою залежить від ступеня очищення робочої рідини. Якість процесу очищення рідини забезпечують фільтри. Фільтри монтують на різних ділянках. Зокрема на ділянці, що забезпечує підвод рідини з масляного бака до насоса, а також монтують в напірній або в зливній гідролініях. У гідроприводі будівельних і дорожніх машин фільтри в більшості випадків встановлюють в зливній гідролінії. Вибір фільтрів, які встановлюються в зливній гідролінії, слід виконувати за двома показниками:

- за пропускною спроможністю фільтра, дм³/хв, не меншій ніж $Q_{сл}$;
- за ступенем очищення рідини, мкм.

Для фільтрів одним з найбільш важливих паспортних даних, що використовується у подальших розрахунках, є також величина втрат тиску, яка для нових фільтрів складає $\Delta P_{\nu_{0,3}}^{\phi} = 0,03$ МПа при номінальній витраті рідини через фільтроелемент, яку позначимо, як $Q_{ном}^{\phi}$. З часом роботи фільтроелемента величина перепаду тиску на фільтроелементі зростає і при досягненні тиску 0,2 МПа захисний клапан, встановлений у корпусі фільтра починає пропускати через себе частину рідини, що забезпечує захист фільтроелемента від руйнування. При тиску 0,35 МПа клапан цілком перепускає рідину через себе, що свідчить, за наявності відповідних індикаторів, про повне засмічення фільтроелемента і про необхідність його заміни.

1.5 Розрахунок параметрів мастильного бака

Ємність масляного бака встановлюється залежно від величини об'єму гідроциліндрів $Q_{ц}$, а також від типу машини і від характеру її

навантаженості. Так, для таких машин як бульдозери, скрепери і автогрейдери розрахунковий об'єм масляного бака можна визначити як

$$V_{бр} = (1,2...1,5) \cdot Q_n . \quad (1.13)$$

Для навантажувачів, екскаваторів і вантажопідійомних машин

$$V_{бр} = (1,5...2) \cdot Q_n , \quad (1.14)$$

де $V_{бр}$ – розрахунковий об'єм масляного бака, дм^3 .

Встановлений об'єм масляного бака приймають до найближчого стандартного значення з чисел стандартного ряду (40, 63, 100, 125, 160, 250, 500) дм^3 .

2 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ТА ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДА ПРИ ЙОГО ПРОЄКТУВАННІ

2.1 Розрахунок лінійних опорів у гідроприводі

Втрати тиску в гідролініях залежать від режимів течії робочої рідини (ламінарний або турбулентний). Для розрахунків лінійних втрат тиску рекомендується використовувати метод [4], який дає змогу визначити режим течії рідини за величиною параметра m_i . Якщо величина параметра m_i менша за одиницю, то режим течії рідини відповідає ламінарному, а якщо ця величина більша за одиницю або дорівнює одиниці, то режим течії рідини турбулентний. Індекс i характеризує ту, чи іншу ділянку гідропривода. При розрахунках параметра m_i індекс i слід замінити на номер конкретної ділянки гідропривода і скористатись формулами:

- для напірної і виконавчої робочої ділянок

$$m_{12} = \frac{9.1468 \cdot 10^{-2} Q_H}{d_{123} \cdot v_c}; \quad (2.1)$$

- для виконавчої неробочої ділянки

$$m_3 = \frac{9.1468 \cdot 10^{-2} \cdot Q_{сл}}{d_{123} \cdot v_c}; \quad (2.2)$$

- для зливної

$$m_4 = \frac{9.1468 \cdot 10^{-2} Q_{сл}}{d_4 \cdot v_c}, \quad (2.3)$$

де d_{123} – діаметр трубопроводу на напірній, виконавчій робочій і виконавчій неробочій ділянках, мм;

d_4 – діаметр трубопроводу на зливній ділянці, мм.

За використання залежностей для визначення параметра m_i витрати рідини Q_n і $Q_{сл}$, $\text{дм}^3/\text{хв}$, а в'язкість рідини ν_c , $\text{см}^2/\text{с}$.

У загальному вигляді незалежно від призначення ділянки гідропривода лінійні втрати тиску для жорсткого трубопроводу складають [3]:

- при ламінарному режимі

$$\Delta P_i^L = 0,87 \cdot m_i \cdot \frac{\nu_c^2}{d_i^3} \cdot \ell_i \cdot \rho; \quad (2.4)$$

- при турбулентному режимі

$$\Delta P_i^T = \Delta P_i^L \cdot 1,41 \cdot \sqrt[4]{m_i^3}. \quad (2.5)$$

Якщо після розрахунків параметра m_i для будь-якої з ділянок трубопроводу встановлено, що параметр m_i має значення більше або рівне одиниці, то режим течії рідини на цій ділянці є турбулентним і тоді для визначення лінійних втрат тиску використовуються обидві формули. Якщо m_i складає величину меншу за одиницю, то режим течії рідини – ламінарний, в цьому випадку використовується лише перша формула. Розрахункову величину втрат тиску від лінійних опорів для будь-якої ділянки трубопроводу позначимо як $\Delta P_i^{L,T}$. Для визначення лінійних втрат тиску на конкретній ділянці необхідно замінити індекс i у параметрів m_i , ℓ_i і d_i на номер ділянки трубопроводу, зокрема:

- m_{12} , ℓ_1 і d_{123} на напірній ділянці і розрахувати $\Delta P_1^{L.T}$;
- m_{12} , ℓ_2 і d_{123} на виконавчій робочій ділянці і розрахувати $\Delta P_2^{L.T}$;
- m_3 , ℓ_3 і d_{123} на виконавчій неробочій ділянці і розрахувати $\Delta P_3^{L.T}$;
- m_4 , ℓ_4 і d_4 на зливній ділянці і розрахувати $\Delta P_4^{L.T}$.

Для ділянки гідропривода з гнучким трубопроводом $\Delta P_{\Gamma i}^{L.T}$ лінійні втрати тиску в загальному вигляді складають:

- при ламінарному режимі

$$\Delta P_{\Gamma i}^L = 0,87 \cdot m_i \cdot \frac{v_c^2}{d_i^3} \cdot 2 \cdot \ell_{\Gamma i} \cdot \rho ; \quad (2.6)$$

- при турбулентному режимі

$$\Delta P_{\Gamma i}^T = \Delta P_{\Gamma i}^L \cdot 1,41 \cdot \sqrt[4]{m_i^3} , \quad (2.7)$$

де $\ell_{\Gamma i}$ – довжина гнучкого трубопроводу, м.

При визначенні лінійних втрат тиску на конкретній ділянці з гнучким трубопроводом необхідно також індекс i у параметрів m_i , $\ell_{\Gamma i}$ і d_i замінити на номер конкретної ділянки трубопроводу, зокрема:

- m_{12} , $\ell_{\Gamma 2}$ і d_{123} на виконавчій робочій ділянці і розрахувати $\Delta P_{\Gamma 2}^{L.T}$;
- m_3 , $\ell_{\Gamma 3}$ і d_{123} на виконавчій неробочій ділянці і розрахувати $\Delta P_{\Gamma 3}^{L.T}$.

Довжина гнучких трубопроводів на виконавчих робочій і неробочій ділянках приймається на основі конструктивних даних.

Сумарні лінійні втрати тиску залежать від втрат тиску на кожній з ділянок гідропривода і визначаються за формулами:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_{12}^{Л.Т} = \Delta P_1^{Л.Т} + \Delta P_2^{Л.Т} + \Delta P_{Г2}^{Л.Т}, \quad (2.8)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака

$$\Delta P_{34}^{Л.Т} = \Delta P_3^{Л.Т} + \Delta P_4^{Л.Т} + \Delta P_{Г3}^{Л.Т}, \quad (2.9)$$

де $\Delta P_1^{Л.Т}, \Delta P_2^{Л.Т}, \Delta P_3^{Л.Т}, \Delta P_4^{Л.Т}$ – лінійні втрати тиску, які встановлені для жорстких гідроліній на напірній, виконавчих робочих та неробочих і зливних ділянках, з урахуванням режиму течії рідини відповідно, МПа;

$\Delta P_{Г2}^{Л.Т}, \Delta P_{Г3}^{Л.Т}$ – втрати тиску в гнучких гідролініях, які встановлені на виконавчій робочій і виконавчій неробочій ділянках теж з урахуванням режиму течії рідини відповідно, МПа.

2.2 Втрати тиску від місцевих опорів у гідроприводі

У загальному вигляді величини втрат тиску від місцевих опорів не залежать від призначення окремої ділянки гідропривода, виключаючи гідророзподільники, зворотні клапани і фільтри, для яких в паспортних характеристиках указуються дані та визначаються за формулою

$$\Delta P_{Mi} = 0,000225 \cdot \frac{Q^2}{d_i^4} \cdot \rho \cdot \xi_i, \quad (2.10)$$

де $\Delta P_{Mi}^{Л.Т}$ – втрати тиску від місцевих опорів на окремій ділянці гідропривода, МПа;

d_i – діаметр трубопроводу на окремій ділянці гідропривода, мм;

ξ_i – сумарний коефіцієнт місцевих опорів на окремій ділянці трубопроводу.

При визначенні втрат тиску від місцевих опорів на конкретній ділянці трубопроводу необхідно замінити індекс у параметрів ξ_i і d_i на номер конкретної ділянки трубопроводу, зокрема:

- ξ_1 і d_{123} на напірній ділянці;
- ξ_2 і d_{123} на виконавчій робочій ділянці;
- ξ_3 і d_{123} на виконавчій неробочій ділянці;
- ξ_4 і d_4 на зливній ділянці.

Втрати тиску від місцевих опорів на ділянці від насоса до гідроциліндра як для прямого, так і зворотного напрямку руху штока досягають значення

$$\Delta P_{M12} = 0,000225 \frac{\rho \cdot Q^2}{d_{123}^4} \cdot (\xi_1 + \xi_2) . \quad (2.11)$$

Сумарні втрати тиску від місцевих опорів на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до бака визначаються залежно від напрямку руху штока за формулами:

- прямий хід штока

$$\Delta P_{M34} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q^2}{d_{123}^4} \cdot \left[\xi_3 \cdot (1 - \varepsilon^2)^3 + \xi_4 \cdot (1 + \varepsilon^2)^3 \cdot \left(\frac{d_{123}}{d_4} \right)^4 \right]; \quad (2.12)$$

- зворотний хід штока

$$\Delta P_{M34} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q^2}{d_{123}^4} \cdot \left[\frac{\xi_3}{(1 - \varepsilon^2)^3} + \frac{\xi_4}{(1 - \varepsilon^2)^3} \cdot \left(\frac{d_{123}}{d_4} \right)^4 \right]. \quad (2.13)$$

Наявність місцевих опорів приводить до втрат тиску рідини, величина яких визначається на підставі наведених вище залежностей.

2.3 Розрахунок опорів елементів гідропривода

Завод-виробник гідравлічного елемента експериментально встановлює величину втрат тиску $\Delta P_{\nu 0,3}$ при обов'язковій в'язкості рідини, близькій до $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03$ см²/с (Ст.), і за умови проходження номінального $Q_{ном}^i$ об'єму робочої рідини через цей гідроелемент та вказуються у паспорті на кожний з гідроелементів. При відхиленні від заводських параметрів втрати тиску в гідроприводі визначаються за формулами:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_{12}^{IE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[\Delta P_{\nu 0,3}^n \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_{ц}}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{\nu 0,3}^k \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_{ц}}{Q_{ном}^k} \right)^3} \right]; \quad (2.14)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака

$$\Delta P_{34}^{IE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[\Delta P_{\nu 0,3}^m \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_{сл}}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{\nu 0,3}^f \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_{сл}}{Q_{ном}^f} \right)^3} \right], \quad (2.15)$$

де $\Delta P_{\nu 0,3}^n, \Delta P_{\nu 0,3}^m$ – втрати тиску для гідророзподільника, $Q_{ном}^p$, і в'язкості $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03$ см²/с, при прямуванні її до робочої порожнини гідроциліндра і від неробочої порожнини гідроциліндра на злив відповідно, МПа;

$\Delta P_{\nu 0,3}^{\kappa}, \Delta P_{\nu 0,3}^{\phi}$ – втрати тиску для клапана і фільтра, $Q_{ном}^{\kappa}, Q_{ном}^{\phi}$ і в'язкості рідини $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03$ см²/с відповідно, МПа;

ν_c – в'язкість рідини в гідроприводі (див. вихідні дані), см²/с;

$Q_{ц}$ – об'єм рідини, що спрямовується насосом у робочу порожнину гідроциліндра, дм³/хв;

$Q_{сл}$ – об'єм рідини, що витискається з неробочої порожнини гідроциліндра на злив у мастильний бак, дм³/хв.

2.4 Визначення загального коефіцієнта корисної дії гідропривода на стадії його проектування

Основним показником спроектованого гідропривода є величина загального ККД.

Загальні витрати тиску в гідроприводі обумовлені лінійними і місцевими опорами, а також втратами тиску в гідроелементах на етапі його проектування складають:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_H = \Delta P_{12}^{Л.Т} + \Delta P_{М12} + \Delta P_{12}^{ГЕ}; \quad (2.16)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака

$$\Delta P_C = \Delta P_{34}^{Л.Т} + \Delta P_{М34} + \Delta P_{34}^{ГЕ}, \quad (2.17)$$

де ΔP_H – втрати тиску на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра, МПа;

ΔP_C – втрати тиску на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака, МПа.

Площа робочої поверхні поршня складає:

- зі сторони поршневої порожнини гідроциліндра

$$F_n = (\pi \cdot D^2) / 4; \quad (2.18)$$

- зі сторони штокової порожнини гідроциліндра

$$F_{ш} = (\pi \cdot (D^2 - d^2)) / 4, \quad (2.19)$$

де D, d – діаметр поршня і штока відповідно, мм.

Сумарні внутрішні втрати рідини можуть досягати величини:

– при прямому напрямку руху штока

$$Q_{ym}^n = 1000 \cdot [V_k \cdot n \cdot (1 - \eta_{i.i}) \cdot 0,001 + qa + q_o] \cdot \frac{R_{ц}}{F_n \cdot \Delta P_{mi} \cdot z}; \quad (2.20)$$

– при зворотному напрямку руху штока

$$Q_{ym}^o = 1000 \cdot [V_o \cdot n \cdot (1 - \eta_{i.i}) \cdot 0,001 + qa + q_o] \cdot \frac{R_{ц}}{F_n \cdot \Delta P_{mi} \cdot z}, \quad (2.21)$$

За результатами досліджень [5] загальний ККД на етапі проектування гідропривода визначається за формулами:

- для прямого ходу штока

$$\eta_v^n = \frac{R_{ц} \left[1 - \frac{[(Q)_{ym}^n \cdot 1000]}{V_k \cdot n} \right] \cdot \eta_{гмн}}{R_{ц} \cdot (1,03 \dots 1,3) + F_n \cdot (\Delta P_c + (1 - \varepsilon^2) + \Delta P_{mi}) \cdot z \cdot 0,001}, \quad (2.22)$$

- для зворотного ходу штока

$$\eta_v^o = \frac{R_{ц} \left[1 - \frac{[(Q]_{ум}^o \cdot 1000)}{V_k \cdot n} \right] \cdot \eta_{гмн}}{R_{ц} \cdot (1,03 \dots 1,3) + F_n \cdot (\Delta P_c + (1 - \varepsilon^2) + \Delta P_{mi}) \cdot z \cdot 0,001}, \quad (2.23)$$

де $Q_{ум}^n, Q_{ум}^o$ – загальні внутрішні втрати рідини в насосі, гідророзподільнику і гідроциліндрі при виконанні штоком гідроциліндра прямого або зворотного ходу відповідно, дм³/хв;

$\eta_{гмн}$ – гідромеханічний ККД насоса (див. паспортні дані насоса);

V_k – об'єм робочої камери насоса (див. паспортні дані насоса), см³/об.

Отриманий за результатами розрахунків загальний ККД гідропривода не має бути нижчим за величину 0,6...0,7.

Якщо величина ККД нижче, необхідно змінити конструктивні вихідні параметри трубопроводів або обрати новий гідророзподільник рідини зі значно меншими втратами тиску.

2.5 Аналіз результатів проєктування основних показників гідропривода

Корисну роботу, яку виконує гідроциліндр з урахуванням швидкості переміщення штоку, ми визначаємо як корисну потужність, яку розвиває гідропривод, визначається за формулою

$$N_{ц} = R_{ц} \cdot \mathcal{U}_{ш}, \quad (2.24)$$

де $N_{ц}$ – потужність гідроциліндрів (гідроциліндра), кВт, якщо $R_{ц}$, кН, а $\mathcal{U}_{ш}$, м/с.

Потужність, яка необхідна для привода насоса, кВт:

- для прямого ходу штока

$$N_H^n = \frac{R_{ц} \cdot g_{ш}}{\eta_V^n}; \quad (2.25)$$

- для зворотного ходу штока

$$N_H^o = \frac{R_{ц} \cdot g_{ш}}{\eta_V^o}. \quad (2.26)$$

Момент крутний на валу насоса, Нм:

- при прямому напрямку штока

$$M_H^n = \frac{P_H^n \cdot V_K}{2 \cdot \eta_{гм.н} \cdot \pi}; \quad (2.27)$$

- при зворотному напрямку штока

$$M_H^o = \frac{P_H^o \cdot V_K}{2 \cdot \eta_{гм.н} \cdot \pi}, \quad (2.28)$$

де P_H^n, P_H^o – тиск, який розвиває насос при виконанні штоком гідроциліндра прямого або зворотного ходу відповідно, МПа

Тиск, який розвиває насос, можна визначити за формулою:

- для прямого напрямку руху штока

$$P_H^n = \frac{1000}{F_n \cdot z} \cdot R_{ц} \cdot (1,03 \dots 1,3) + \Delta P_c + (1 - \varepsilon^2) + \Delta P_n; \quad (2.29)$$

- для зворотного напрямку руху штока

$$P_H^o = \frac{1000}{F_{ш} \cdot z} \cdot R_{ц} \cdot (1,03 \dots 1,3) + \frac{\Delta P_c}{1 - \varepsilon^2} + \Delta P_n, \quad (2.30)$$

На основі виконаних розрахунків скласти такі дані про гідропривід:

- загальний коефіцієнт корисної дії η_V^n або (η_V^o);
- потужність гідроциліндрів (гідроциліндра), кВт, $N_{ц}$;
- потужність насоса, кВт, N_H^n або (N_H^o);
- крутний момент на валу насоса, Нм, M_H^n або (M_H^o).

Отже, за допомогою цієї методики розрахунків ми можемо визначити загальний ККД гідропривода на стадії проектування і змінюючи вихідні дані отримати спроектовану машину найвищої ефективності.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1 Що означає термін «Зусилля, яке передає гідроциліндр»?
- 2 Що таке швидкість переміщення штока?
- 3 Розмірність швидкості переміщення штока гідроциліндра?
- 4 Що таке в'язкість рідини?
- 5 Розмірність в'язкості рідини при сталій температурі?
- 6 Що таке щільність рідини?
- 7 Розмірність щільності рідини?
- 8 Що міститься у поняттях довжина гідроліній і коефіцієнти місцевих опорів на ділянках магістралей?
- 9 Що таке напірна ділянка трубопроводу?
- 10 Що таке місцеві опори?
- 11 Розмірність величин місцевих опорів?

- 12 Що таке виконавча робоча ділянка трубопроводу?
- 13 Що таке виконавча неробоча ділянка трубопроводу?
- 14 Що таке номінальний тиск у гідроприводі?
- 15 Розмірність номінального тиску в гідроприводі?
- 16 Що означає запис 1 МПа?
- 17 Як перевести одиницю тиску 1 кг/см² в 1 bar?
- 18 Чому дорівнює 1 bar?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Ремарчук М. П. Проектування мобільних гідрофікованих кранів з телескопічною стрілою. Ч. 1. Розрахунок механізмів, стійкість, прилади безпеки : навч. посіб. Харків : УкрДУЗТ, 2018. 183 с.

2 Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: підручник для здобувачів вищої освіти / Д. П. Журавель, І. П. Паламарчук, С. М. Уманський, В. І. Паламарчук; за ред. Д. П. Журавля. Київ: ЦП «Компринт», 2021. 449 с.

3 Іванчук Я. В., Іскович-Лотоцький Р. Д. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Ч. 1. Основні закони, рівняння і визначення : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2019. 183 с.

4 Люта А. В., Чекулаєв Є. Ф. Гідропневмоприводи та пристрої автоматики: навч. посіб. Вид. 2-ге перероб. Краматорськ: ДДМА, 2020. 172 с.

5 Омельченко О. В., Цвіркун Л. О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100 с.

6 Колісніченко Е. В., Мандрика А. С., Панченко В. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій. Суми : Сумський державний університет, 2021. 176 с.

7 Ремарчук М. П., Чмуж Я. В., Овсянніков С. І. Удосконалення схеми підключення силових гідроциліндрів в складі високомоментних гідромоторів. *Науковий вісник будівництва*. Харків: ХДТУБА, 2010. Вип. 58. С. 147-151.

ДОДАТОК А

Параметри насосів

Тип насоса	Ємність робочої камери, см ³ /об.	Тиск, МПа		Частота обертання, об./хв			ККД	
		номінальний	максимальний	максимальна	номінальна	мінімальна	об'ємний/гідрравлічний	загальний
НШ-32	31,7	10	14	1920	1500	1200	0,92/-	0,8
НШ-46	45,7	10	14	1920	1500	1200	0,92/-	0,85
НШ-67	69	14	16	1920	1500	1200	0,92/-	0,85
НШ-100	98,8	16	20	1920	1500	960	0,94/-	0,85
210.12	11,6	16	32	4400	2400	500	0,96/0,95	0,905
210.16	28,1	16	32	3500	1920	500	0,96/0,95	0,909
210.20	54,8	16	25	2850	1500	500	0,97/0,95	0,912
210.25	107	16	25	2200	1200	500	0,98/0,94	0,92
210.32	225	16	25	1750	960	500	0,98/0,94	0,92
207.20*	54,8	20/16	32/25	3150	1500	500	0,95/ -	0,91
207.25*	107	20/16	32/25	2500	1200	500	0,95/ -	0,91
207.32*	225	20/16	32/25	2000	960	500	0,95/ -	0,91
223.20*	54,2+54,2	20/16	32/25	3150	1500	500	0,95/ -	0,91
223.25*	107+107	20/16	32/25	2500	1200	500	0,95/ -	0,91
224.20	54,2+54,2	20/16	32/25	3150	1500	500	0,95/ -	0,91
311.20	56	20	32	3300	1500	200	0,96/ -	0,91
311.25	112	20	32	2400	1200	240	0,96/ -	0,91
311.32	224	20	32	1920	960	300	0,96/ -	0,91
323.20*	2x56	20	32	300	1500	750	0,96/ -	0,86
333.20	2x56+28	20	32	300	1500	750	0,96/ -	0,86

Примітка:

* - насоси, які регулюються

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ І ПОКАЗНИКІВ
ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахункових, контрольних і курсових робіт

з дисциплін

*«ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ
МАШИНИ»,*

«МАШИНИ ДЛЯ ВИДОБУТКУ КОРИСНИХ КОПАЛИН»,

«МАШИНИ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА ШЛЯХІВ»

Відповідальний за випуск Суранов О.О.

Підписано до друку 21.06.2024 р.

Умовн. друк. арк. 1,75. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного
транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.