

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра будівельних, колійних та вантажно-
розвантажувальних машин**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**для виконання розрахункової роботи
з дисципліни**

«ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД БКВРМ»

Харків – 2014

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до
друку на засіданні кафедри БКВРМ 9 грудня 2013 р.,

протокол № 4.

У методичних вказівках наведено дані для виконання розрахункових, контрольних робіт та курсових проектів з дисципліни «Гідравлічний привод БКВРМ». Вони складені відповідно до програми курсу.

Методичні вказівки розроблені для студентів спеціальності 7.05050308 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” усіх форм і строків навчання.

Укладачі:

проф. М.П. Ремарчук,
доц. О.В. Суранов

Рецензент

доц. С.В. Воронін

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання розрахункової роботи
з дисципліни

„ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД БКВРМ”

Відповідальний за випуск Суранов О.В.

Редактор Решетилова В.В.

Підписано до друку 22.04.14 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,75. Тираж 25. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Українська державна академія залізничного транспорту

Будівельний факультет

Кафедра будівельних, колійних та вантажно-
розвантажувальних машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для виконання розрахункової роботи з дисципліни
„Гідравлічний привод БКВРМ”

Харків – 2014

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 9 грудня 2013 р., протокол № 4.

У цих методичних вказівках наведено дані для виконання розрахункових, контрольних робіт та курсових проектів з дисципліни «Гідравлічний привод БКВРМ». Вони складені відповідно до програми курсу.

Методичні вказівки розроблені для студентів спеціальності 7.05050308 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” усіх форм і строків навчання.

Укладачі:

проф. М.П. Ремарчук,
доц. О.В. Суранов

Рецензент

доц. С.В. Воронін

ЗМІСТ

| | | |
|-----|--|----|
| 1 | Розрахунок конструктивних параметрів елементів гідропривода і їх вибір з довідкової літератури | 4 |
| | | |
| 1.1 | Загальні положення | 4 |
| | | |
| 1.2 | Вхідні дані для розрахунків | 4 |
| | | |
| 1.3 | Розрахунок параметрів гідроциліндра, насоса і гідроліній | 5 |
| 1.4 | Вибір елементів гідропривода | 10 |
| 1.5 | Визначення ємкості масляного бака | 13 |
| | | |
| 2 | Розрахунок загального ККД і основних показників гідропривода на стадії його проектування | 13 |
| | | |
| 2.1 | Визначення втрат тиску у гідроприводі від лінійних опорів | 13 |
| | | |
| 2.2 | Визначення втрат тиску у гідроприводі від місцевих опорів | 16 |
| | | |
| 2.3 | Визначення втрат тиску в елементах гідропривода | 18 |
| | | |
| 2.4 | Визначення загального коефіцієнта корисної дії гідропривода на стадії його проектування | 19 |
| | | |
| 2.5 | Визначення основних показників і якості процесу проектування гідропривода БКВРМ | 21 |
| | | |
| | Список літератури | 25 |
| | | |

1 РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДА І ЇХ ВИБІР З ДОВІДКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Загальні положення

Методичні вказівки забезпечують закріплення знань з дисципліни «Гідравліка» і поглиблення їх з дисципліни «Гідравлічний привод БКВРМ» з метою освоєння навиків розрахунку та вибору складових елементів гідросистеми при проектуванні гідропривода будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин (БКВРМ) з визначенням якості процесу проектування гідропривода таких машин за величиною коефіцієнта корисної дії (ККД). Крім того, викладена методологія проектування гідроприводу БКВРМ може являтися складовою частиною курсових проектів інших дисциплін, а також дипломного проекту. Для проектування гідроприводу БКВРМ необхідно визначити ряд початкових даних.

1.2 Вхідні дані для розрахунків

Для виконання розрахунку гідропривода БКВРМ (стаціонарного устаткування, стенда) слід визначити такі вхідні дані:

- а) зусилля, яке передає шток гідроциліндра (гідроциліндрів) - R_u , кН;
- б) швидкість переміщення штока гідроциліндра - $v_{ш}$, м/с;
- в) напрямок переміщення штока гідроциліндра (прямий або зворотний, скорочено п/з);
- г) в'язкість робочої рідини при сталій температурі - ν_c , см²/с;
- д) щільність робочої рідини - ρ , кг/м³;
- е) довжини жорстких і гнучких гідроліній і коефіцієнти місцевих опорів на ділянках магістралей:

- напірна ділянка 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;

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

- ділянки з гнучким трубопроводом $l_{Г2}$ – довжина виконавчої робочої і $l_{Г3}$ – виконавчої неробочої ділянок трубопроводу, задається в метрах;

- ж) номінальний тиск у гідросистемі - P_n , МПа;

- к) число гідроциліндрів, які передають навантаження - $z = 1 \div 2$.

1.3 Розрахунок параметрів гідроциліндра, насоса і гідроліній

Скласти гідросхему машини, використовуючи відому науково-технічну літературу [1], і самостійно прийняти кількість гідроциліндрів 1 або 2, які передають навантаження від робочого обладнання БКВРМ.

1.3.1 Визначення параметрів гідроциліндра

Діаметр поршня гідроциліндра визначаємо за формулами:

- для прямого ходу штока
$$D_p = \sqrt{\frac{4000 \cdot R_{ц}}{\pi \cdot P_H \cdot z}}, \quad (1.1)$$

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

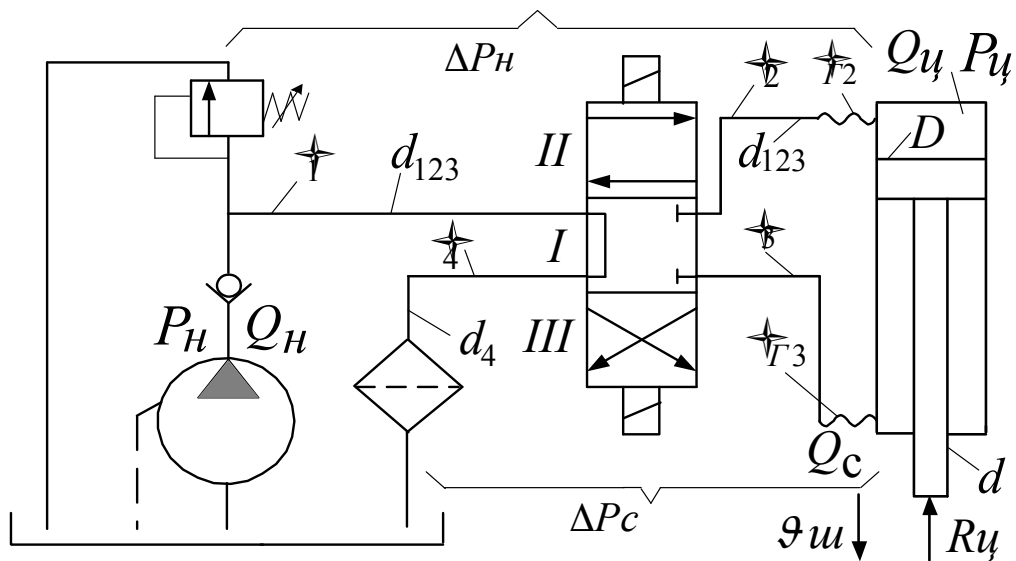
де D_p - розрахунковий діаметр циліндра, мм;

$R_{ц}$ - зусилля, яке передає шток гідроциліндра, кН;

P_H - номінальний тиск у гідроприводі, МПа;

ε - коефіцієнт, обумовлений відношенням діаметра штока до діаметра поршня, складає 0,3...0,9 (рекомендується в межах 0,4...0,7);

z - число гідроциліндрів, які паралельно працюють.



I – початкове положення золотника;
 II, III – прямий і зворотний хід штока

Рисунок 1.1 – Спрощена схема гідропривода БКВРМ (стаціонарного обладнання або випробувального стенда)

Отримане значення внутрішнього діаметра циліндра (зовнішнього для поршня) необхідно округлити до стандартної величини.

Основний стандартний ряд діаметрів складає: 2; 2,5; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500.

Крім основного існує додатковий ряд: 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 36; 45; 56; 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 360; 450; 560.

При виборі діаметра поршня, слід віддавати перевагу основному ряду чисел над додатковим. Величину стандартного діаметра поршня гідроциліндра (гідроциліндрів) позначимо як D , замість D_p .

Тоді, розрахунковий діаметр штока визначається за формулою

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

де ε - коефіцієнт, рекомендоване значення якого надано вище.

Отриману величину діаметра штока прийняти, як найближче стандартне значення і позначити його як d , замість d_p .

Хід штока (без проведення розрахунку на стійкість) складає $\ell_{ш} \leq 10 \cdot D$. Хід штока рекомендується прийняти також з ряду стандартних чисел.

1.3.2 Визначення параметрів насоса

Об'єм рідини Q_p , $\text{дм}^3/\text{хв}$, який споживається гідроциліндром (гідроциліндрами) складає величину

$$Q_p = \frac{R_{ц} \cdot \vartheta_{ш} \cdot 60}{P_n}, \quad (1.4)$$

де $\vartheta_{ш}$ - швидкість переміщення штока гідроциліндра, м/с.

Використовуючи дане співвідношення, визначимо V_p , $\text{см}^3/\text{об}$,

розрахунковий об'єм робочої камери насоса

$$V_p = \frac{Q_p \cdot 1000}{n_n}, \quad (1.5)$$

де n_n - номінальна частота обертання вала насоса, хв^{-1} .

Номінальна частота обертання вала насоса n_n в основному знаходиться в межах 1500 хв^{-1} , яку і слід прийняти. При проектуванні гідропривода машини слід забезпечити умову, за якої частота обертання вала насоса була би близькою до номінальної частоти обертання вала насоса з необхідністю забезпечення найбільшого коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса і гідросистеми в цілому. Досягнення цієї умови можна забезпечити, наприклад, за рахунок установа спеціального механізму, що погоджує частоту обертання приводного вала двигуна з частотою обертання вала насоса. Для узгодження частоти обертання вала двигуна (електродвигуна або двигуна внутрішнього згорання) необхідно встановити редуктор або мультиплікатор, передатне число якого складатиме

$$i = n_{\text{дв}} / n_n, \quad (1.6)$$

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

За довідковою літературою [2, 3] при урахуванні дії тиску рідини P_n , МПа, в гідроприводі БКВРМ, величина якого визначається згідно прийнятих вхідних даних вибирається відомий насос з паспортним значенням найближчим (великим або меншим) від розрахункового значення об'єму робочої камери V_p , $\text{см}^3/\text{об}$, замінив V_p на V_k . За обраним типом насоса необхідно надати всі паспортні дані з довідкової літератури.

Для забезпечення функціонування гідроциліндрів, з заданими параметрами, необхідно, щоб об'єм рідини, який споживається гідроциліндрами без урахування втрат рідини співпадав з подачею рідини насосом, тобто

$$Q_{ц} = Q_{н} = \frac{V_{к} \cdot n_{н} \cdot \eta_{об}}{1000} \quad (1.7)$$

У випадках, коли в довідковій літературі із паспортних даних насоса відсутнє значення гідромеханічного коефіцієнта корисної дії $\eta_{гм.н}$ і вказується об'ємний $\eta_{об}$ та загальний коефіцієнти корисної дії $\eta_{заг}$, то $\eta_{гм.н}$ слід визначити за формулою

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

Знання складових ККД насоса впливає на визначення величини загального ККД гідросистеми БКВРМ.

1.3.3 Визначення діаметрів гідроліній

Об'єм рідини, $\text{дм}^3/\text{хв}$, що проходить через виконавчу неробочу і зливну ділянки трубопроводів, складає:

- для прямого ходу штока $Q_{с} = Q_{ц} \cdot (1 - \varepsilon^2), \quad (1.9)$

- для зворотного ходу штока $Q_{с} = \frac{Q_{ц}}{1 - \varepsilon^2}. \quad (1.10)$

Швидкість течії рідини на різних ділянках гідропривода складає:

- для напірної, виконавчої робочої і виконавчої неробочої ділянок у межах (3...10) м/с, величину якої прийняти самостійно близько до середнього значення і, як правило, рекомендується цю швидкість рідини забезпечити на всіх трьох ділянках, які позначені, як $\ell_1, \ell_2, \ell_{Г2}, \ell_3, \ell_{Г3}$ (рисунок 1.1), а швидкість рідини слід позначити, як ϑ_{123} ;

- для зливної ділянки в межах (1,4...2) м/с, яка позначена, як ℓ_4 , (рисунок 1.1), а швидкість рідини слід позначити, як ϑ_4 .

Тоді розрахунковий діаметр трубопроводу на цих ділянках, відповідно, складатиме:

- для напірної, виконавчої робочої і виконавчої неробочої ділянок

$$d_{123.p} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_u}{\vartheta_{123}}}, \quad (1.11)$$

- для зливної ділянки

$$d_{4.p} = 4,6 \sqrt{\frac{Q_c}{\vartheta_4}}, \quad (1.12)$$

де ϑ_{123} , ϑ_4 - швидкість течії рідини на відповідних ділянках гідроліній гідросистеми, м/с;

Q_u , Q_c - об'єм рідини, що проходить по різних ділянках гідроліній (рисунок 1.1), $\text{дм}^3/\text{хв}$.

Отримані результати розрахунку діаметрів гідроліній на різних ділянках гідросистеми $d_{123.p}$ та $d_{4.p}$ також необхідно округлити до найближчого стандартного значення (див. основний та додатковий стандартний ряд чисел для діаметрів), які слід замінити на d_{123} та d_4 , відповідно.

1.4 Вибір елементів гідропривода

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

- допускається тиск рідини не нижче P_H , МПа (див. вхідні дані);

- витрати рідини через гідроапарат, близький до Q_u , $\text{дм}^3/\text{хв}$.

З довідкової літератури [2, 3] по кожному з прийнятих гідроапаратів необхідно зазначити всі паспортні характеристики, надані заводом-виготовлювачем.

1.4.1 Вибір гідророзподільників

Для гідророзподільників найбільш важливими паспортними даними, що необхідні для подальших розрахунків, є втрати тиску рідини.

Втрати тиску рідини в гідророзподільниках встановлюються заводом-виготовлювачем експериментально за умови проходження через гідророзподільник номінальної величини витрат рідини, яку позначимо, як $Q_{ном}^p$, $дм^3/хв$ як загально прийнятої величини при проведенні цих експериментів з заданою в'язкістю робочої рідини на рівні $0,3 \pm 0,03$ $см^2/с$, Ст. Значення цієї в'язкості рідини позначимо, як $\nu_{0,3}$. Для гідророзподільника втрати тиску рідини необхідно надати з довідкової літератури два значення, МПа, зокрема:

- $\Delta P_{\nu 0,3}^n$, при прямуванні рідини від насоса до робочої порожнини гідроциліндра;
- $\Delta P_{\nu 0,3}^o$, при прямуванні рідини від гідроциліндра з неробочої його порожнини до масляного бака.

Для прямого ходу штока робоча порожнина це без штокова, а неробоча порожнина – штокова, а для зворотного напрямку переміщення штока штокова це робоча, а без штокова – неробоча порожнина.

1.4.2 Вибір зворотного клапана

З паспортних даних для зворотного клапана в подальших розрахунках використовується величина втрат тиску $\Delta P_{\nu 0,3}^k$, яка складає в залежності 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. В подальших розрахунках

використовується також номінальне значення витрат рідини $Q_{ном}^k$, $dm^3/xв$, через зворотний клапан, при умові коли в'язкість рідини $\nu_{0,3}$, при визначенні витрат тиску, складає $0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/с$, Ст.

1.4.3 Вибір фільтрів

Надійність роботи гідропривода значною мірою залежить від ступеня очищення робочої рідини. Ефективність процесу очищення рідини забезпечують фільтри. Фільтри монтують на різних ділянках, зокрема на ділянці, що забезпечує підведення робочої рідини з масляного резервуара до насоса, тобто монтують на всмоктувальній ділянці трубопроводу, а також монтують в напірній та в зливній ділянці гідролінії. У гідроприводі ВКВРМ фільтри в більшості випадків встановлюють в зливній гідролінії.

Вибір фільтрів, які встановлюються в зливній гідролінії, слід виконувати за двома показниками:

- за пропускною спроможністю фільтра, $dm^3/xв$, не меншій, як Q_c ;
- за тонкістю фільтрації рідини, мкм, значення якої приймається самим розроблювачем гідросистеми.

Для фільтрів одним з найбільш важливих паспортних даних, що використовується у подальших розрахунках, є також величина витрат тиску, яка для нових фільтрів складає $\Delta P_{\nu 0,3}^{\phi} = 0,03 \text{ МПа}$ при номінальній величині витрат рідини через фільтроелемент, яку позначимо, як $Q_{ном}^{\phi}$.

По мірі засмічення фільтроелемента величина перепаду тиску на фільтроелементі зростає і при досягненні тиску $0,2 \text{ МПа}$ захисний клапан, встановлений у корпусі фільтра, починає пропускати через себе частину рідини, що забезпечує захист фільтроелемента від руйнування.

При тиску $0,35 \text{ МПа}$ клапан цілком перепускає рідину через себе, що свідчить, при наявності відповідних сигналізаторів, про повне засмічення фільтроелемента і про необхідність його заміни.

1.5 Визначення ємкості масляного бака

Ємкість масляного бака встановлюється у залежності від величини об'єму рідини, яка споживається гідроциліндрами $Q_{ц} = Q_{н}$, 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

$$V_{bp} = (1,2 \dots 1,5) \cdot Q_{н}, \quad (1.13)$$

Для навантажувачів, екскаваторів і вантажопідйомних машин

$$V_{bp} = (1,5 \dots 2) \cdot Q_{н}, \quad (1.14)$$

де V_{bp} - розрахунковий об'єм масляного бака, дм^3 .

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

2 РОЗРАХУНОК ЗАГАЛЬНОГО ККД І ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ ГІДРОПРИВОДА НА СТАДІЇ ЙОГО ПРОЕКТУВАННЯ

2.1 Визначення втрат тиску у гідروприводі від лінійних опорів

В основі визначення лінійних втрат тиску в гідроприводі використовується метод [4, 5, 6], який дозволяє визначити той чи інший 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

$$\text{ділянок} \quad m_{12} = \frac{9.1468 \cdot 10^{-2} Q_n}{d_{123} \cdot v_c}, \quad (2.1)$$

$$\text{- для виконавчої неробочої ділянки} \quad m_3 = \frac{9.1468 \cdot 10^{-2} \cdot Q_c}{d_{123} \cdot v_c} \quad (2.2)$$

$$\text{- для зливної ділянки} \quad m_4 = \frac{9.1468 \cdot 10^{-2} Q_c}{d_4 \cdot v_c}, \quad (2.3)$$

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

d_4 - діаметр трубопроводу на зливній ділянці, мм.

При використанні залежностей для визначення параметра m_i витрати рідини в гідросистемі Q_n і Q_c , $\text{дм}^3/\text{хв}$, а в'язкість рідини v_c , $\text{см}^2/\text{с}$.

У загальному вигляді, не залежно від призначення ділянки гідропривода, лінійні втрати тиску для жорсткого трубопроводу складають [4, 5, 6]:

$$\text{- при ламінарному режимі} \quad \Delta P_i^L = 0,87 \cdot m_i \cdot \frac{v_c^2}{d_i^3} \cdot l_i \cdot \rho \quad (2.4)$$

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

Якщо, після розрахунків параметрів m_{12} , m_3 та m_4 для будь-якої з ділянок трубопроводу встановлено, наприклад, що параметр цей параметр має значення більше або дорівнює одиниці, то режим течії рідини на цій ділянці є турбулентним і тоді для визначення лінійних втрат тиску використовуються обидві формули. Якщо ж він складає величину меншу за одиницю, то режим течії рідини - ламінарний і в цьому випадку використовується лише перша формула. Розрахункову величину втрат тиску від лінійних опорів для будь-якої ділянки трубопроводу позначимо, як $\Delta P_i^{L.T}$. Згідно

цього, втрати тиску для кожної з ділянок гідросистеми позначимо, як $\Delta P_1^{Л.Т}$, $\Delta P_2^{Л.Т}$, $\Delta P_3^{Л.Т}$, $\Delta P_4^{Л.Т}$. При цьому 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 визначити $\Delta P_1^{Л.Т}$;
- m_{12} , ℓ_2 і d_{123} на виконавчій робочій ділянці і визначити $\Delta P_2^{Л.Т}$;
- m_3 , ℓ_3 і d_{123} на виконавчій неробочій ділянці і визначити $\Delta P_3^{Л.Т}$;
- m_4 , ℓ_4 і d_4 на зливній ділянці і визначити $\Delta P_4^{Л.Т}$.

Для ділянки гідропривода з гнучким трубопроводом $\Delta P_{Гi}^{Л.Т}$ лінійні втрати тиску, в загальному вигляді, складають:

- при ламінарному режимі $\Delta P_{Гi}^Л = 0,87 \cdot m_i \cdot \frac{v_c^2}{d_i^3} \cdot 2 \cdot \ell_{Гi} \cdot \rho$, (2.6)

- при турбулентному режимі $\Delta P_{Гi}^Т = \Delta P_{Гi}^Л \cdot 1,41 \cdot \sqrt[4]{m_i^3}$, (2.7)

де $\ell_{Гi}$ - довжина гнучкого трубопроводу на i -й ділянці, м.

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

- на виконавчій робочій ділянці m_{12} , $\ell_{Г2}$ і d_{123} та визначити $\Delta P_{Г2}^{Л.Т}$;

- на виконавчій неробочій ділянці m_3 , $\ell_{Г3}$ і d_{123} та визначити $\Delta P_{Г3}^{Л.Т}$.

Довжина гнучких трубопроводів на виконавчій робочій і виконавчій неробочій ділянках приймається на основі вхідних

даних.

Сумарні лінійні втрати тиску, що залежать від втрат тиску на кожній з ділянок гідропривода, 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 рідини, які встановлено для жорстких трубопроводів на напірній, виконавчій робочій, виконавчій неробочій і зливній ділянках гідроліній, з урахуванням режиму течії рідини, відповідно, МПа;

$\Delta P_{Г2}^{Л.Т}$, $\Delta P_{Г3}^{Л.Т}$ - втрати тиску в гнучких трубопроводах, які встановлено на виконавчій робочій і виконавчій неробочій ділянках гідроліній з урахуванням режиму течії рідини, відповідно, МПа.

2.2 Визначення втрат тиску у гідроприводі від місцевих опорів

У загальному вигляді величини втрат тиску рідини ΔP_{mi} , МПа, в залежності від місцевих опорів [4, 5, 6] визначаються за формулою

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

де d_i - діаметр трубопроводу на окремій ділянці гідропривода, мм;
 ξ_i - сумарний коефіцієнт місцевих опорів на окремій ділянці трубопроводу.

Для наведеної формули в залежності від конкретної ділянки гідропривода витрати рідини Q необхідно замінити на Q_u або Q_c .

При визначенні втрат тиску від місцевих опорів на конкретній ділянці трубопроводу необхідно замінити індекс i у параметрів ξ_i і d_i на номер конкретної ділянки трубопроводу, зокрема, для напірної ділянки на ξ_1 і d_{123} , для виконавчої робочої ділянки – ξ_2 і d_{123} , для виконавчої неробочої ділянки – ξ_3 і d_{123} , для зливної ділянки – ξ_4 і d_4 .

На підставі формули (2.10) сумарні втрати тиску рідини ΔP_{m12} від місцевих опорів на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра як для прямого, так і зворотного напрямку руху штока, складають величину

$$\Delta P_{m12} = 0,000225 \frac{\rho \cdot Q_u^2}{d_{123}^4} \cdot (\xi_1 + \xi_2). \quad (2.11)$$

Сумарні втрати тиску рідини ΔP_{m34} від місцевих опорів на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до бака визначаються в залежності від напрямку руху штока за формулами:

– прямий хід штока

$$\Delta P_{m34} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_c^2}{d_{123}^4} \cdot \left[\xi_3 \cdot (1 - \varepsilon^2)^3 + \xi_4 \cdot (1 - \varepsilon^2)^3 \cdot \left(\frac{d_{123}}{d_4} \right)^4 \right]. \quad (2.12)$$

– зворотний хід штока

$$\Delta P_{m34} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_c^2}{d_{123}^4} \cdot \left[\frac{\xi_3}{(1 - \varepsilon^2)^3} + \frac{\xi_4}{(1 - \varepsilon^2)^3} \cdot \left(\frac{d_{123}}{d_4} \right)^4 \right] \quad (2.13)$$

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

2.3 Визначення втрат тиску в елементах гідропривода

Заводом-виготовлювачем для створених ним гідравлічних елементів експериментально ним встановлюється для кожного з них величина втрат тиску $\Delta P_{v0,3}$ при забезпеченні таких обов'язкових умов:

- в'язкість робочої рідини близька до значення $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03$ см²/с, Ст;
- об'єм робочої рідини при проходженні через гідроелемент знаходиться на рівні номінального, який позначимо як $Q_{ном}^j$.

Індекс j при використанні параметра $Q_{ном}^j$ замінюється початковою буквою конкретного гідроелементу, наприклад, розподільник – p , клапан – κ , фільтр – ϕ .

Встановлені заводом-виробником параметри втрат тиску рідини вказуються у паспорті на кожний з гідроелементів. При використанні в гідроприводі гідророзподільника, зворотного клапана та фільтра і якщо величина об'єму проходження робочої рідини та її в'язкість відмінні від зазначених вище умов, то втрати тиску в гідроприводі, за достатнім рівнем точності, можуть бути визначені за формулами:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_{12}^{GE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[\Delta P_{v0,3}^n \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_{ц}}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{v0,3}^{\kappa} \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_{ц}}{Q_{ном}^{\kappa}} \right)^3} \right], \quad (2.14)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака

$$\Delta P_{34}^{GE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[\Delta P_{v0,3}^o \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_c}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{v0,3}^{\phi} \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_c}{Q_{ном}^{\phi}} \right)^3} \right], \quad (2.15)$$

де ν_c - в'язкість рідини в гідроприводі, (див. вхідні дані), см²/с;

$\nu_{0,3}$ - в'язкість рідини в гідроприводі, яка має значення $0,3 \pm 0,03$ см²/с.

$\Delta P_{v0,3}^n, \Delta P_{v0,3}^o$ - втрати тиску рідини для гідророзподільника, які встановлено заводом-виготовлювачем при номінальному значенні витрати рідини $Q_{ном}^p$, і в'язкості $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03$, см²/с, при прямуюванні її до робочої порожнини гідроциліндра і від неробочої порожнини гідроциліндра на злив, відповідно, МПа;

$\Delta P_{v0,3}^k, \Delta P_{v0,3}^f$ - втрати тиску рідини для клапанна і фільтра, які встановлено заводом-виготовлювачем при номінальних значеннях витрати рідини $Q_{ном}^k, Q_{ном}^f$ і в'язкості рідини $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03$, см²/с, відповідно, МПа;

Q_u, Q_c - об'єм рідини, що спрямовується насосом у робочу порожнину гідроциліндра та одночасно витісняється з неробочої порожнини гідроциліндра на злив у масляний бак, відповідно, дм³/хв.

2.4 Визначення загального коефіцієнта корисної дії гідропривода на стадії його проектування

Основним показником спроектованого гідропривода є величина загального коефіцієнта корисної дії (ККД). Для вирішення цього питання необхідно виконати наступні дії.

Загальні втрати тиску в гідроприводі на етапі його проектування складають:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_n = \Delta P_{12}^{l.T} + \Delta P_{m12} + \Delta P_{12}^{fE}, \quad (2.16)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака

$$\Delta P_c = \Delta P_{34}^{l.T} + \Delta P_{m34} + \Delta P_{34}^{fE}, \quad (2.17)$$

де ΔP_n - загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами, а також втратами тиску в гідроелементах на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра, МПа;

ΔP_c - загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими

опорами, а також втратами тиску в гідроелементах на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака, МПа.

Площа робочої поверхні поршня гідроциліндра складає:

$$\text{- для без штокової порожнини} \quad F_n = (\pi \cdot D^2) / 4, \quad (2.18)$$

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

де D , d - нормалізовані значення діаметрів поршня і штока гідроциліндра згідно стандартів, відповідно, мм.

Сумарні внутрішні втрати рідини з урахуванням втрат рідини в гідроциліндрі і в гідророзподільнику можуть досягати величини:

– при прямому напрямку руху штока

$$Q_{вт}^n = [(V_k \cdot n) \cdot (1 - \eta_{o,n}) \cdot 0,001 + q_a + q_{ц}] \cdot ((R_{ц} \cdot 1000) / (F_n \cdot P_n \cdot z)), \quad (2.20)$$

– при зворотному напрямку руху штока

$$Q_{вт}^o = [(V_k \cdot n) \cdot (1 - \eta_{o,n}) \cdot 0,001 + q_a + q_{ц}] \cdot ((R_{ц} \cdot 1000) / (F_n \cdot P_n \cdot (1 - \varepsilon^2) \cdot z)), \quad (2.21)$$

де $Q_{вт}^n$, $Q_{вт}^o$ - загальні внутрішні втрати рідини в насосі, гідророзподільнику і гідроциліндрі при виконанні штоком гідроциліндра прямого або зворотного ходу, відповідно, $\text{дм}^3/\text{хв}$;

q_a , $q_{ц}$ - втрати рідини в гідроциліндрі і в гідророзподільнику на стадії проектування гідросистеми можна прийняти як відсутніми, $\text{дм}^3/\text{хв}$.

Використовуючи встановлені вище дані та результати досліджень [5, 6] загальний коефіцієнт корисної дії на етапі проектування гідропривода визначається за формулами, в залежності від напрямку робочого ходу штока:

$$\text{- прямой хід } \eta_v^n = \frac{R_{\text{ц}} \cdot \left| 1 - \frac{(Q_{\text{см}}^n \cdot 1000) / (V_{\text{к}} \cdot n)}{\dots} \right| \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{R_{\text{ц}} \cdot (1,03 \dots 1,1) + F_n \cdot [\Delta P_{\text{с}} \cdot (1 - \varepsilon^2) + \Delta P_{\text{н}}] \cdot z \cdot 0,001}, \quad (2.22)$$

$$\text{- зворотний хід } \eta_v^o = \frac{R_{\text{ц}} \cdot \left| 1 - \frac{(Q_{\text{см}}^o \cdot 1000) / (V_{\text{к}} \cdot n)}{\dots} \right| \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{R_{\text{ц}} \cdot (1,03 \dots 1,1) + F_n \cdot (\Delta P_{\text{с}} + (1 - \varepsilon^2) \cdot \Delta P_{\text{н}}) \cdot z \cdot 0,001}, \quad (2.23)$$

де $\eta_{\text{гм.н}}$ - гідромеханічний ККД насоса (див. паспортні дані насоса);
 $V_{\text{к}}$ - об'єм робочої камери насоса (див. паспортні дані насоса),
 $\text{см}^3/\text{об}$.

За результатами виконаних розрахунків загальний ККД гідропривода, на сучасному рівні, не повинен бути нижчим за величину 0,6...0,7.

Якщо величина ККД нижче встановленого рівня, то для досягнення цієї вимоги, необхідно змінити конструктивні параметри трубопроводів, згідно досліджень [7], або вибрати новий гідророзподільник рідини зі значно меншими внутрішніми втратами тиску.

2.5 Визначення основних показників і якості процесу проектування гідропривода БКВРМ

Потужність $N_{\text{нр}}$, кВт, гідроциліндрів або гідроциліндра, величина якої передається на робоче обладнання БКВРМ на початковому етапі проектування гідроприводу таких машин, з урахуванням напрямку руху штока, визначається за формулою

$$N_{\text{нр}} = R_{\text{ц}} \cdot \vartheta_{\text{ш}}, \quad (2.24)$$

де $R_{\text{ц}}$ - навантаження, що діє на гідроциліндр або гідроциліндри, кН;

$\vartheta_{\text{ш}}$ - швидкість руху штока, м/с.

Параметри $R_{\text{ц}}$ і $\vartheta_{\text{ш}}$ є вхідними даними.

Потужність, яка необхідна для привода насоса, складає величину, кВт:

- для прямого ходу штока $N_n^n = (R_u \cdot \varphi_{ш}) / \eta_v^n$, (2.25)

- для зворотного ходу штока $N_n^o = (R_u \cdot \varphi_{ш}) / \eta_v^o$. (2.26)

Тиск рідини, який розвиває насос, визначається за формулою:

- для прямого напрямку руху штока

$$P_n^n = \Delta P_H + \Delta P_C \cdot (1 - \varepsilon^2) + \frac{1000}{F_n} \cdot R_u \cdot (1,03 \dots 1,1), \quad (2.27)$$

- для зворотного напрямку руху штока

$$P_n^o = \Delta P_H + \frac{\Delta P_C}{1 - \varepsilon^2} + \frac{1000}{F_n} \cdot R_u \cdot (1,03 \dots 1,1). \quad (2.28)$$

Момент крутний на валу насоса, Нм:

- при прямому напрямку штока

$$M_n^n = (P_n^n \cdot V_K) / (2 \cdot \pi \cdot \eta_{гм.н}), \quad (2.29)$$

- при зворотному напрямку штока

$$M_n^o = (P_n^o \cdot V_K) / (2 \cdot \pi \cdot \eta_{гм.н}), \quad (2.30)$$

де $\eta_{гм.н}$ - гідромеханічний ККД насоса, залежність (1.8) або паспортні дані насоса.

Потужність $N_{нр.м}^n$, кВт, гідроциліндрів або гідроциліндра, величина якої передається на робоче обладнання БКВРМ за результатами завершення проектування гідропривода таких машин, з урахуванням напрямку руху штока, визначається за формулою:

- прямий хід $N_{нр.м}^n = (P_n^n \cdot V_K \cdot n \cdot \eta_v^n) / (\eta_{заг} \cdot 60000)$; (2.31)

- зворотний хід $N_{нр.м}^o = (P_n^o \cdot V_K \cdot n \cdot \eta_v^o) / (\eta_{заг} \cdot 60000)$. (2.32)

Ступінь відповідності результату проектування гідропривода

БКВРМ за величиною потужності, яку він потребує на підставі вхідних даних і потужністю що забезпечується по завершенні процесу проектування, з урахуванням напрямку руху штока, визначається за залежністю

$$\text{- прямой хід} \quad \Pi_2^n = (1 - N_{np} / N_{np.m}^n) \cdot 100\%; \quad (2.33)$$

$$\text{- зворотний хід} \quad \Pi_2^o = (1 - N_{np} / N_{np.m}^o) \cdot 100\%. \quad (2.34)$$

За результатами розрахунку показник відповідності результату проектування гідропривода може знаходитись в діапазоні, коли $\Pi_2^{n(o)} > 0$ або $\Pi_2^{n(o)} < 0$ і в ідеальному випадку, коли $\Pi_2^{n(o)} = 0$.

На основі встановленої величини показника Π_2^n чи Π_2^o зробити висновок результату проектування гідропривода БКВРМ.

На основі виконаних розрахунків скласти такі дані про гідропривод:

- загальний коефіцієнт корисної дії η_v^n або η_v^o ;
- потужність гідроциліндрів (гідроциліндра), кВт, N_{np} ;
- потужність насоса, кВт, N_n^n або N_n^o ;
- крутний момент на валу насоса, Нм, M_n^n або M_n^o ;
- ступінь якості проектування гідропривода БКВРМ.

Отримані результати є основними показниками спроектованого гідропривода машини, устаткування або випробувального стенда, на основі яких можна виконувати різноманітні дослідження щодо впливу в'язкості рідини, конструктивних параметрів трубопроводу та інших параметрів для забезпечення роботи гідропривода з найкращими показниками.

Висновки

1 В даних методичних вказівках наведено теоретичні залежності для виконання розрахункових, контрольних робіт та курсових проектів з дисципліни «Гідравлічний привод БКВРМ». Вони складені відповідно до програми курсу.

2 Наведені теоретичні залежності та методика проведення розрахунків примітні тим, що на відміну від традиційного підходу

з'являється можливість розрахувати ККД на етапі проектування в автоматизованому вигляді. Це дає можливість при проведенні розрахунків з метою проектування гідропривода БКВРМ змінювати вхідні параметри та отримати максимальне значення ККД гідравлічного привода.

3 При визначенні ККД на етапі проектування за вимогами зменшення енергетичних втрат в гідросистемі ця величина повинна складати не менше 0,6 з урахуванням в'язкості (температури) рідини.

4 Величину ККД із максимальним рівнем його значення можливо досягти за рахунок впровадження в гідросистему сучасних конструктивних і технологічних рішень, зокрема визначення оптимального діаметра трубопроводу гідросистем на стадії проектування з урахуванням зміни в'язкості рідини та контролювання в автоматизованому режимі теплового стану рідини.

5 Для забезпечення сталої величини в'язкості необхідне розроблення приладу для постійного контролю в'язкості рідини в масляному резервуарі на основі використання мікропроцесорних систем для забезпечення автоматизації цього процесу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Васильченко В.А., Беркович Ф.М. Гидравлический привод строительных и дорожных машин. – М.: Стройиздат, 1978. – 166 с.

2 Методические указания к курсовому проекту «Гидрофицированные стреловые самоходные краны» по дисциплине «Подъемно-транспортные машины» для студентов

специальности 15.04 / Сост. Н.П. Ремарчук, С.В. Козупица. – Харьков: ХАДИ, 1993. – 76 с.

3 Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

4 Ремарчук Н.П., Босик Д.В., Мудрый А.В. Определение линейных потерь давления в гидроприводе машин // Автомобильный транспорт. Серия «Совершенствование машин для земляных и дорожных работ»: Сб. науч. тр. ХГАДТУ. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – Вып. 2. – С. 31-33.

5 Ремарчук Н.П. Оценка качества гидросистем машин на основе определения коэффициента полезного действия // Автомобильный транспорт. Серия «Совершенствование машин для земляных и дорожных работ»: Сб. науч. тр. ХГАДТУ. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. – Вып. 5. – С. 156-159.

6 Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування // Промислова гідравліка і пневматика. Вінниця: ВДАУ.–2003. - №1. - С. 20-24.

7 Ремарчук М.П. Визначення оптимального діаметра трубопроводу гідросистем мобільних машин на стадії проектування // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Технологический центр. – 2006. – №1/2(19). – С. 54-50.

