

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

2 / 2007

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання курсової роботи
по гідроприводу**

ДОНЕЦЬК 2007

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи
по гідроприводу
(для спеціальностей ЕМК, КІО, ЕМО, ПТМ)**

**Розглянуто
на засіданні кафедри
«Енергомеханічні системи»
Протокол № 8 від «06» лютого 2007 р.**

**ЗАТВЕРЖЕНО
На засіданні учбово-методичної
Ради ДонНТУ
Протокол № 5 від «28» лютого 2007 р.**

2007

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з гідроприводу (для студентів спеціальностей ЕМК, МАШ, КПО, ЕМО, ПТМ) / Укл.: В.М.Яковлев, В.І.Лазаренко, Т.О.Устименко.- Донецьк: ДонНТУ, 2007.- 48 с.

Наведено завдання, методичні вказівки до їхнього виконання, перераховані вимоги до виконання курсової роботи з дисципліни «Гідравліка й гідропривід» на прикладах розрахунку й вибору елементів гідроприводів горношахтного й підйомно-транспортного встаткування. Наведено необхідний довідковий матеріал для вибору гідромашин, гідроапаратів і допоміжних пристроїв гідроприводу.

Укладачі:

В.М. Яковлев, доц.,
В.І.Лазаренко, ст.преп.,
Т.О.Устименко. доц.

Рецензент

Відп. за випуск

М.Г.Бойко, проф.

1. Мета і завдання курсової роботи

Курсова робота з дисципліни «Гідравліка та гідропривід» спрямована на розвиток творчої і самостійної діяльності, у процесі якої студент повинен навчитися використовувати отримані теоретичні знання для прийняття конкретного інженерного рішення при проектуванні гідравлічного приводу заданого пристрою.

Для вирішення поставленої мети студент повинен зробити наступні основні завдання:

- ознайомитися з науково-технічною літературою по темі виданого завдання, усвідомивши завдання застосування гідроприводу в конкретному технічному вузлі. Проаналізувати конструкції та схеми аналогічних приводів, оцінити їхні достоїнства і недоліки;
- розробити і обґрунтувати гідравлічну схему;
- виконати розрахунок і вибір гідромашин, гідроапаратів, гідроліній та інших необхідних вузлів привода;
- визначити робочі режими машин;
- прив'язати розрахований гідропривід до конкретної машини або пристрою.

При виконанні курсової роботи важливо виявити вміння:

- вибирати та науково обґрунтовувати прийняті технічні рішення;
- користуватися спеціальною науково-технічною, довідковою літературою, ДСТ і патентними матеріалами;
- застосовувати сучасні методи розрахунку;
- застосовувати сучасні засоби комп'ютерної графіки при оформленні роботи та графічного матеріалу.

Заохочується застосування прогресивної техніки, але не допускається розглядати устаткування, яке зняте з виробництва.

Виконувати роботу рекомендується відповідно до дійсних «Методичних вказівок», по черзі виконуючи поставлені завдання. Всі посилання на літературу повинні бути наведені у квадратних дужках, де вказується номер джерела та необхідні для вивчення сторінки.

2. Організація роботи

Курсова робота виконується під керівництвом викладача, який одночасно є консультантом і нормоконтролером (здійснює контроль відповідності розроблених матеріалів вимогам нормативних документів). Оскільки курсова робота - результат самостійної творчості студента, він має право приймати технічні рішення, яке не збігаються з рекомендаціями консультанта, але ці рішення повинні бути обґрунтовані та захищені.

Викладач видає завдання на курсову роботу, становить і затверджує календарний план, консультує студентів, стежить за правильністю загального напрямку роботи і відповідністю її виконання встановленим строкам, рекомендує необхідну літературу.

Студент повинен суворо дотримуватися затвердженого календарного плану. Консультації з курсової роботи проводяться відповідно до розкладу занять.

Для автоматизації однотипних розрахунків при визначенні оптимальних діаметрів труб і втрат тиску рекомендується користуватися комп'ютером.

Вітається виконання графічної частини роботи за допомогою пакетів САПР та(або) комп'ютерної графіки.

Студент зобов'язаний завчасно (за два тижні для студентів стаціонару і за три тижні до сесії для студентів заочної форми навчання) здати курсову роботу на перевірку керівникові. До захисту допускаються тільки ті курсові роботи, які мають візу «До захисту». Якщо по роботі є зауваження, то їх необхідно врахувати до захисту.

3.Завдання до роботи

Завдання на роботу складаються з 5 тем, у кожній з яких є 10 варіантів. Тему і варіант завдання для студентів стаціонару визначає керівник проекту. Студенти заочної форми навчання вибирають завдання залежно від останніх 2-х цифр шифру: остання цифра визначає тему по табл.1, а передостання - номер варіанта.

Наприклад, студент, що має шифр 506384, одержує завдання: тема 5, варіант 8.

Таблиця 1

Варіанти завдання

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тема	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

Графічна частина роботи виконується на укладках до записки форматом А4 (допускається формат А3). Загальний обсяг графічної частини - не менш одного аркуша форматом А1. Обсяг пояснювальної записки 25-30 сторінок на аркушах формату А4.

Т Е М А № 1

Скласти гідравлічну схему, розрахувати і вибрати всі елементи гідроприводу керування засувками головної водовідливної установки шахти за наступними даними:

Максимальне зусилля на штоку гідроциліндра $P_{Д \max}$ [кН]

Максимальна швидкість штока $V_{Д \max}$ [мм/с].

Швидкості штока гідроциліндра та зусилля при відкриванні і закриванні засувки повинні відрізнятись незначно.

Швидкість штока - не регульована. Передбачити повільне гасіння швидкості штока перед повним закриттям засувки і малу початкову швидкість відкривання.

Довжина напірної лінії гідроприводу дорівнює довжині зливної $L_n = L_z$ [м].

Довжина усмоктувальної гідролінії $L_{yc} = 0,1-0,2$ м.

Один з насосів гідроприводу - резервний. У схемі є три однотипні засувки, але в роботі перебуває лише одна.

[1; 144. 220-221]; [8; 79].

Параметр	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{Д \max}$	16	12	18	14	16	18	12	15	16	15
$V_{Д \max}$	10	20	15	10	18	20	18	16	20	18
$L_n = L_z$	7	6	6	5	9	8	7	8	9	5

Тиск гідроприводу, що рекомендується, 6,3...12,5 МПа.

Т Е М А № 2

Скласти гідравлічну схему, розрахувати та вибрати всі елементи гідроприводу механізму підймання-опускання і необмеженого кута повороту стріли підйомно-транспортної машини за наступними даними.

Максимальне зусилля на штоці гідроциліндра підйому $P_{Д \max}$, [кН]

Максимальна швидкість штока $V_{Д \max}$, [мм/з].

Максимальний крутний момент гідромотора повороту стріли $M_{Д \max}$, [Нм].

Максимальна частота обертання вала гідромотора $n_{Д \max}$, [хв⁻¹].

Гідроциліндр і гідромотор працюють не одночасно і повинні мати надійну фіксацію положення вихідної ланки. Швидкість штоку і частота обертання вала гідромотора плавно регулюються за рахунок зміни частоти обертання вала нерегульованого насоса, привід якого здійснюється від двигуна підйомно-транспортної машини.

Довжини напірних і зливальних гідроліній гідроциліндра та гідромотора рівні між собою й становлять $L_{н} = L_{з} = 3 \div 4 \text{ м}$.

Довжина усмоктувальної гідролінії насоса $L_{yc} = 0,5 \div 0,8 \text{ м}$.

Частота обертання вала насоса $n_{н} = 500 \div 1500 \text{ хв}^{-1}$

Параметр	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{Д \max}$	100	110	120	140	160	180	190	200	220	250
$V_{Д \max}$	20	23	25	30	33	35	40	45	48	50
$M_{Д \max}$	300	310	350	360	380	400	420	450	470	500
$n_{Д \max}$	50	60	70	80	90	100	110	120	140	150

Тиск гідроприводу рекомендується приймати 6,3...10,0 МПа.

Т Е М А № 3

Скласти гідравлічну схему, розрахувати та вибрати всі елементи гідроприводу регулювання положення по висоті шнеків очисного комбайна за наступними даними:

Максимальне зусилля вихідної ланки гідроциліндра (кожного)
 $P_{Д \max}$, [кН] при максимальній швидкості переміщення $V_{Д \max}$, [мм/с].

Гідроциліндри працюють неодноразомно.

Довжина напірної лінії гідроприводу дорівнює довжині зливної
 $L_{н} = L_{з}$, [м].

Довжина усмоктувальної гідролінії $L_{ус} = 0, 1-0, 2$ м.

Вихідна ланка кожного з гідроциліндрів повинна мати надійну фіксацію його положення. Швидкість $V_{Д}$ повинна плавно регулюватися в широких межах.

Визначити також робочі режими гідроциліндрів. Початкове зусилля на шнеках (при $V_{Д} = 0$) P_0 [кН]. Показник, що характеризує зміну навантаження, K [кН с/мм]

[5; 50-59]; [6; 122-127].

Параметр	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{Д \max}$	20	23	25	28	30	33	32	28	15	23
$V_{Д \max}$	28	42	40	43	38	33	30	35	30	38
$L_{н} = L_{з}$	2	4	2,5	3,5	3,0	2,5	3,5	3,0	4,0	2,0
P_0	17	20	22	25	27	30	28	25	13	21
K	0,11	0,08	0,09	0,07	0,07	0,1	0,13	0,06	0,07	0,05

Тиск гідроприводу рекомендується приймати 10,0 ... 16,0 МПа.

Т Е М А № 4

Скласти гідравлічну схему, розрахувати і вибрати всі елементи гідроприводу гальма однобарабанної шахтної підйомної машини за наступними даними.

Максимальне зусилля на штоці гідроциліндра (їх два) при розгальмовуванні $P_{Д\ max}$, [кН], а його швидкість при цьому $V_{ДР}$, [мм/с]. При гальмуванні швидкість штока $V_{ДГ}=2 V_{ДР}$, а зусилля

$$P_{ДГ}=0,75 P_{Д\ max}.$$

Довжина напірної лінії гідроприводу дорівнює довжині зливальний $L_n = L_s$, [м].

Довжина усмоктувальної гідролінії $L_{yc}=0,1-0,2m$.

Швидкість штока - нерегульована. Один з насосів - резервний.

[3;450-452]; [8; 208-211].

Параметр	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{Д\ max}$	12	23	19	15	23	27	25	17	30	21
$V_{ДР}$	30	22	27	30	24	19	21	28	19	25
$L_n = L_c$	8	5	4	6	7	8	7	4	6	5

Тиск гідроприводу рекомендується приймати 1,6 ... 2,5 МПа.

Т Е М А № 5

Скласти гідравлічну схему, розрахувати і вибрати всі елементи гідроприводу подаючої частини вугільного комбайна за наступними даними:

Момент на валу гідромотора M_D [Нм].

Частота обертання вала гідромотора n_D [хв⁻¹].

Насос і гідромотор - реверсивні машини. Частота обертання вала гідромотора регулюється в широких межах. Довжина нагнітальної гідролінії дорівнює довжині усмоктувальної

$$L_n = L_{yc} = 0,5 \dots 0,7 \text{ м.}$$

Визначити також робочі режими гідромотора при моменті опору на валу $M_O = M_D$ і при зміні його на $\pm 10\%$. Відхилення частоти, що допускає, при цьому не повинне $\pm 10\%$ перевищувати. Завантаження на валу визначаються залежністю

$$M_O = M_{C.O.} + K n_D, \text{ де } M_{C.O.} - \text{початковий момент опору} \\ (\text{при } n_D=0), M_{C.O.} = \dots \text{ [Нм],}$$

K - показник, що характеризує зміну навантаження, $K = \dots$ Нм/хв⁻¹ [1; 153-155; 267-270]; [6; 101-113].

Параметр	Варіант										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
M_D	240	220	300	350	450	500	550	650	750	850	
n_D	200	150	200	150	150	100	150	150	120	100	
$M_{O.}$	176	154	220	300	400	430	500	590	690	750	
K	0,33	0,44	0,4	0,35	0,34	0,7	0,33	0,4	0,5	0,99	

Тиск гідроприводу рекомендується приймати 10,0...25,0 Мпа.

4. Методичні вказівки до виконання

4.1. Складання і аналіз гідравлічної схеми

У всіх темах рекомендується починати роботу ознайомленням з машиною або з установкою, гідропривід якої необхідно спроектувати. Потім варто скласти і обґрунтувати спрощену гідравлічну схему, користуючись вихідним завданням. Іноді разом з гідравлічною потрібно скласти і кінематичну схему. При виконанні роботи, де в якості гідродвигунів використовуються гідроциліндри, при розрахунку витрат тиску в трубах і побудові лінії абсолютного тиску важливо пам'ятати, що довжина напірної гідролінії від насоса до розподільника становить не більше 10(15% від загальної довжини. Порозуміється це тим, що для зручності керування гідроприводом і його компактності всі гідроапарати прагнуть розташовувати на гідробаці. У всіх випадках насос занурений у рідину.

Принципова гідравлічна схема складається з використанням загальноприйнятих позначень [1]. Необхідно вказати насоси, двигуни, гідробак, фільтри, запобіжний клапан, гідророзподільники (з ручним або електричним керуванням), зворотні клапани і іншу необхідну для роботи привода гідроапаратуру (регулятори витрат, дроселі, гідрозамки і т.д.)

Привести опис вузлів схеми, детально виклавши роботу гідроприводу розглянутого пристрою. Проаналізувати роботу гідроприводу і дати оцінку схемі циркуляції робочої рідини та призначення кожного з елементів гідроприводу.

4.2. Вибір стандартного тиску

При виборі тиску гідроприводу рекомендується керуватися характеристиками гідромашин, що випускають серійно, і гідроапаратів. Стандартні тиски нормалізовані ДЕРЖСТАНДАРТОМ 12445-80. Однак для схем з обертальним виконавчим органом визначальний тиск гідромоторів, що випускають серійно складає 10 МПа, але більш прогресивним є тиск 25 і 32 МПа (для гідроприводу подавальної частини вугільного комбайна).

4.3. Вибір гідромашин і робочої рідини

4.3.1. Вибір гідроциліндра

Зусилля на штоці гідроциліндра задається у вихідних даних, тиск гідроприводу вибирається в п.4.2, отже, з формули, що визначає тиск у поршневій порожнині гідроциліндра

$$p = \frac{P_{Д \max}}{S_{II} \eta_{ДГ} \eta_{ДМ}},$$

де p – прийнятий стандартний тиск,

S_{II} – площа поршня,

$\eta_{ДГ}$, $\eta_{ДМ}$ – відповідно гідравлічний і механічний КПД гідроциліндра, $\eta_{ДГ} \approx 1,0$, $\eta_{ДМ} \approx 0,95$,

можна виразити розрахунковий діаметр поршня

$$D_p = \sqrt{\frac{4 P_{Д \max}}{\pi p \eta_{ДГ} \eta_{ДМ}}}$$

Стандартний діаметр поршня D_{II} приймається найближчий (більший) відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТ 6540-68 і ДЕРЖСТАНДАРТ 12447-80.

Максимальний робочий тиск у поршневій камері

$$P_{ДII} = \frac{4 P_{Д \max}}{\pi D_{II}^2 \eta_{ДГ} \eta_{ДМ}}$$

Максимальна витрата гідроциліндра

$$Q_{II} = \frac{\pi D_{II}^2 V_{Д \max}}{4 \eta_{ДО}},$$

де $\eta_{ДО}$ – об'ємний КПД гидромотора, $\eta_{ДО} \approx 0,98-0,99$.

Максимальний робочий тиск у штоковій порожнині (якщо є 2 робочі камери гідроциліндра)

$$P_{ДIII} = \frac{4 P_{Д \max}}{\pi (D_{II}^2 - d_{II}^2) \eta_{ДГ} \eta_{ДМ}},$$

де d_{II} – стандартний діаметр штока.

4.3.2. Вибір гідромотора

За заданим значенням M_d , n_d і прийнятому тиску гідроприводу вибирається гідромотор, що виготовляється серійно, [3;160-163] і визначається необхідна потужність

$$N_{дв} = M_d \omega_d,$$

де ω_d – задана кутова швидкість обертання.

Необхідна витрата гідромотора

$$Q_d = \frac{q_d n_d}{\eta_{до}},$$

де q_d – робочий об'єм гідромотора;

$\eta_{до}$ – об'ємний КПД.

Для обраного гідромотора виписуються всі необхідні дані з його технічної характеристики.

4.3.3. Вибір насосів і робочої рідини

Для схем з гідродвигунами

За розрахованим значенням Q_d і $P_n = (1,1 \div 1,15) \max(P_{дн}, P_{дпн})$ вибирається один (або більше, якщо необхідно) однотипний насос. Рекомендується вибирати шестірновий або пластинчастий насоси з $Q_n \geq Q_d$. Привести повну характеристику насоса [3; 125-147]; [4; 16-26].

Для схем з гідромоторами

По тиску $P_n = (1,03 \div 1,05) P_d$ і $Q_n \geq Q_d$ вибрати регульований насос [3; 95-97, 106-121]; [4; 36-45]. Для розрахунку виписати з технічної характеристики всі необхідні дані.

Розібратися в конструкції обраного насосу з метою вирішення завдання про підживлення робочою рідиною гідропередачі. У деяких регульованих насосів насос для підживлення змонтовано разом з основним. у цьому разі скорегувати раніше обрану схему гідроприводу.

Якщо обраний основний насос не має насоса для підживлення, то його варто вибрати [3; 125-145], [4; 16-26] по тиску, обумовленому сумарними втратами у зворотному клапані і фільтрі при подачі $Q \geq Q_{н.в.}$

$$Q_{н.в.} = (1 - \eta_{но}) Q_n + (1 - \eta_{до}) Q_d + \Delta Q_k,$$

$\eta_{нп}, \eta_{лп}$ – об'ємні КПД насоса і гідромотора;

$Q_{н}, Q_{д}$ – номінальні значення подачі насоса і витрати гідромотора;

$\Delta Q_{к}$ – можливі витрати через запобіжний клапан,

прийняти $\Delta Q_{к} = (0,05 \dots 0,07) Q_{н}$.

По технічних характеристиках насоса вибрати робочу рідину гідроприводу. При цьому врахувати умови експлуатації розроблюваної системи. Привести повну характеристику рідини.

4.3.4. Вибір гідроапаратури і допоміжних пристроїв

По відповідних витратах і тискам вибрати гідроапаратури, фільтри, бак і манометр. Указати всі основні параметри гідроапаратів [3; 228-251, 273-278, 333-337, 395-419, 425-428], [4; 77-98, 107-110, 120-127, 292-327].

4.5 Розрахунок труб гідроліній і втрат тиску

4.5.1. Розрахунковий діаметр труб

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi V_o}}$$

де Q_p – розрахунковий (максимальний) витрата у відповідній гідролінії при робочому ході поршня;

V_o – оптимальна швидкість робочої рідини:

для напірних гідроліній $V_o = 3-5$ м/с;

для зливальних – $V_o = 2-3$ м/с;

для усмоктувальних – $V_o = 0,7-1,2$ м/с.

Урахувати, що витрата рідини в гідролінії штокової порожнини гідроциліндра

$$Q_p = \frac{\pi V_{дл} \eta_{лп}}{4} (D_{дл}^2 - d_{ш}^2).$$

Діаметри труб напірних гідроліній насосів до трійника прийняти рівними діаметру труб загальної напірної гідролінії.

4.5.2. Розрахунок товщини стінки труби

Необхідна розрахункова товщина стінки труби

$$\delta_p = \delta_1 + \delta_2,$$

де δ_1 – частина товщини, що забезпечує достатню міцність;
 δ_2 – частина товщини, що забезпечує необхідну довговічність труби.

Відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 3845-75

$$\delta_1 = \frac{P_p d_p}{2\sigma_{\text{доп}}} = \frac{P_p d_p}{0,8\sigma_s},$$

де P_p – розрахунковий тиск на міцність,

$P_p = 1,25P$ (P – максимальний тиск у відповідній гідролінії);

$\sigma_{\text{доп}}$ – допустиме напруження, рівне 40% від тимчасового опору розриву; для найпоширеніших сталей для труб $\sigma_s = 350\text{--}420\text{МПа}$;

δ_2 – прийняти рівним 1,0 мм, міркуючи, що швидкість корозії дорівнює 0,2мм/рік, а термін служби установки – 5 років.

За умовами механічної міцності (випадкові удари і т.п.)

$\delta \geq 2$ мм. Розрахунок труб на міцність для усмоктувальних і зливальної гідроліній можна не виконувати. Остаточний внутрішній діаметр труб d , зовнішній d_n і товщину δ вибирають за ДСТ 8734-78.

4.5.3. Утрати тиску в гідролініях по довжині

Для визначення опору загальної ділянки гідромережі і для побудови лінії п'єзометричного напору утрати тиску рекомендується розраховувати при витратах, що відповідають нормальній подачі насоса.

Швидкість рідини в гідролінії

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Утрати тиску по довжині в ділянках гідроліній

$$\Delta P_{\text{дл}} = \lambda \frac{l\rho V^2}{2d},$$

де λ - коефіцієнт Дарси, який залежить від числа Рейнольдса:

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}} \quad \text{при } \text{Re} \leq 2320,$$

$$\lambda = \frac{1}{(100 \text{Re})^{0,25}} \quad \text{при } 10^5 > \text{Re} > 2320.$$

Розрахунок гідроліній рекомендується виконувати на комп'ютері.

4.5.4. Утрати тиску в місцевих опорах

Утрати тиску в колінах, трійниках і т.п. прийняти рівними $(0,2-0,3)\Sigma\Delta P_{\text{дт}}$.

Для гідроапаратів утрати рекомендується обчислювати, виходячи з умови автономності режиму руху рідини в апараті

$$\Delta P_M = \frac{\Delta P_{\text{ном}} Q^2}{Q_{\text{ном}}^2},$$

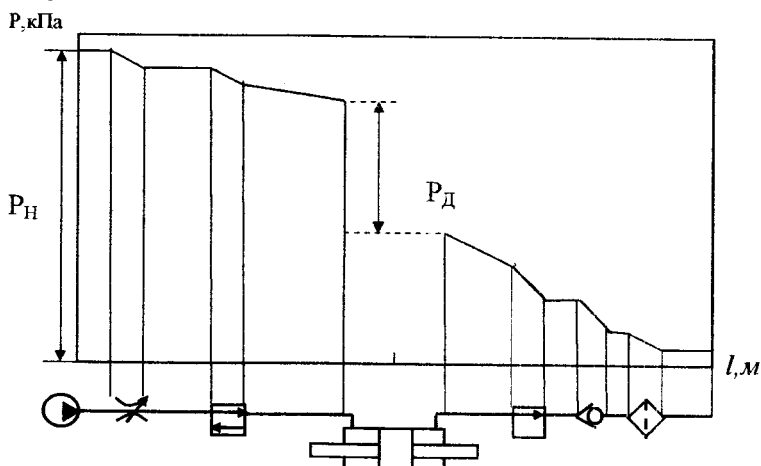
де $\Delta P_{\text{ном}}$ – номінальні (паспортні) значення перепаду (утрати) тиску в апараті при номінальних (паспортних) витратах рідини $Q_{\text{ном}}$.

4.5.5. Повні утрати тиску при розрахункових витратах рідини

$$\Delta P_{\text{п}} = \Sigma\Delta P_{\text{дл}} + \Sigma\Delta P_M.$$

4.6. Лінія абсолютного тиску в гідроприводі

Побудувати лінію абсолютного тиску в гідроприводі. Побудову виконати за результатами розрахунків, наведених у п. 4.2.1, 4.5.3, 4.5.4. Утрати тиску в колінах, трійниках і т.п. додати до утрат у розподільнику.



Мал. 1. Приклад побудови лінії абсолютного тиску

Глибиною занурення насоса H_B зневажити. Побудова лінії тиску рекомендується починати з кінця зливальної гідролінії.

4.7. Сила тиску на коліно труби

Визначити відповідні R_x , R_z і рівнодіючу R сил тиску робочої рідини на коліно труби із закругленням у 90° в місці найбільшого тиску:

$$R_x = R_z = P \frac{\pi d^2}{4}, \quad R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}.$$

4.8. Тиск спрацьовування запобіжного клапана

Він вибирається з умови, що цей тиск повинен бути більшим на 25% максимального розрахункового в місці розміщення клапана.

4.9. Моментні характеристики

Характеристика моменту опору будується по рівнянню $M_c = M_{c0} + Kn_d$ при заданих значеннях M_{c0} і K . Для побудови залежності $M_c = f(n_d)$ при збільшенні (зменшенні) моменту опору досить виконати відповідний паралельний перенос раніше побудованої лінії.

Теоретична моментна характеристика гідромотора при номінальному тиску $P_{дном}$

$$M_d = \frac{P_{дном} q_d}{2\pi}$$

не залежить від частоти обертання двигуна n_d і являє собою пряму лінію, яка паралельна осі абсцис. Дійсний момент трохи зменшується із збільшенням n_d за рахунок збільшення гідравлічних утрат. Так як закон зміни утрат невідомий, то $M_d = f(n_d)$ рекомендується будувати по рівнянню

$$M_d = M_{dT} - \Delta M_d,$$

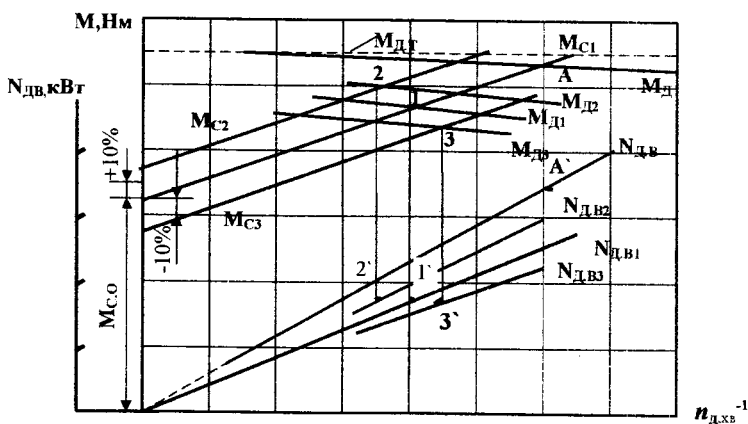
де $\Delta M_d = K_M n_d^2$. Коефіцієнт пропорційності $K_M \approx const$. ΔM_d визначається при номінальному значенні $M_{дном}$ і максимальному n_d . Перед побудовою необхідно попередньо розрахувати табличні значення функції для 5-7 значень n_d . Важливо врахувати, що в діапазоні

$n_d = 0...3 \times 10^{-1}$ моментна характеристика гідромотора нестійка, тому на графіку показати її штриховою лінією.

Для побудови характеристики для заданого режиму досить виконати конгруентний переніс побудованої $M_d = f(n_d)$ для номінальних значень. Шукана $M_{d1} = f(n_{d1})$ повинна проходити через крапку із заданими координатами M_{d1}, n_{d1} .

4.10. Робочі режими гідромотора

Заданий робочий режим визначається крапкою перетинання ліній $M_{d1} = f(n_d)$ і $M_{c1} = f(n_d)$ (крапка 1 на мал.2). При збільшенні моменту M_c на 10% і припустимому при цьому зменшенні частоти n_d на 10% робочий режим як і раніше буде визначатися крапкою перетинання відповідних нових ліній $M_{c2} = f(n_d)$ і $M_{d2} = f(n_d)$. Останню можна не будувати, тому що положення крапки на площині однозначно визначається заданими умовами (крапка 2 на мал.2). Однак для наочності можна показати частину кривої. Аналогічно визначається робочий режим при зменшенні M_c і припустимому збільшенні n_d (крапка 3 на мал.2). Визначити координати всіх трьох крапок (M_d, n_d).



Мал.2. До визначення робочих режимів гідромотора

Потужність на валу гідромотора розраховується по рівнянню $N_{дв} = M_d \omega_d$, де ω_d - кутова швидкість обертання вала.

Необхідно побудувати характеристики $N_{дв} = f(n_d)$ для номінального і заданих трьох режимів (зону нестійких режимів показати штриховою лінією), визначити координати 3-х крапок і нанести їхні значення на графік (мал.2, крапки 1'-3')

4.11. Робочі режими насоса

4.11.1. Для нерегульованого насоса

Робочі режими насоса визначаються графічно крапками перетинання характеристик насоса $P_n = f(Q)$ і гідромережі $P_c = f(Q)$. Характеристика насоса будується по двох крапках з координатами $Q_{нт}, P_n = 0$ і $Q_{н,ном}, P_{н,ном}$, де $Q_{нт}$ – теоретична подача насоса; $Q_{н,ном}, P_{н,ном}$ – номінальні значення подачі і тиску насоса.

Характеристика мережі будується для кожного з основних циклів роботи гідроприводу (для робочого і холостого ходів гідроциліндра)

$$P = P_d + \rho g a Q^2$$

Якщо є розгалуження в мережі, то повний гідравлічний опір розраховується з урахуванням паралельного з'єднання:

$$a_n = a_0 + \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}}\right)^2},$$

де a_0 - опір гідролінії загальної ділянки;

a_1, a_2 - опори паралельних ділянок.

Опір гідролінії

$$a = \frac{\sum \Delta P}{\rho g Q^2},$$

ΔP – утрати тиску при витратах рідини Q . Для визначення

$\sum \Delta P$ можна скористатися результатами п.4.5.5.

Для побудови графіків $P_c = f(Q)$ необхідно попередньо скласти таблицю значень функцій (4-6 крапок). Графічно визначити параметри робочих режимів насоса (P_p, Q_p) при робочому і холостому ході поршня гідроциліндра. У пояснювальній записці необхідно привести значення координат всіх характерних крапок графіків.

4.11.2. Для регульованого насоса

Подача і тиск визначаються графічно як для нерегульованого насоса. Тиск гідродвигуна при заданому M_d

$$P_d = \frac{2\pi M_d \eta_{д.о.}}{q_d \eta_d},$$

де q_d - робочий об'єм гідромотора. При незначному відхиленні M_d від номінального відношення $\frac{\eta_{д.о.}}{\eta_d} \approx const$.

Тому що утрати тиску в гідролінії основного насоса малі в порівнянні з P_d , те характеристику мережі можна будувати по двох крапках $(0; P_d)$ і $(Q_H; P_c)$, де $P_c = P_d + \Delta P_d$ (мал.3).

Для визначення робочих режимів насоса доводиться користуватися методом ітерацій, виконуючи розрахунки в такій послідовності:

- ♣ Визначити максимально можливу подачу насоса при заданому M_d як крапку перетинання характеристики мережі $P_{с1} = f(Q)$ з характеристикою незарегульованого насоса (на мал.3 крапка А).
- ♣ Графічно визначити витік в насосі $\Delta Q_{H.A}$. Ця величина при $P_H = const$ буде також постійною.
- ♣ Визначити об'ємний КПД насоса для режиму А

$$\eta_{H.O.A} = 1 - \frac{\Delta Q_{H.A}}{Q_{H.T}}$$

Так як в гідромоторі витік змінюються по тому ж закону, що і у насосі, то об'ємний ККД гідромотора, що відповідає режиму А -

$\eta_{д.о.А}$, можна визначити із пропорції $\frac{\eta_{д.о.А}}{\eta_{д.о.}} = \frac{\eta_{H.O.A}}{\eta_{H.O.}}$, де $\eta_{д.о.}$, $\eta_{H.O.}$ - номінальні значення об'ємних КПД гідромотора і насоса.

- ♣ Обчислити витрати рідини гідромотора при заданому n_d по формулі

$$Q_{д1} = \frac{q_d n_{д1}}{\eta_{д.о.А}}$$

Ця витрата приблизно дорівнює подачі насоса при $n_{д1}$, тобто $Q_{H1} \approx Q_{д1}$.

- ❖ Провести через крапку Q_{HT1} , що перебуває на лінії $P_{C1} = f(Q)$, характеристику насоса, конгруентну початковій, і уточнити значення об'ємного ККД насоса для крапки 1 (мал.3).

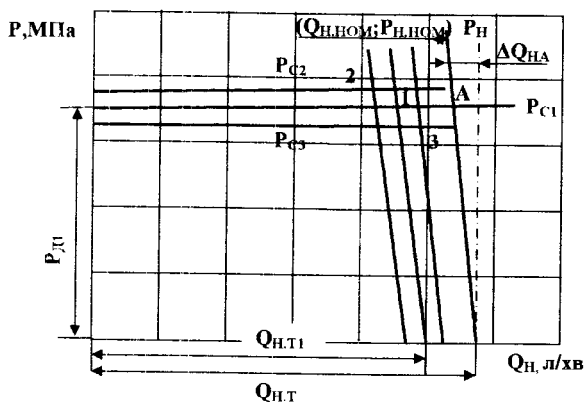
$\eta = 1 - \frac{\Delta Q_{H.A}}{Q_{HT1}}$, $\Delta Q_{H.A} = \Delta Q_{H.1}$ - витік в насосі; Q_{HT1} - теоретична подача зарегульованого насоса (визначається за графіком).

- ❖ Уточнити значення об'ємного КПД гідромотора із пропорції:

$$\frac{\eta_{Д.0.1}}{\eta_{Д.0}} = \frac{\eta_{H.0.1}}{\eta_{H.0}}$$

$$Q_{HT1} = Q_{Д1} = \frac{q_{Д1} \eta_{Д1}}{\eta_{Д1}}$$

- ❖ Тиск насоса P_{HT1} при подачі Q_{HT1} визначається за графіком $P_{C1} = f(Q)$
- ❖ Аналогічно визначають робочі режими для крапок 2 і 3 (див.мал.3).



Мал.3 Визначення робочих режимів регульованого насоса

4.12. Потужність насоса

4.12.1. Нерегульований насос

Потужність насоса визначається при робочому і холостому ході гідродвигуна:

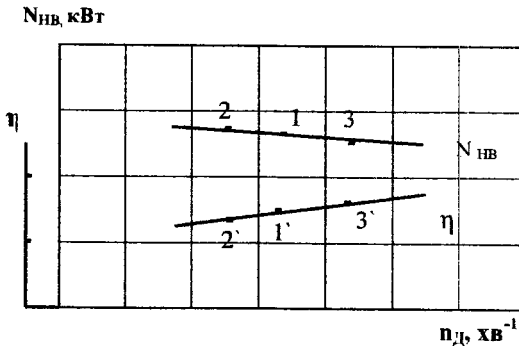
$$N = \frac{PQ}{\eta_H}$$

P, Q - тиск і витрата рідини у відповідному режимі.

4.12.2. Регульований насос

Потужність насоса розраховується для всіх режимів, як і для нерегульованих насосів. Однак у зв'язку з тим, що значення КПД насоса змінюється з режимом, для знаходження поточного значення необхідно попередньо при номінальних параметрах визначити $\eta_{HT} \cdot \eta_{HM} = \frac{\eta_H}{\eta_{HO}}$. Потім для обчислення поточних значень η_H прийняти добуток $\eta_{HT} \cdot \eta_{HM} = const$, тобто $\eta_{HT} = \eta_{HO} \eta_{HT} \eta_{HM}$ і т.д.

Визначити координати всіх трьох крапок N_{HB} і побудувати графік



Мал. 4. До визначення потужності і ККД насоса

$N_{HB} = f(n_d)$ у діапазоні $n_d = n_{d2} - n_{d3}$ з деякою екстраполяцією (див. мал. 4).

К.к.п. гідропередачі визначається як відношення $\eta = \frac{N_{HS}}{N_{HB}}$ в тому ж діапазоні, що і $N_{HB} = f(n_d)$. Визначити координати всіх крапок і побудувати залежність $\eta = f(n_d)$ (див. Мал. 2). Дати оцінку економічності регулювання.

Виконати креслення загального виду спроектованої гідропередачі. Указати основні габаритні розміри [3; 110-114; 160-163].

4.13. Перевірка робочого режиму насоса на кавітацію

Умова безкавітаційної роботи:

$$H_{\text{ВАК.ДОП}} \geq H_{\text{ВАК}},$$

де $H_{\text{ВАК.ДОП}}$ - припустима вакуумметрична висота усмокування насоса (по паспорту);

$H_{\text{ВАК}}$ - вакуумметрична висота усмокування насоса

$$H_{\text{ВАК}} = H_B + \left(\lambda \frac{l_B + l_{\text{Э}}}{d} + \alpha \right) \frac{v^2}{2g} \approx H_B + \Delta H_{\text{Ф}} + \frac{\alpha v^2}{2g},$$

де $H_B = -(0,1 \dots 0,2)$ м;

$\Delta H_{\text{Ф}}$ - утрата напора у фільтрі.

У тому випадку, якщо в паспорті насоса вказана припустима висота усмокування насоса $H_{\text{ДОП}}$, за умовою безкавітаційної роботи повинне виконуватись рівняння $H_{\text{ДОП}} \geq H_B$.

4.14. Гашення швидкості гідродвигуна

Гашення швидкості V_d перед повним закриванням засувки та початком її відкривання необхідне для більш надійного захисту насоса головної водовідливної установки від гідроудару. Це також захищає від руйнування гідроциліндром корпусу засувки. Для гашення швидкості важливо передбачити в штоковій кришці гідроциліндра дросель постійного опору, який автоматично включається в гідросистему наприкінці (початку) ходу запірного елемента засувки. Привести принципову схему гідроциліндра з гальмом і описати принцип гашення швидкості [2; 353].

Розрахунок дроселя. Для гашення швидкості V_d в 2-3 рази наприкінці (початку) ходу штока досить задатися переміщенням з гальмуванням, рівним 12÷20 мм. Визначити живий перетин дроселя з рівняння витрати рідини при закриванні засувки

$$Q = \mu \omega \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}},$$

де μ - коефіцієнт витрати дроселя, $\mu = 0,75 \dots 0,80$;

ω - живий перетин дроселя;

ΔP - утрата тиску на дроселі.

Розробити креслення загального виду кришки гідроциліндра штокової порожнини з гальмовою втулкою у поршні по розрахованим параметрам у п. 4.12.2. [4; 48-53].

Розробити креслення загального виду кріплення гідроциліндра на корпусі засувки. Засувка встановлюється на вертикальній ділянці труби. Кріплення гідроциліндра рекомендується виконувати на кронштейні. Привести креслення загального виду гідроциліндра на засувці, указавши основні розміри.

4.13. Експлуатація і техніка безпеки

Коротко описати особливості експлуатації і техніку безпеки при обслуговуванні розрахованого гідроприводу, з огляду на при цьому, що він повинен працювати в автоматичному режимі. При описанні варто акцентувати увагу на питаннях контролю за станом робочої рідини, пуску і зупинці насоса і т.п. [1; 276-281].

Розробка принципової гідравлічної схеми

При проектуванні принципової гідравлічної схеми необхідно враховувати наступні основні вимоги:

- схема повинна включати мінімальну кількість пристроїв
- для захисту гідроприводу від перевантажень повинні бути передбачені запобіжні гідроапарати
- для підтримки стабільного температурного режиму робочої рідини необхідно правильно вибрати ємність гідробака і передбачити теплообмінники
- параметри гідроапаратів повинні відповідати номінальним параметрам (тиску і витратам) у місцях їхнього підключення

Приклади деяких гідравлічних схем наведені нижче. Проаналізуйте кожну з них і виберіть найбільш придатну для вашого завдання.

Схема № 1

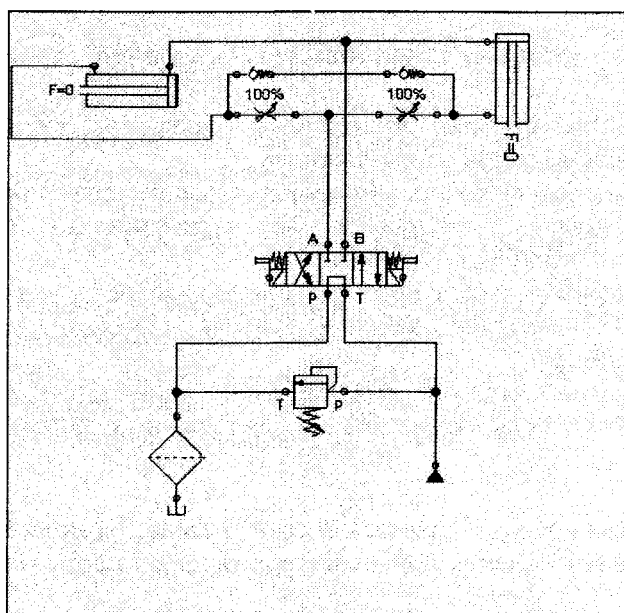


Схема №2

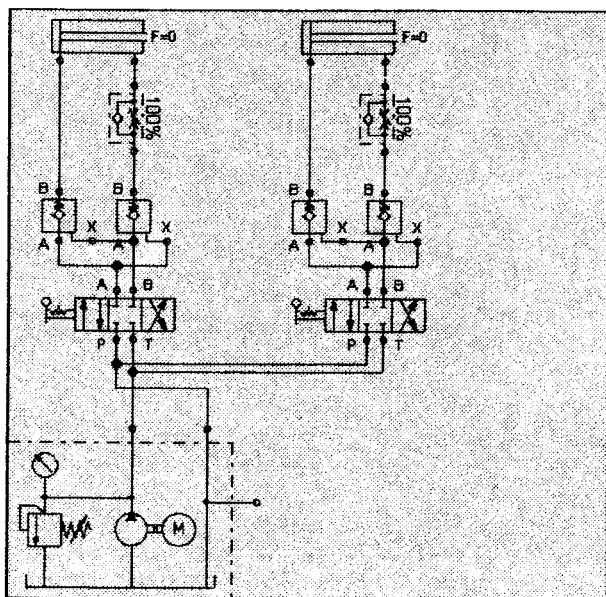


Схема №3

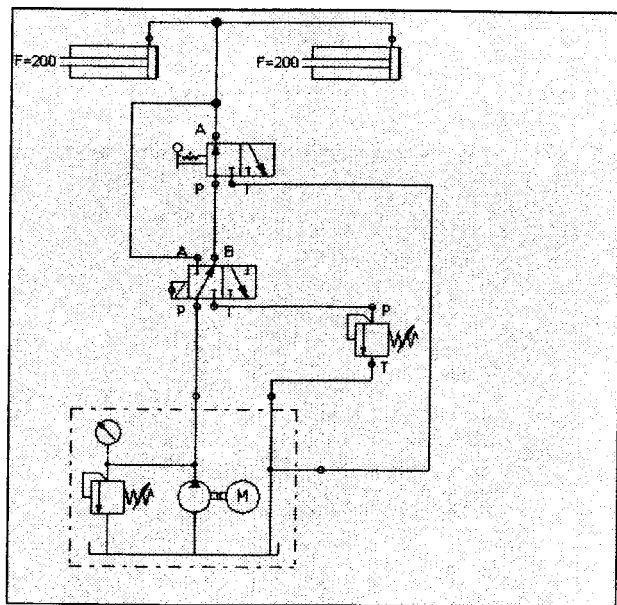


Схема №4

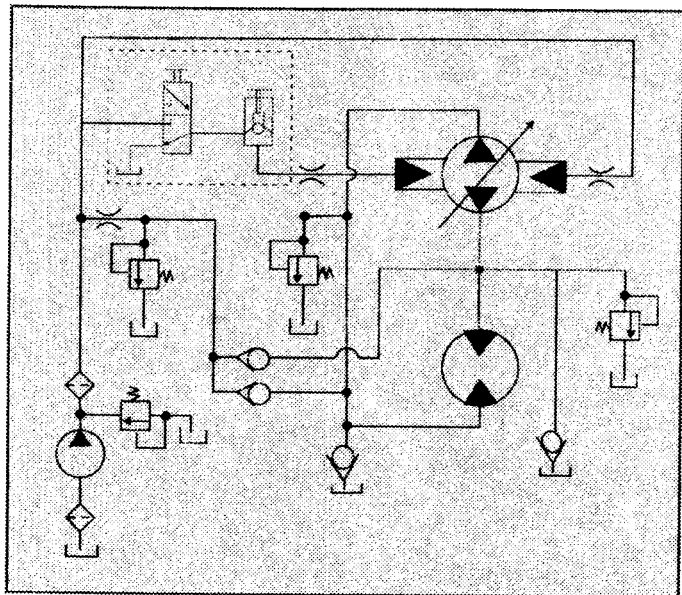


Схема №5

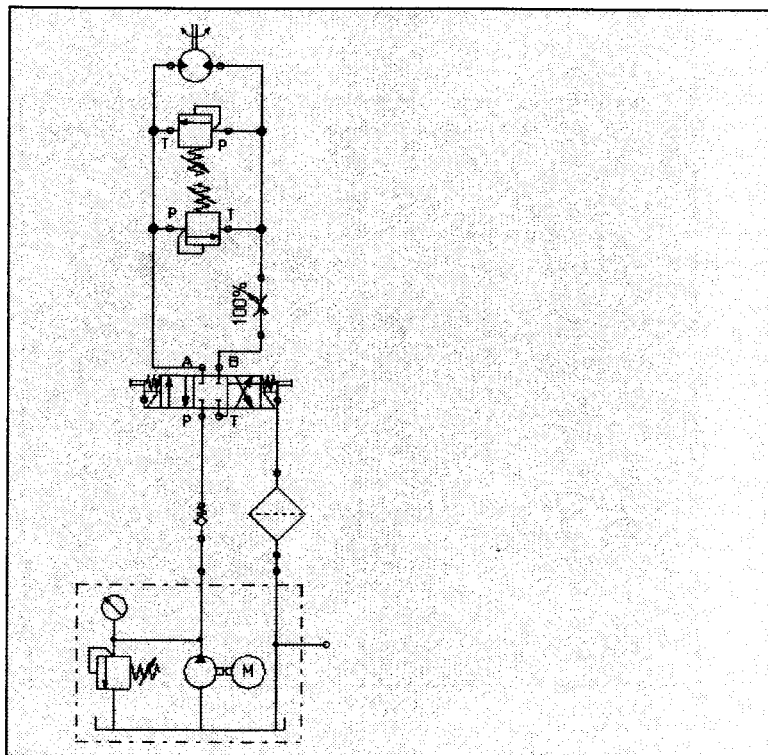


Схема №6

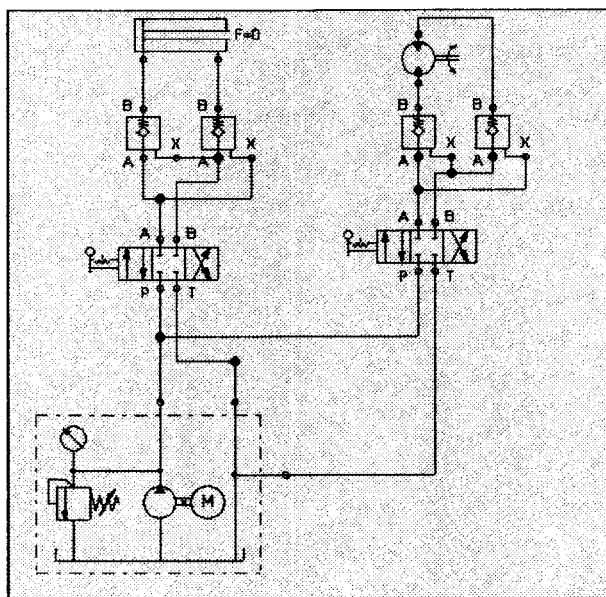


Схема №7

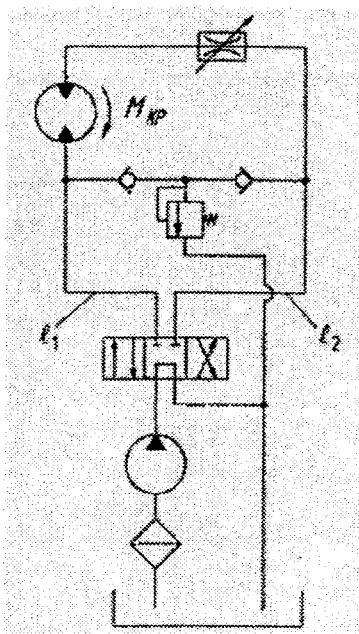
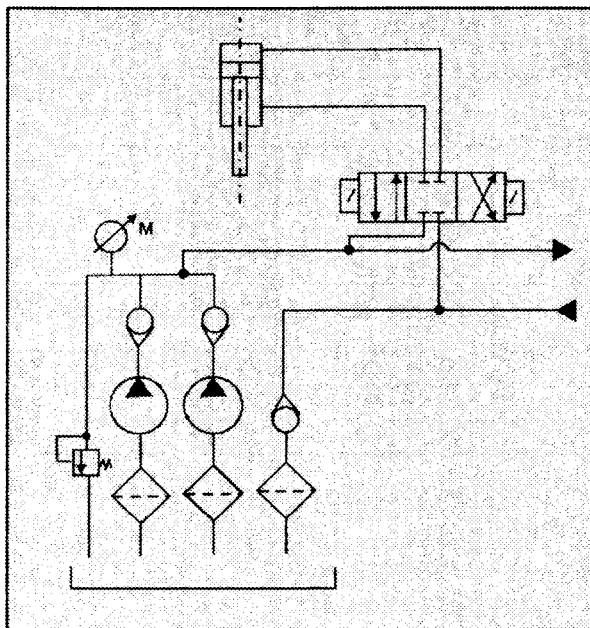


Схема №8



Додаток 2**Характеристики робочих рідин гідропередач**

Робоча рідина	Діапазон робочих температур, °С	В'язкість кінематична при 50°С, мм ² /с	Густина, кг/м ³
ВНИИНП-403	+10 ÷ +60	25÷35	850
ИГП-18	+10 ÷ +80	16,5÷20,5	880
ИГП-30	+10 ÷ +80	28÷31	885
МГ-20	-20 ÷ +80	17÷23	885
МГ-30	-20 ÷ +80	27÷33	885
Турбінне 22	-5 ÷ +60	20÷23	900
Турбінне 30	-5 ÷ +60	28÷32	900
Турбінне 46	-5 ÷ +60	44÷48	900
Індустріальне			
И-20А	-10 ÷ +60	17÷23	881÷901
И-30А	-5 ÷ +60	27÷33	886÷916
И-45А	-5 ÷ +60	38÷52	886÷916

Додаток 3

Номінальні діаметри циліндрів, поршнів, штоків, плунжерів, мм
(ДЕРЖСТАНДАРТ 12447-80)

Основний ряд:

10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 310.

Додатковий ряд:

14; 18; 22; 28; 36; 45; 56; 70; 90; 110; 140; 180; 220; 280; 360.

Додаток 4

Номінальні тиски об'ємних гідроприводів, МПа
(ДЕРЖСТАНДАРТ 12445*80)

1,25; 1,3; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0.

Додаток 5

Труби сталеві холоднодеформовані: зовнішній діаметр

d_n , мм, товщина стінки δ , мм (будь-якому d_n відповідає будь-яка δ),
(ДЕРЖСТАНДАРТ 8734-78).

d_n : 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45;
48; 50 ...

δ : 2...0; 2.5; 3.0; 3.5; 4.0

Додаток 6

Технічні характеристики шестерневих насосів типу Г11

Параметр	Од. виміру	Типорозмір							
		Г11 22А	Г11 22	Г11 23А	Г11 23	Г11 /24А	Г11 24	Г11 25А	Г11 25
Номінальний тиск	МПа	2,5							
Номінальна подача насоса при частоті обертання:	л/хв								
730 хв ⁻¹		6,1	9,1	12,5	17,6	25,1	35,3	50,4	62,7
970 хв ⁻¹		8,1	12,1	16,7	23,4	33,4	47,0	67,0	83,9
1450 хв ⁻¹		12,1	18,1	25,0	35,1	50,0	70,2	100,1	125,4
Об'ємний ККД		0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,85	0,88	0,92
Повний ККД		0,67			0,8				
Припустима геометрична висота усмоктування	м	0,5							
Робоча рідина		Масло індустріальне 20 або 30							

Технічні характеристики шестерневих насосів типу НШ

Параметр	Од. виміру	Типорозмір					
		НШ- 10Е	НШ- 32ДО	НШ- 46В	НШ- 50ДО	НШ- 67ДО	НШ- 98ДО
Номінальний тиск	МПа	10	12,5	10	12,5	10	10
Номінальна подача насоса при частоті обертання:	л/хв						
970 хв ⁻¹		–	28,6	–	44,4	–	–
1450 хв ⁻¹		13,3	42,8	62,0	66,5	95,0	134,6
Об'ємний ККД		0,92	0,94	0,92	0,94	0,94	0,94
Повний ККД		0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	0,85
Припустима вакууметрична висота усмоктування	мм. рт. ст.	200	150	200	150	150	150
Робоча рідина		Масло індустріальне 45 або 50					

Технічні характеристики пластинчастих насосів типу Г12

Параметр	Од. виміру	Типорозмір									
		Г12 21А	Г12 21	Г12 22А	Г12 22	Г12 23А	Г12 23	Г12 24А	Г12 24	Г12 25А	Г12 25
Номінальна подача при 950 хв ⁻¹ при 1440 хв ⁻¹	л/хв	5 8	8 12	12 18	18 25	25 35	35 50	50 70	70 -	100 -	140 -
Номінальний тиск	МПа	6,3									
ККД: об'ємний загальний при 950 хв ⁻¹ загальний при 1440 хв ⁻¹		0,62	0,71	0,77	0,79	0,85	0,88	0,85	0,86	0,88	0,9
		0,5	0,55	0,65	0,7	0,75	0,8	0,7	0,75	0,8	0,7
		0,54	0,66	0,72	0,76	0,81	0,82	0,7	-	-	-
Припустима геометрична висота усмоктування	м	0,5									
Робоча рідина		Масло індустріальне 20 або 30									

Технічні характеристики пластинчастих насосів типу БГ12

Параметр	Од. виміру	Типорозмір									
		БГ-12 21A	БГ-12 21	БГ-12 22A	БГ-12 22	БГ-12 23A	БГ-12 23	БГ-12 24A	БГ-12 24	БГ-12 24A	БГ-12 24
Номінальна подача при 1440 хв^{-1}	л/хв	5	8	12	18	25	35	50	70		
Номінальний тиск	МПа	12,5									
ККД: об'ємний загальний		0,6 0,47	0,65 0,53	0,72 0,61	0,8 0,61	0,74 0,68	0,78 0,72	0,8 0,72	0,86 0,75		
Припустима геометрична висота усмоктування	м	0,5									
Робоча рідина		Масло індустріальне 20 або 30									

Технічні характеристики реверсивних золотників типу Г 74

Параметр	Одиниця виміру	Типорозмір з керуванням					
		ручним			від кулачка		
		Г 74 22	Г 74 24	Г 74 25	Г 74 21	Г 74 22	ПГ 74 22
Номінальна витрата	л/хв	18	70	140	8	18	18
Номінальний тиск	МПа	20	20	12,5	5	5	5
Втрата тиску при номінальній витраті	МПа	0,15	0,3	0,3	0,15	0,15	0,15

Додаток 11

Технічні характеристики напірних золотників типу Г54

Параметр	Одиниця виміру	Типорозмір			
		Г54-22 БГ54-22 ВГ54-22	Г54-23 БГ54-23 ВГ54-23	Г54-24 БГ54-24 ВГ54-24	Г54-25 БГ54-25 ВГ54-25
Найбільший витрата	л/хв	18	35	70	140

Найбільший робочий тиск у всіх золотників типу Г - 2,5 МПа; БГ - 5 МПа; ВГ - 10 МПа.

Найменший робочий тиск у Г - 0,3 МПа; у БГ - 0,6 МПа; у ВГ - 1,2 МПа.

Технічні характеристики зворотних клапанів типу Г51

Параметр	Одиниця виміру	Типорозмір						
		Г51 21	Г51 22	Г51 23	Г51 24	Г51 25	Г51 26	Г51 27
Номінальний витрата	л/хв	8	18	35	70	140	280	560
Номінальний тиск	МПа	20						
Втрата тиску при номінальній витраті	МПа	0,2						

Технічні характеристики дроселів типу Г77

Параметр	Одиниця виміру	Типорозмір							
		Г77 11	Г77 14	Г77 31А	Г77 31	Г77 32А	Г77 32	Г77 33	Г77 34
Номінальний тиск	МПа	5	5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Номінальний витрата	л/хв	8	70	5	8	12	18	35	70
Втрата тиску при номінальній витраті	МПа	0,2	0,3	0,15	0,2	0,2	0,25	0,3	0,3

Технічні характеристики дроселів типу ДР

Параметр	Одиниця виміру	Типорозмір					
		ДР-10	ДР-12	ДР-16	ДР-20	ДР-25	ДР-32
Номінальний тиск	МПа	32					
Номінальна витрата	л/хв	16	25	40	63	100	160
Втрата тиску при номінальному витраті	МПа	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3

Додаток 15

Номінальні місткості баків гідравлічних і мастильних систем, дм^3

16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 209; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000
(ДЕРЖСТАНДАРТ 14065-68)

Додаток 16

Основні параметри манометрів

Прилад	Діаметр корпусу, мм	Клас точності
МТП	40	2,5; 4,0
МТП	60	1,5; 2,5; 4,0
МТП	100	1,0; 1,5; 2,5; 4,0

Позначення манометрів – МТП – 60/1-100 × 1,5; М – манометр; Т – трубчастий; П – що показує; 60/1 – верхня межа вимірюваного тиску, кгс/див^2 ; 1,5 – клас точності приладу.

Ряд верхніх меж виміру тиску манометрами, кгс/див^2 :

2,5; 4,0; 6,0; 10,0; 12,5; 16,0; 25,0; 40,0; 60,0; 100,0; 160,0 (ДЕРЖСТАНДАРТ 8625-77).

Технічні характеристики приймальних фільтрів типу 341 і Г42

Параметр	Одиниця виміру	Типорозмір									
		0,16С41-21	0,16С41-23	0,16С41-25	0,16С41-26	0,16С41-26	0,08С41-25	0,08С41-26	Г42-34	Г42-35	
Номинальний витрата	л/хв	25	40	160	160	250	80	125	70	140	
Номинальна товщина фільтрації	мм	160	160	160	160	160	80	80	80	80	
Втрата тиску, що допускає	МПа	0,015-0,02		0,012-0,015						0,011-0,012	

Технічні характеристики регульованих аксиально-поршневих і радіально-поршневих насосів

Параметри	Одиниця виміру	Тип і типорозмір					
		T-13-32A	T-13-36A	НАС; НАР-16/200; 18/200; 40/200; 63/200; 71/200; 125/200; 140/200			
Робочий об'єм	см ³ /об	71	140	16; 18; 40; 63; 71; 125; 140	450	224	360
Подача номінальна	л/хв.	100	200	22; 25; 56,5; 89; 100; 178; 200	400	200	300
Мінімальна		15	20	2; 2; 4; 6; 10; 10	-	-	-
Тиск номінальний	МПа	16	10	20	10	10	10
Номінальна частота обертання	хв ⁻¹	960-1500		1500	960	960	960
ККД об'ємний повний		0,95	0,95	0,93; 0,94; 0,95; 0,95; 0,96; 0,96	0,9	0,9	0,9
Припустима висота усмоктування допоміжного насоса геометрична -вакуметрична	МПа	0,88	0,88	0,87; 0,88; 0,89; 0,89; 0,9; 0,9	0,85	0,83	0,81
Робоча рідина		0,02			не більше 0,5м		
Масло індустріальне							

Технічні характеристики гідромоторів типу МР

Параметр	Одиниця виміру	Типорозмір			
		МР-0,16/10; МР-Ф-0,16/10	МР-0,25/10; МР-Ф-0,25/10	МР-0,4/10; МР-Ф-0,4/10	МР-0,63/10; МР-Ф-0,63/10
Робочий об'єм	см ³ /об	160	250	400	630
Номінальний тиск	МПа		10		
Номінальний крутний момент	Н·м	240	380	570	900
Частота обертання вала	хв ⁻¹	8-240	8-240	8-192	8-150
ККД:					
- об'ємний		0,91	0,94	0,94	0,95
- загальний		0,86	0,89	0,85	0,85
Робоча рідина		Масло індустріальне 20, 30 або 45			

Список рекомендованої літератури

1. Гидравлика и гидропривод .В.Г.Гейер, В.С.Дулин, А.Г.Боруменский, А.Н.Заря.-М.: Недра,1981.-295 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы .Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. –М.:Машиностроение, 1982.-423 с.
3. Ковалевский В.Ф.,Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин.-М.: Недра, 1973.-502 с.
4. Свешников В.К.,Усов А.А.Станочные гидроприводы: Справочник.-М.:Машиностроение, 1988.-512 с.
5. Хорин В.Н.Техника для выемки тонких пластов. – М.:Недра, 1984.-216с.
6. Машины и оборудование для угольных шахт: Справочник/ Под ред. В.Н.Хорина.-М.: Недра, 1987.-424 с.
7. Коваль П.В.Гидравлика и гидропривод горных машин. – М.:Машиностроение, 1979.-319 с.
8. Стационарные установки шахт. Под общ. ред. Б.Ф.Братченко.-М.:Недра, 1977.-440 с.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи
по гідроприводу
(для спеціальностей ЕМК, КПО, ЕМО, ПТМ)

Автори: Яковлев Виктор Михайлович, Лазаренко Василь Іванович,
Устименко Тетяна Олексіївна

Підп. до друку 27.04.2007 г.
Цифровий трафаретний друк
Тираж 50 прим.

Формат 60×84 ¹/₁₆
Умовн. друк. арк. 1,6

папір офісний
Обл. вид. арк. 1,57
Замовл № 270407/1

Рекламно-видавнича агенція ДонНТУ,
зарєєстрована відповідно постанові Кабміну України № 646 від 13 серпня 1993 року і
Статуту № 217 від 18 грудня 1997 року

83000, м. Донецьк, вул. Артема, 58, Гірничий інститут, 9 учб. корпус