

Міністерство освіти і науки України

Національний лісотехнічний університет України

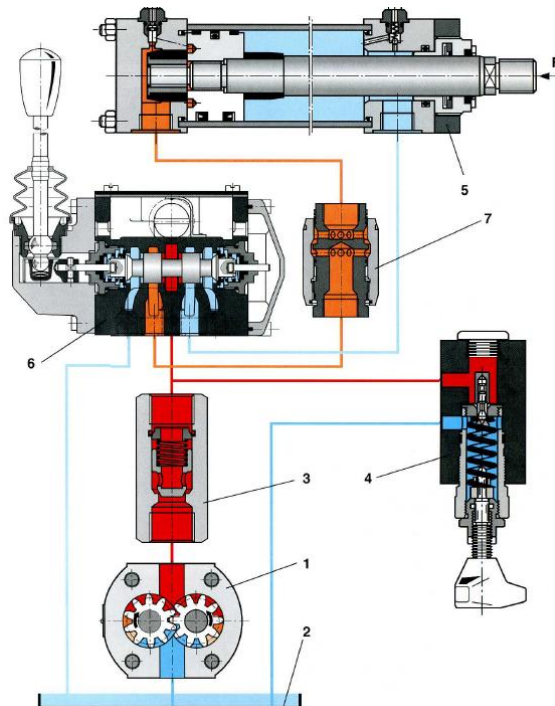
Кафедра лісових машин

СТИРАНІВСЬКИЙ О. А., ШЕВЧЕНКО Н. В.

Розрахунок об'ємного гідروприводу

Методичні вказівки

до виконання курсової (розрахункової) роботи
для студентів спеціальностей 133 “Галузеве машинобудування” і
151 “Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології”



Львів – 2018

Розглянуто та рекомендовано до друкування
методичною радою навчально-наукового інституту інженерної механіки,
автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій НЛТУ України
Протокол № 7 від 4 вересня 2018 року

УКЛАДАЧІ:

кандидат технічних наук, доцент кафедри лісових машин
Стиранівський О. А.,
кандидат технічних наук, доцент кафедри лісових машин
Шевченко Н.В.

ВІДПОВІДАЛЬНИЙ РЕДАКТОР:

доцент кафедри лісових машин **Герис М. І.**

РЕЦЕНЗЕНТИ:

доцент кафедри лісових машин НЛТУ України
Бойко А. А.

кандидат технічних наук, доцент кафедри лісопромислового виробництва та
лісових доріг НЛТУ України **Каратник І. Р.**

Зміст

Передмова.....	4
1. Вихідні дані	5
2. Методичні вказівки до виконання окремих розділів пояснювальної записки	9
2.1. Вступ	9
2.2. Складання принципової схеми гідроприводу.....	9
2.3. Гідравлічний розрахунок гідродвигуна.....	11
2.4. Вибірання насосу та гідроапаратури	20
2.5. Вибірання робочої рідини.....	21
2.6. Розрахунок трубопроводів.....	22
2.7. Визначення тиску нагнітання	23
2.8. Розрахунок потужності гідроприводу	24
2.9. Розрахунок гідробака	25
Додаток 1. Умовні позначення елементів гідроприводу на принципових схемах.....	27
Додаток 2. Параметри роторних насосів	29
Додаток 3. Параметри гідророзподільників.....	31
Додаток 4. Параметри напірних запобіжних клапанів	31
Додаток 5. Параметри дроселів.....	32
Додаток 6. Параметри фільтрів	32
Додаток 7. Параметри робочих рідин.....	33
Додаток 8. Параметри теплообмінників.....	33
Додаток 9. Геометричні розміри гнучких трубопроводів	33
Додаток 10. Геометричні розміри металевих трубопроводів.....	34
Додаток 11. Параметри манометрів	34
Додаток 12. Взірці виконання креслення принципової схеми гідроприводу.....	35
Додаток 13. Взірці виконання креслення загального вигляду гідродвигуна.....	36
Список посилань.....	37

Передмова

Навчальними планами дисципліни “Гідравліка, гідроприводи і гідравлічні передачі” за спеціальністю 133 “Галузеве машинобудування” передбачено виконання курсової роботи на тему “Розрахунок об’ємного гідроприводу”, а для дисципліни “Гідро- і пневмоавтоматика” за спеціальністю 151 “Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології” - розрахунково-графічної роботи на тему: "Обґрунтування принципової схеми та розрахунок гідродвигуна об’ємного гідроприводу машини (верстата)". Виконуючи курсову чи розрахунково-графічну роботу, студенти отримують навички самостійного опрацювання літератури, складання принципів схем гідроприводу, виконання розрахунків основних параметрів об’ємного гідроприводу.

Робота складається з пояснювальної записки та графічної частини, виконаних за вимогами відповідних стандартів. Пояснювальна записка повинна містити: титульну сторінку, завдання на курсову роботу, вступ, всі необхідні розділи з складення принципової схеми, розрахунку окремих елементів гідроприводу, а також список використаної літератури. Текст пояснювальної записки супроводжується необхідними графічними ілюстраціями та таблицями. На всі таблиці і рисунки в тексті пояснювальної записки повинні бути посилання. Умовні позначення та символи приймаються однаковими для всіх розділів і пояснюються під час першої появи в тексті.

Графічна частина виконується олівцем або тушшю на листах формату А3 у відповідності до вимог ЄСКД, з використанням умовних позначень елементів гідроприводу ДСТУ ISO 1219-1:2018.

1 Вихідні дані

Кожен студент виконує роботу за індивідуальним завданням, вихідні дані до якого наведені в таблицях 1 і 2.

Варіант завдання вказує викладач, що керує виконанням роботи. Наприклад: А 0121. Це означає: варіант з компоновання гідросхеми – А; (вид гідророзподільника – реверсивний двопозиційний золотник з електроуправлінням; спосіб регулювання швидкості робочого органу – об'ємний; тонкість очищення робочої рідини – 80-160 мкм); варіант вихідних даних до розрахунку гідродвигуна – 01; варіант вихідних даних до розрахунку трубопроводів – 21.

Всі вихідні дані заносяться в бланк завдання (ст. 8), який після цього затверджується керівником курсової чи розрахунково-графічної роботи і повертається студенту.

Таблиця 1 - Варіанти компонування гідросхем

Варіант	Розподільник – реверсивний золотник				Спосіб регулювання швидк.			Місце встановлення дрoселя стосовно ГД			Тонкість очищення робочої рідини, мкм		
	з електро упр.	з ручним упр.	з дво-позиційний	три-позиційний	об'ємний	дрoсельний	на вході	на виході	паралельно	<25	25-80	80-160	
А	+		+		+							+	
Б	+		+			+	+					+	
В	+		+			+		+				+	
Г	+		+			+			+			+	
Д		+	+			+	+			+			
Е		+	+			+			+	+			
Є		+	+			+			+	+			
Ж		+	+		+					+			
З	+			+	+						+		
І	+			+		+			+		+		
Й	+			+		+	+				+		
К	+			+		+		+			+		
Л		+		+	+						+		
М		+		+		+	+				+		
Н		+		+		+		+			+		
О		+		+		+			+		+		

Таблиця 2 - Вихідні дані

Варіант	Вид гідродвигуна (хід поршня, м для ГЦ; робочий тиск, МПа)	Навантаження на виході F, Н або M, Н·м	Роб.швид. V, м/с або частота оберт. п.с ⁻¹	Варіант	Вид маши ни	Довжина гідроліній, м		Кількість		Трубо- про- води	Мінімальна температура навколишнього середовища, °С
						напір- ної	злив- ної	напір- ної	злив- ної		
01	ГЦ(0,3)	80000	0,1	21	стаціонарна	7	15	4	10	сталі	+30
02	ГЦ(0,4)	45000	0,2	22		8	14	5	9	мідні	+25
03	ГЦ(0,5)	28000	0,3	23		9	13	6	8	гнучкі	+20
04	ГЦ(0,6)	11000	0,4	24		10	12	7	7	сталі	+15
05	ПГ(2,5)	200	0,6	25		11	11	7	10	мідні	+10
06	ПГ(4,0)	300	0,5	26		7	11	6	9	гнучкі	+5
07	ПГ(6,3)	400	0,4	27		8	12	5	8	сталі	0
08	ПГ(10,0)	500	0,25	28	мобільна	9	14	4	9	мідні	-5
09	РП(10,0)	280	9,0	29		10	15	7	11	гнучкі	-10
10	РП(6,3)	240	8,0	30		11	9	8	13	сталі	-15
11	РП(4,0)	160	7,0	31		12	14	9	4	мідні	-20
12	РП(2,5)	120	6,0	32		13	15	6	10	гнучкі	-25
13	АП(1,6)	50	5,0	33		14	14	9	7	сталі	-30
14	АП(2,5)	100	4,0	34		15	9	4	5	мідні	-35
15	АП(4,0)	150	3,15	35		16	8	5	9	гнучкі	-40
16	АП (6,3)	200	2,5	36		13	10	6	11	сталі	-45

Примітка: ГЦ – гідроциліндр, ПГ – поворотний гідродвигун, РП – радіально-поршневий гідромотор,
АП – аксіально-поршневий гідромотор.

**Міністерство освіти і науки України
Національний лісотехнічний університет України**

Кафедра лісових машин

Завдання на курсову (розрахунково-графічну) роботу
“Розрахунок об’ємного гідропроводу верстата (машини) _____”

Студент _____ група _____ варіант _____

Вихідні дані

1. Вид гідророзподільника _____
2. Спосіб регулювання швидкості робочого органу _____
3. Місце встановлення дроселя _____
4. Тонкість очистки робочої рідини _____ мкм
5. Вид гідродвигуна _____
6. Робочий тиск (для ПГ, РП, АП) _____ МПа
7. Хід поршня (для ГЦ) _____ м
8. Навантаження на виході $F = \text{_____ Н}$ ($M = \text{_____ Н}\cdot\text{м}$)
9. Робоча швидкість $V = \text{_____ м/с}$ (частота обертання $n = \text{_____ с}^{-1}$)
10. Довжини гідроліній: напірної _____ м; зливної _____ м
11. Кількість кутників на лініях: напірній _____ шт; зливній _____ шт
12. Вид трубопроводів _____
13. Мінімальна температура навколишнього середовища _____ °С

Потрібно

1. Скласти принципову схему гідроприводу.
2. Виконати гідравлічний розрахунок гідродвигуна.
3. Вибрати насос, гідроапаратуру, робочу рідину.
4. Виконати розрахунок трубопроводів.
5. Визначити: тиск нагнітання, потужність і ККД гідроприводу.
6. Розрахувати гідробак.
7. Виконати графічну частину:
 - розробити принципову схему гідроприводу (формат А3);
 - накреслити загальний вигляд гідродвигуна (формат А3).

Дата видачі завдання _____ Термін виконання роботи _____

Студент _____ Викладач _____

2 Методичні вказівки до виконання окремих розділів пояснювальної записки

2.1 Вступ

У вступі необхідно визначити місце та перспективи використання об'ємного гідроприводу в лісовому господарстві, лісовій та деревообробній промисловості. Коротко вказати переваги гідроприводу перед іншими видами приводів, охарактеризувати призначення та особливості проектного гідроприводу.

2.2 Складання принципової схеми гідроприводу

Гідропривод складається із окремих гідропрстроїв, кожен із яких має певне функціональне призначення. Вид гідропрстроїв та їх кількість в кожному гідроприводі визначається його принциповою схемою. Елементи гідроприводу на принциповій схемі зображаються за допомогою стандартних позначень у відповідності з ДСТУ ISO 1219-1:2018 (додаток 1).

Основою для складання принципової схеми гідроприводу є завдання на курсову роботу. В ньому вказані вимоги до компонування принципової схеми гідроприводу. У відповідності з завданням і технічними умовами намічається ескіз принципової схеми, який перевіряється і уточнюється подальшими розрахунками. Побудову принципової схеми починають з гідродвигуна в напрямку до насосу. Введення в схему гідроприводу елементів управління (золотників, дроселів, клапанів та ін.) залежить від параметрів технологічного процесу, для якого призначений гідропривод.

Регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна здійснюється двома способами: об'ємним і дросельним. Гідроприводи з об'ємним регулюванням мають значно вищий коефіцієнт корисної дії, а також володіють кращою стабільністю роботи в порівнянні з гідроприводами, в яких реалізоване дросельне регулювання. Водночас регульовані машини – насоси та гідромотори, за допомогою яких здійснюється об'ємне регулювання – значно дорожчі, ніж нерегульовані. Тому об'ємне регулювання переважно використовують, коли суттєвими є енергетичні параметри, наприклад, в гідроприводах великої потужності і з тривалими періодами їх безперервної роботи. Гідроприводи з дросельним регулюванням використовують зазвичай в малопотужних системах, а також коли періоди безперервної роботи гідроприводу короткочасні.

За умови застосування дросельного регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна можливі три різні варіанти розміщення дроселя в схемі гідроприводу:

- паралельно гідродвигуну – дає можливість досягнути більш високого коефіцієнта корисної дії, хоча не забезпечує достатньої стабільності швидкості;
- за гідродвигуном – забезпечує стабільне регулювання швидкості вихідної ланки із знакозмінним навантаженням;
- перед гідродвигуном – досягає плавності зміни швидкості на вході в гідродвигун, хоча погіршує тепловий режим роботи гідроприводу.

У всіх випадках дросельного регулювання швидкість руху вихідної ланки залежить від навантаження. Швидкість зменшується із збільшенням навантаження через зменшення перепаду тиску в дросельній щілині. Для забезпечення стабільності швидкості від навантаження використовують дроселі з регуляторами тиску (редукційними клапанами). Регульований дросель із зворотнім клапаном доцільно використовувати тоді, коли регулювання необхідно виконувати при русі вихідної ланки лише в одному напрямку.

В принциповій схемі гідроприводу необхідно передбачити встановлення запобіжного клапану: напірного, коли потрібно оберігати систему від підвищеного тиску; переливного, наприклад, при дросельному регулюванні швидкості вихідної ланки. Напірний клапан регулюється на максимально допустимий тиск, а переливний – на робочий.

Для очищення робочої рідини від забруднень використовуються фільтри. Розміщення фільтра в принциповій схемі гідроприводу залежить від тонкості очищення. Якщо необхідне очищення робочої рідини від механічних забруднювачів розміром 80-160 мкм, доцільне встановлення приймальних фільтрів на лінії всмоктування. Коли достатня тонкість очищення робочої рідини складає 25-80 мкм, то фільтр встановлюють на зливній лінії. В цьому випадку він не відчуває високого тиску та не створює додаткового опору на вході в насос. Для захисту високочутливих елементів гідроприводу з тонкістю очищення <25 мкм фільтр необхідно встановлювати на напірній лінії.

Питання необхідності встановлення теплообмінника вирішується на етапі теплового розрахунку гідробака.

Складення принципової схеми гідроприводу супроводжується обґрунтуванням кожного прийнятого рішення і закінчується її ескізом та коротким описом роботи проектного гідроприводу з конструктивними та технологічними вимогами до нього.

2.3 Гідравлічний розрахунок гідродвигуна

В залежності від варіанту вихідних даних виконується розрахунок гідроциліндра, поворотного гідродвигуна, радіально-поршневого чи аксіально-поршневого гідромоторів. Під час розрахунку гідродвигуна визначаються його геометричні параметри і робочі характеристики. Основою для розрахунку гідродвигуна є корисне навантаження, швидкість вихідної ланки та технічні вимоги до даної категорії гідромашин.

2.3.1 Розрахунок гідроциліндра

За заданим корисним навантаженням F визначаємо розрахункове зусилля на штоці гідроциліндра F_p (рисунок 1):

$$F_p = F + F_{тр},$$

де $F_{тр}$ – сила тертя в ущільненнях гідроциліндра, кН.

Попередньо можна прийняти $F_{тр} = (0,05...0,1)F$.

Робочий тиск рідини в гідроциліндрі p вибирають в залежності від розрахункового зусилля на штоці F_p згідно таблиці 3 [1].

Таблиця 3 - Рекомендовані значення робочого тиску рідини

Зусилля на штоці F_p , кН	Тиск p , МПа	
	стаціонарні машини	мобільні машини
10	1,6	1,6; 2,5
10 ... 20	1,6	2,5; 4,0
20 ... 30	2,5	4,0; 6,3
30 ... 50	4,0	6,3; 10,0
50 ... 100	6,3; 10,0	10,0; 12,5
100	12,5; 16,0	16,0; 20,0

Діаметр поршня D визначають за формулою

$$D = \sqrt{4 \cdot F_p / \pi \cdot p}.$$

Одержане значення заокругляють до найближчого більшого із ряду: 10; 12; 16; 20; 25; 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) мм за чинним ДСТУ. В дужках вказані значення додаткового ряду.

Діаметр штока d зв'язаний із діаметром поршня співвідношенням:

$$d = K_m \cdot D,$$

де $K_{ш}$ – конструктивний коефіцієнт, який вибирається згідно величини робочого тиску рідини p (таблиця 4) [1, 2].

Таблиця 4 - Рекомендовані значення конструктивного коефіцієнта

p , МПа	1,6	2,5; 4,0	6,3; 10,0	>10
$K_{ш}$	0,3...0,35	0,36...0,4	0,41..0,7	0,7

Одержаний результат порівнюють з значеннями, рекомендованими ДСТУ і остаточно приймають d .

Довжину штока L приймають рівною

$$L \approx (2...4) \cdot \ell,$$

де ℓ – хід поршня, м.

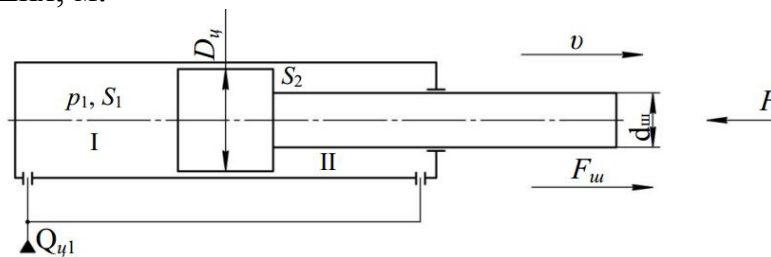


Рисунок 1 - Розрахункова схема гідроциліндра

Одержане значення завкругляють до найближчого більшого значення із ряду: ... 50; (55); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); 3000; (3150); 3350; (3750); 4000; (4250); (4500); (4750); 5000; (5300); (6000); 6300; (6700); (7100); (7500); 8000; (8500); (9000); (9500); мм за ДСТУ.

Висота поршня h залежить від його діаметра D і приймається в межах:

$$h = (0,2...1,0) \cdot D.$$

Більші значення коефіцієнта вибирають за малих значень D .

Ефективна площа поршня в безштоковій порожнині

$$S = \pi \cdot D^2 / 4.$$

Теоретична витрата, що забезпечує задану швидкість робочого ходу:

$$Q_T = S \cdot V,$$

де V – робоча швидкість.

Втрату рідини в гідроциліндрі одержимо із залежності

$$\Delta Q = K_{ем} \cdot p,$$

де $K_{ем}$ – коефіцієнт втрат; $K_{ем} = (0,5...1,5) \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{МПа}}$; p – робочий тиск, МПа.

Дійсна витрата рідини, що забезпечує задану швидкість робочого ходу

$$Q_0 = Q_T + \Delta Q.$$

Об'ємний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра знаходимо як відношення теоретичної і дійсної витрат рідини

$$\eta_0 = Q_T / Q_o.$$

Далі виконуємо уточнений розрахунок сили тертя з врахуванням геометричних розмірів гідроциліндра

$$F_{тр} = F_{тр.ш.} + F_{тр.п.},$$

де $F_{тр.ш.}$ і $F_{тр.п.}$ – сила тертя в ущільненнях відповідно штоку і поршня гідроциліндра, Н.

Для ущільнення можуть застосовуватися: кільця, манжети, щільники.

Металеві поршневі кільця (одне із найпростіших та довговічних ущільнень) використовуються в широкому діапазоні зміни температури та тиску. Ступінь герметичності залежить від кількості кілець в ущільненні. В залежності від робочого тиску та діаметра ущільнюваного з'єднання кількість кілець приймається від 2 до 9.

Сила тертя при ущільненні металевими поршневими кільцями визначається за формулою

$$F_{тр.пк} = \pi \cdot d_{ущ} \cdot b \cdot (ip_k + p) \cdot f,$$

де $d_{ущ}$ – діаметр ущільнюваного з'єднання, м; b – товщина кільця, ($b = (1 \dots 6) \cdot 10^{-3}$ м); i – кількість кілець, шт; p_k – контактний тиск кільця, Па ($p_k = (1 \dots 2) \cdot 10^5$ Па [1]); p – робочий тиск, Па; f – коефіцієнт тертя; $f = 0,07$ [1].

Гумові кільця використовуються для ущільнення рухомих з'єднань при $p \leq 20$ МПа в діапазоні температур $-50 \dots 100^\circ\text{C}$.

$$F_{тр.гк} = \pi \cdot d_{ущ} \cdot b \cdot p \cdot f \cdot i.$$

Коефіцієнт тертя f можна прийняти в межах $f = 0,144 \dots 0,265$, а $b = (1 \dots 6) \cdot 10^{-3}$ м.

Щільники використовуються в гідравлічних пресах, гідроциліндрах, насосах та в деякій апаратурі.

$$F_{тр.щ} = \pi \cdot d_{ущ} \cdot \ell \cdot \kappa,$$

де ℓ – товщина щільника, м; κ – напруження тертя, $\kappa = 0,04 \dots 0,13$ МПа [1].

Товщину щільника можна розрахувати за залежністю

$$\ell = (1,5 \dots 2,5) \cdot \sqrt{d_{ущ}}.$$

Манжетне ущільнення використовують при $p \leq 50$ МПа, швидкостях руху $V < 20$ м/с, в діапазоні зміни температур $-50 \dots +100^\circ\text{C}$. Матеріалом, з якого виготовляють манжети, може бути: шкіра (при $p \leq 10$ МПа; $-20^\circ\text{C} < t < +70^\circ\text{C}$); спеціальний вид гуми (при $p \leq 32$ МПа; $-35^\circ\text{C} < t < +80^\circ\text{C}$); синтетичні матеріали (при $p \leq 50$ МПа; $30^\circ\text{C} < t < +60^\circ\text{C}$).

Сила тертя в ущільненнях із U-подібних манжет

$$F_{тер.м} = \pi \cdot d_{ущ} \cdot b \cdot (p + p_k) \cdot f.$$

Коефіцієнт тертя f можна прийняти [1]: для шкіри 0,06...0,08; для гуми 0,1...0,13; для капрону 0,02...0,03, контактний тиск $p_k = 2...5$ МПа, товщину $b=5...10$ мм [1].

Під час вибору ущільнення враховують: тиск в гідросистемі, діапазон зміни робочих температур, характер і швидкість з'єднаних деталей, тип робочої рідини.

Механічний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра

$$\eta_M = (F_p - F_{тр}) / F_p.$$

Повний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра рівний:

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_0.$$

Потужність, що споживається гідроциліндром

$$N_p = Q_d \cdot p.$$

Ефективна потужність гідроциліндра рівна:

$$N_e = F \cdot V.$$

Правильність вибраних конструктивних параметрів перевіряють за нерівністю

$$N_e \geq N_p \cdot \eta.$$

Розбіжність між N_e і $N_p \cdot \eta$ вважається допустимою, якщо вона складає 5...10 %.

2.3.2 Розрахунок поворотного гідродвигуна

За заданим корисним моментом M на валу поворотного гідродвигуна визначають розрахунковий момент M_p

$$M_p = M + M_{тр},$$

де $M_{тр}$ – момент сили тертя, Нм.

Попередньо можна прийняти $M_{тр} = (0,1...0,2)M$.

Питомий робочий об'єм (на одиницю кута повороту) $q = M_p / p$,

де p – робочий тиск рідини в гідродвигуні, Па.

Питомий робочий об'єм q і геометричні розміри гідродвигуна (рисунок 2) зв'язані між собою наступною залежністю:

$$q = \frac{R^2 - r^2}{2} \cdot b,$$

де R – радіус лопатки, м; r – радіус маточини, м; b – довжина лопатки, м;

Геометричні розміри поворотного гідродвигуна рекомендується проектувати за конструктивними співвідношеннями:

$$r / R = m_1; \quad b / R = m_2.$$

Величини співвідношень вибирають в межах: $m_1 = 0,2...0,25$; $m_2 = 0,15...0,3$ [3]. Менші значення коефіцієнтів m_1 і m_2 - для малих значень перепаду робочого тиску p .

Отже, питомий робочий об'єм можна виразити через співвідношення m_1 і m_2

$$q = \frac{m_2 \cdot R^3}{2} \cdot (1 - m_1^2).$$

Звідки радіус лопатки

$$R = \sqrt[3]{\frac{2q}{(1 - m_1^2) \cdot m_2}}.$$

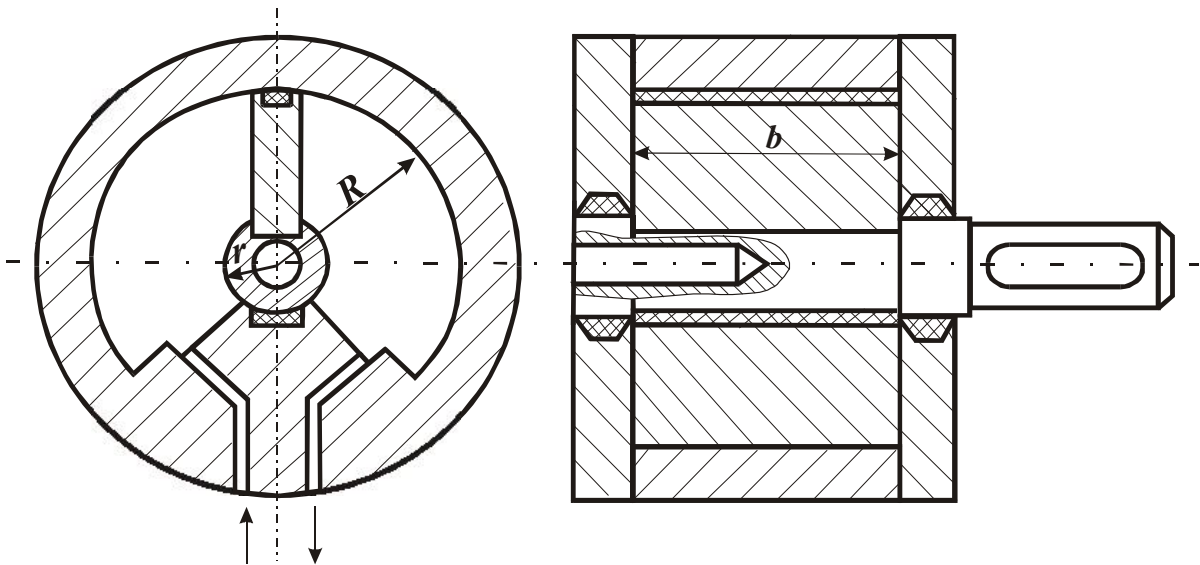


Рисунок 2 - Розрахункова схема поворотного гідродвигуна

Одержане значення закругляють до найближчого більшого із ряду стандартних радіусів 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 62,5; 80; 100; 125; 160; 200 мм (ДСТУ).

Радіус маточини розраховують за формулою $r = R \cdot m_1$, а потім закругляють до найближчого більшого із ДСТУ.

Ширина маточини рівна $b = R \cdot m_2$.

Теоретичну витрату рідини, що споживається гідродвигуном, знаходять за формулою

$$Q_T = q \cdot \omega,$$

де ω - кутова швидкість повертання лопатки, рад/с.

Втрату рідини, дійсну витрату та об'ємний коефіцієнт корисної дії розраховують за формулами наведеними в пункті 2.3.1.

Уточнений момент сили тертя визначають з врахуванням геометричних розмірів гідродвигуна

$$M_{тр} = F_{тр.л} \frac{R+r}{2} + (F'_{тр.с} + 2F''_{тр.с})r,$$

де $F_{тр.л}$ – сила тертя в ущільненнях лопатки, Н; $F'_{тр.с}$ і $F''_{тр.с}$ – сила тертя в

ущільненнях маточини, відповідно, вздовж вала поворотного гідродвигуна і в насадкових місцях, Н.

Ущільнення насадкових місць маточини може виконуватися щільниками, манжетами чи гумовими кільцями. Сила тертя в цих ущільненнях $F''_{\text{тр.с}}$ визначається за відповідними формулами, наведеними в пункті 2.3.1.

Ущільнення лопатки та маточини вздовж вала гідродвигуна найчастіше здійснюється щільниками, сила тертя в яких визначається за формулою

$$F_{\text{тр.л}} = F'_{\text{тр.с}} = b\ell k,$$

де b – довжина лопатки, м; ℓ – товщина щільника, м;

$\ell = (6 \dots 13) \cdot 10^{-3}$ м; k – коефіцієнт питомого тертя, Па; $k = (0,4 \dots 1,3) \cdot 10^5$ Па [1].

Механічний коефіцієнт корисної дії гідродвигуна

$$\eta_M = \frac{M_p - M_{\text{тр}}}{M_p}.$$

Повний коефіцієнт корисної дії визначається згідно пункту 2.3.1.

Значення потужності, що споживається гідроциліндром, знаходять за формулою

$$N_p = p \cdot q \cdot \omega.$$

Ефективна потужність гідроциліндра рівна

$$N_e = M \cdot \omega.$$

Правильність вибраних конструктивних параметрів перевіряють за нерівністю

$$N_e \geq N_p \cdot \eta.$$

Розбіжність між N_e і $N_p \cdot \eta$ вважається допустимою, якщо вона складає 5...10 %.

2.3.3 Розрахунок радіально-поршневого гідромотора

Розрахунковий момент M_p , що розвивається гідромотором, визначається аналогічно, як і для поворотного гідродвигуна (пункт 2.3.2).

Робочий об'єм гідромотора

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_p}{p},$$

де p – робочий тиск, Па.

Геометричні розміри радіально-поршневого гідромотора (рисунок 3) визначаємо в такому порядку.

$$\text{Діаметр поршнів ротора } d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot q}{\pi \cdot m_3 \cdot z}},$$

де q – обочий об'єм, м³; z – кількість поршнів в блоці, шт; приймається рівною $z = 5; 7; 9; 11$ шт.; m_3 – конструктивний коефіцієнт, який приймається рівним в межах $0,6 \dots 1,5$.

Одержане значення закругляють до найближчого більшого із ряду стандартних діаметрів за ДСТУ.

Хід поршня $h = m_3 \cdot d$.

Розраховане значення ходу поршня також закругляють до стандартного за ДСТУ.

Ексцентриситет статора звичайно приймають

$$\varepsilon = 0,5h.$$

Діаметр ротора D_p зв'язаний з ходом поршня h співвідношенням

$$D_p = (10 \dots 20)h.$$

Одержане значення закругляють до стандартного за ДСТУ.

Діаметр статора визначається із залежності

$$D = 2h + D_p + (0,1 \dots 0,2)d.$$

Розраховане значення діаметра спочатку перевіряють за умовами роботи поршня без заклинювання та інтенсивного зношення його поверхні:

$$\varepsilon \leq 0,18D;$$

$$\varepsilon \leq 0,5d,$$

а потім закругляють до стандартного значення за ДСТУ. Якщо хоча б одна з умов роботи поршня без заклинювання не виконується, то розрахунок геометричних параметрів гідромотора повторюють із зміненими значеннями z та m_1 .

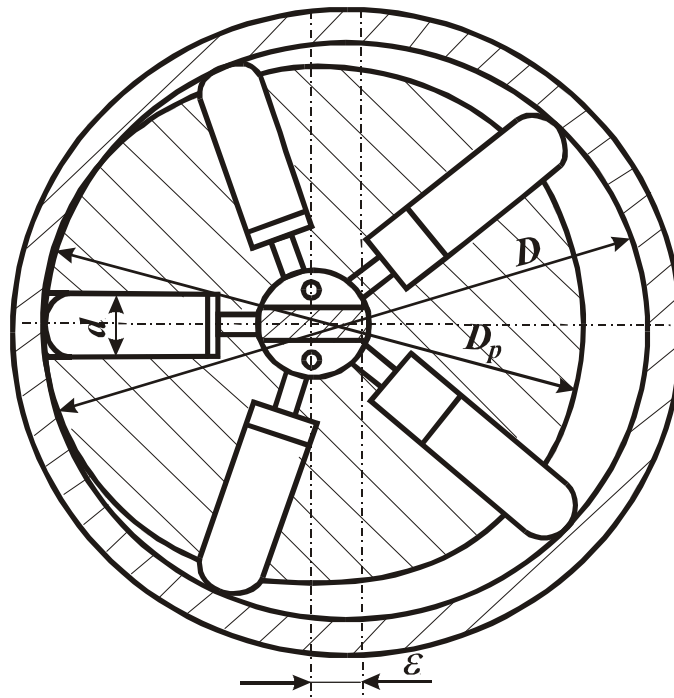


Рисунок 3 - Розрахункова схема радіально-поршневого гідромотора

Довжина поршня $L_n = (1,5...2,0) \cdot d + h$.

Одержане значення заокругляють до стандартного за ДСТУ.

Довжину циліндра L_u приймають більшою від довжини поршня L_n на величину $0,1d$, а потім заокругляють до найближчого більшого стандартного за ДСТУ.

Теоретичну витрату рідини, що споживається гідромотором, визначають за формулою

$$Q_T = q \cdot n,$$

де n – частота обертання вихідного валу гідромотора, s^{-1} ; q – робочий об'єм гідромотора, m^3 .

Втрати рідини, дійсну витрату та об'ємний коефіцієнт корисної дії визначають згідно пункту 2.3.1.

Момент сил тертя уточнюють з врахуванням геометричних розмірів гідромотора

$$M_{тр} = \frac{2q \cdot F_{тр}}{\pi^2 \cdot d^2},$$

де $F_{тр}$ – сила тертя в ущільненнях поршня, Н (дивись пункт 2.3.1).

Розрахунок механічного та повного коефіцієнтів корисної дії гідромотора приведені в пункті 2.3.2.

Потужність, що споживається гідромотором, рівна

$$N_p = Q_T \cdot p.$$

Ефективна потужність гідродвигуна визначається за формулою

$$N_e = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n.$$

Правильність вибраних конструктивних параметрів перевіряють за нерівністю

$$N_e \geq N_p \cdot \eta.$$

Розбіжність між N_e і $N_p \cdot \eta$ вважається допустимою, якщо вона складає 5...10 %.

2.3.4 Розрахунок аксіально-поршневого гідромотора

Розрахунковий момент M_p та робочий об'єм q визначається згідно пункту 2.3.3.

Визначення геометричних параметрів аксіально-поршневого гідромотора (рисунок 4) виконується в наступній послідовності.

Діаметр поршнів ротора

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot q}{\pi \cdot z \cdot m_4}},$$

де z – кількість поршнів в блоці, приймають рівною $z = 5, 7, 9, 11$ шт.;
 m_4 – конструктивний коефіцієнт, який рівний $m_4 = 0,3 \dots 1,2$.

Одержане значення завкругляють до найближчого більшого із ряду стандартних значень за ДСТУ.

Максимальний хід поршня визначається за формулою $h_{\max} = m_4 \cdot d$, а потім завкругляється до стандартного значення (ДСТУ).

Відстань між стінками сусідніх циліндрів в блоці хордою C приймається за нерівністю $C \geq 1,2d$, а мінімальна товщина стінки циліндра δ визначається із умови міцності $\delta \geq 0,2d$.

Діаметр дільного кола блоку циліндрів ротора

$$D = \frac{C + d}{\sin(\alpha / 2)},$$

де C – відстань між стінками сусідніх циліндрів по хорді, м; d – діаметр поршня, м; α – кут між центрами двох сусідніх циліндрів; $\alpha = \frac{360^\circ}{z}$.

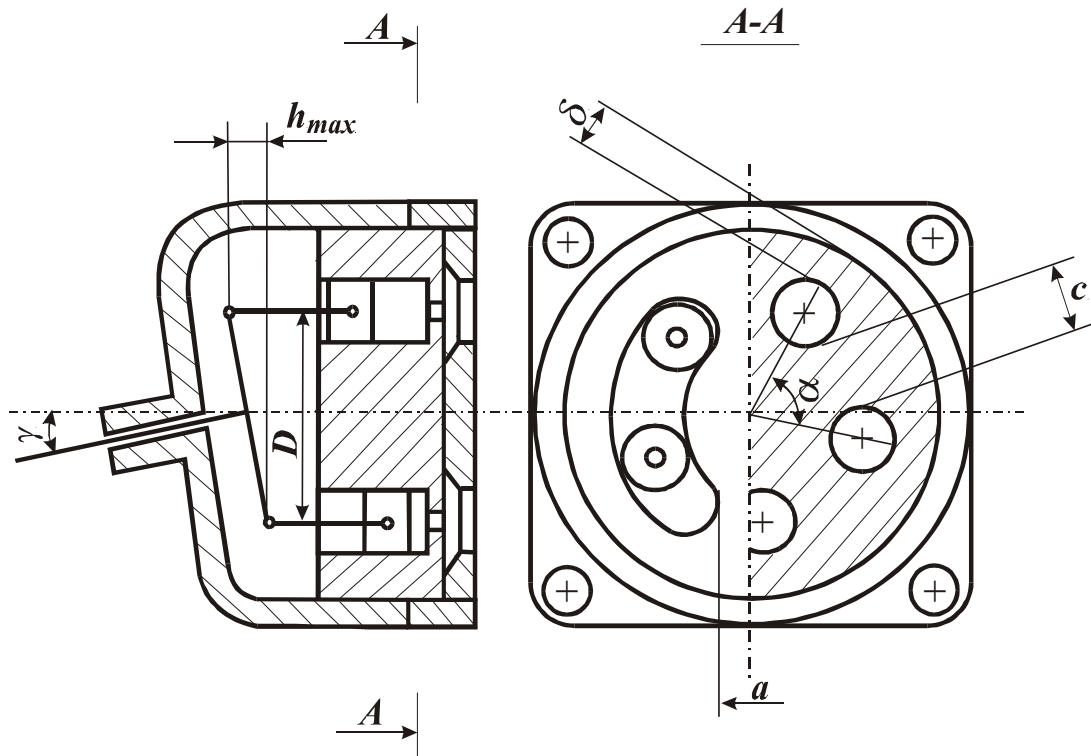


Рисунок 4 - Розрахункова схема аксіально-поршневого гідромотора

Одержане значення завкругляють до найближчого більшого стандартного згідно ДСТУ.

Діаметр перехідного отвору, що з'єднує поршень з розподільником, визначають із співвідношення $d_1 = (0,5 \dots 1)d$, а потім завкругляють до стандартного значення (ДСТУ).

Відстань, що розділяє порожнини високого і низького тисків, вибирають із залежності $a = (1,2 \dots 1,5)d$.

$$\text{Кут нахилу диску } \gamma = \arctg\left(\frac{h_{max}}{D}\right).$$

Теоретичну витрату рідини визначають згідно пункту 2.3.3, а втрати рідини, дійсну витрату та об'ємний коефіцієнт корисної дії гідромотора за пунктом 2.3.1.

Розрахунок механічного коефіцієнта корисної дії гідромотора наведений в пункті 2.3.2, а момента сил тертя - 2.3.3. Повний коефіцієнт корисної дії – пункт 2.3.1. Потужність, що споживається гідродвигуном та ефективна потужність – пункт 2.3.3.

Правильність вибраних конструктивних параметрів перевіряють за нерівністю

$$N_e \geq N_p \cdot \eta.$$

Розбіжність між N_e і $N_p \cdot \eta$ вважається допустною, якщо вона складає 5...10 %.

За результатами гідравлічних розрахунків гідродвигуна вибирається його прототип [3] та викреслюється загальний вигляд на листі формату А3 з обов'язковими поздовжнім і повним або частковим поперечним розрізами.

2.4 Вибірання насоса та гідроапаратури

2.4.1 Вибірання насоса

Типорозмір насоса вибирається в залежності від способу регулювання гідроприводу, робочого тиску та необхідної подачі рідини. Для цього необхідно дотримуватись двох умов (додаток 2):

$$Q_{ном} \geq Q / \eta_{он}; \quad p_{ном} > p,$$

де $Q_{ном}$ – номінальна подача насосу; Q – витрата рідини в нагнітальному трубопроводі; $p_{ном}$ – номінальний тиск на виході із насоса; p – робочий тиск; $\eta_{он}$ – об'ємний к. к. д. насоса.

З врахуванням втрат рідини в гідроапаратах витрата в нагнітальному трубопроводі визначається із залежності

$$Q = Q_d + \sum \Delta Q_{Ai},$$

де Q_d – дійсна витрата рідини в гідродвигуні;

ΔQ_{Ai} – втрати рідини в і-тому гідроапараті, розміщеному між насосом і гідродвигуном.

Попередньо втрати рідини в гідроапаратах можна прийняти в наступних межах:

- розподільник 50-100 см³/хв;
- дросель 50-200 см³/хв;
- фільтр 50-100 см³/хв;
- зворотній клапан 0,08-0,25 см³/хв.

2.4.2 Вибірання гідроапаратів

Для вибирання типорозмірів гідроапаратури необхідно визначити діаметр умовного перерізу. Він встановлюється за дійсним внутрішнім діаметром прохідного отвору гідроапарата (таблиця 5).

Таблиця 5 - Співвідношення між умовними перерізами та дійсними внутрішніми діаметрами за ДСТУ

Діапазон дійсних внутрішніх діаметрів D_d , мм	9..11	11..14	14..18	18..22,5	22,5..28,5	28,5..36	36..45	45..57
Діаметр умовного перерізу D_y , мм	10	12	16	20	25	32	40	50

Дійсний діаметр внутрішнього перерізу визначають за формулою $D_d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V}}$, де Q – витрата рідини в нагнітальному трубопроводі, м³/с; V – допустима швидкість робочої рідини в отворі, $V = 5$ м/с [1].

Вибірання гідроапаратури виконується з дотриманням наступних умов (додатки 3, 4, 5, 6):

- розподільник, дросель, фільтр - $Q_{ном} \geq Q$; $p_{ном} \geq p$; $D_y^T \geq D_y$;
- напірний клапан - $Q_{ном} \geq Q$; $D_y^T \geq D_y$, крім цього верхня межа діапазону тиску обмеження повинна співпадати з робочим тиском в системі гідроприводу;
- манометр - $p_e \approx 2p/3$.

Тут $Q_{ном}$ – номінальна витрата робочої рідини в гідроапараті; $p_{ном}$ – номінальне значення тиску в гідроапараті; p – значення тиску в гідролінії, де встановлений гідроапарат; p_e – верхня межа замірів тиску манометром; D_y^T і D_y – табличний і дійсний діаметри умовного перерізу за ДСТУ.

2.5 Вибірання робочої рідини

При вибиранні робочої рідини необхідно керуватися:

- діапазоном робочих температур;
- тиском в гідросистемі;
- швидкостями руху виконувальних механізмів;
- умовами експлуатації гідросистеми.

В гідроприводах, призначених для роботи в стабільних температурних умовах (в приміщенні), як робочу рідину використовують індустріальні оливи И-20, И-30, И-45 та інші. В гідроприводах дорожніх та лісових машин рекомендується використовувати робочі рідини ВГМЗ, МГ-30, веретенну оливу марки АУ, а також рідини ДП-8 (зимою) та ДП-11 (літом) (додаток 7).

Температура загустіння робочої рідини повинна бути на 15-20° нижча від мінімальної температури навколишнього середовища.

2.6 Розрахунок трубопроводів

2.6.1 Визначення діаметрів трубопроводів

Для зменшення ваги та вартості гідроприводу і забезпечення міцності трубопроводів їх діаметри необхідно приймати щонайменшими. Але зменшення діаметра пов'язане із збільшенням швидкості руху рідини і, як наслідок, збільшенням втрат тиску. Тому для кожного виду трубопроводу встановлені оптимальні значення швидкостей (таблиця 6), згідно яких визначаються внутрішні діаметри трубопроводів.

Таблиця 6 - Рекомендовані значення швидкостей

Вид трубопроводу	всмоктувальний	зливний	нагнітальний з тиском, МПа			
			2,5	6,3	16	32
Швидкість V_i , м/с	1,6	2,0	2,0	3,2	4,0	5,0

Попередньо величину внутрішнього діаметра трубопроводу можна визначити за формулою

$$d_B = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_i}}$$

де d_B – внутрішній діаметр трубопроводу, м; Q – подача рідини в трубопроводі, м³/с; V_i – швидкість руху рідини в трубопроводі, м/с (таблиця 6).

В гідроприводах використовуються трубопроводи:

- сталі безшовні холодно-тягнені;
- мідні;
- гнучкі високого тиску за.

Тип трубопроводів визначається завданням. У випадку використання гнучкого трубопроводу кінцевий вибір внутрішнього діаметра визначається

в залежності від тиску, як найближче значення до величини d_B (додаток 9). За умови використання сталюого чи мідного трубопроводу спочатку необхідно визначити товщину стінки труби δ за формулою

$$\delta = \frac{p \cdot d_B}{2\sigma},$$

де p – тиск в трубопроводі; σ – допустиме напруження на розривання матеріалу трубопроводу (для сталі $20 \sigma = 140$ МПа; для міді $\sigma = 90$ МПа; [4])

Потім розраховують попереднє значення зовнішнього діаметра

$$d_3 = d_B + 2\delta.$$

Остаточні значення d_3^D і d^D вибирають згідно додатку 10, як найближчі більші до розрахованих величин. Остаточні значення внутрішнього діаметру визначають за формулою $d_B^D = d_3^D - 2\delta^D$.

2.6.2 Визначення дійсних швидкостей руху рідини в трубопроводах

Дійсні швидкості руху рідини в трубопроводах визначають за формулою

$$V_i^D = \frac{4Q}{\pi \cdot d_{B i}^D{}^2},$$

де V_i^D – дійсна швидкість руху рідини в i -му трубопроводі, м/с; $d_{B i}^D$ – дійсний внутрішній діаметр i -го трубопроводу, м.

2.7 Визначення тиску нагнітання

Тривала робота насоса можлива тільки за умови, коли

$$p_{ном} \geq p_n,$$

де $p_{ном}$ – номінальна величина тиску, що створюється насосом; p_n – фактична величина тиску нагнітання (на виході із насосу).

Тому виникає необхідність у визначенні фактичної величини p_n

$$p_n = \Delta p_{гд} + \Delta p_{наг} + \Delta p_{зл} + \sum \Delta p_{Ai},$$

де $\Delta p_{гд}$ – перепад тиску в гідродвигуні, Па;

$\Delta p_{наг}$ – втрати тиску в нагнітальному трубопроводі, Па;

$\Delta p_{зл}$ – втрати тиску в зливному трубопроводі, Па;

Δp_{Ai} – втрати тиску в i -му гідроапараті, Па.

Для гідроциліндра – $\Delta p_{гд} = \frac{F}{S}$; для гідромотора – $\Delta p_{гд} = \frac{M \cdot 2\pi}{q}$; для поворотного гідродвигуна – $\Delta p_{гд} = \frac{M}{q}$.

2.7.1 Визначення втрат тиску в трубопроводах

Втрати тиску в трубопроводах визначають за формулою

$$\Delta p_i = \left(\lambda_i \frac{\ell_i}{d_{вi}^5} + \sum \zeta_i \right) \cdot V_i^5 \frac{\rho}{2},$$

де λ_i – коефіцієнт гідравлічного тертя; ℓ_i – довжина трубопроводу, м; $d_{вi}^0$ – дійсний внутрішній діаметр трубопроводу, м; V_i^0 – дійсна швидкість руху рідини в трубопроводі, м/с; ρ – густина робочої рідини, кг/м³; $\sum \zeta_i$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів (кутників), кількість яких вказана в завданні на курсову роботу.

Коефіцієнти місцевих опорів ζ_i приймають згідно рекомендацій [2, с. 114-115], а коефіцієнт гідравлічного тертя λ в залежності від числа Рейнольдса визначають за однією із наступних формул:

- $Re < 2320$ $\lambda = 64/Re$;
- $2320 < Re$ $\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d_e^0} \right)^{0,25}$,

де Re – число Рейнольдса; Δ – еквівалентна шорсткість трубопроводу, м (таблиця 9).

Таблиця 9 - Значення еквівалентної шорсткості для трубопроводів

Вид трубопроводу	Стальний безшовний новий	Із кольорових металів новий	Гнучкий рукав
Δ , мм	0,02...0,05	0,001...0,01	0,03...0,05

2.7.2 Втрати тиску в гідроапаратах

Втрати тиску в гідроапаратах рохраховують за формулою

$$\Delta p_a = \frac{Q^2 \cdot \Delta p_m}{Q_{ном}^2},$$

де Q – витрата рідини в трубопроводі, де встановлений гідроапарат, м³/с; $Q_{ном}$ – номінальна витрата рідини в гідроапараті, м³/с; Δp_m – перепад тиску в гідроапараті за номінальної витрати, Па;

Перепад тиску в фільтрі

$$\Delta p_\phi = \frac{Q \cdot \Delta p_m}{Q_{ном}}.$$

2.8 Розрахунок потужності гідроприводу

Ефективна потужність гідроприводу:

- зворотньо-поступального руху $N_e = F \cdot V$;
- зворотньо-поворотного чи обертового руху $N_e = M \cdot 2\pi \cdot n$.

Потужність, підведена до валу насоса

$$N_n = \frac{p_n Q}{\eta_n},$$

де p_n – тиск на виході із насоса, Па; Q – витрата рідини в нагнітальному трубопроводі, м³/с; η_n – повний коефіцієнт корисної дії насоса.

Коефіцієнт корисної дії гідроприводу рівний $\eta = \frac{N_e}{N_n}$.

2.9 Розрахунок гідробака

Гідробак повинен забезпечити розміщення необхідного запасу рідини та її охолодження шляхом передачі тепла в навколишнє середовище .

Розміри гідробака встановлюють з дотриманням наступних умов:

1) підтримання температури робочої рідини не вище максимально-допустимої (тепловий розрахунок);

- для стаціонарних машин, що працюють в приміщенні:
 - 2) забезпечення 2...3-хвилинної подачі насоса;
 - 3) вмістимості не менше, як 3-х об'ємів рідини, що циркулює в гідросистемі;

- для стаціонарних машин, що працюють на відкритому повітрі:
 - 2) забезпечення хвилинної подачі насоса;
 - 3) вмістимості не менше, як 1,5...2 об'ємів рідини, що циркулює в гідросистемі;

- для мобільних машин, що працюють на відкритому повітрі:
 - 2) забезпечення 0,3...1-хвилинної подачі насоса;
 - 3) вмістимості не менше, як 1,5...2 об'ємів рідини, що циркулює в гідросистемі.

Об'єм рідини, що циркулює в гідросистемі, визначають за залежністю

$$W_c = q_n + q_d + \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot l_n + \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot l_3,$$

де q_n і q_d – робочі об'єми відповідно насоса і гідродвигуна; d_n і d_3 – внутрішні діаметри відповідно нагнітального і зливного трубопроводів; l_n і l_3 – довжини відповідних трубопроводів.

Із умови рівності притоку тепла до рідини і відведення його в навколишнє середовище визначається об'єм гідробака. Для цього використовують наступні допущення:

1) теплота, що виділяється від роботи гідроприводу без навантаження, не враховується;

2) теплота, що виділяється під час роботи гідроприводу під навантаженням, передається рідині і відводиться від неї в навколишнє середовище тільки через стінки гідробака;

3) з врахуванням вказаних допущень розрахункові формули приймають вигляд:

$$\Theta = \frac{3,6 \cdot (N_n - N_e) \cdot t_n}{t_u},$$

де Θ – кількість теплоти, що передається рідині за одиницю часу, кДж/год;
 N_n – повна потужність гідроприводу, кВт; N_e – ефективна потужність гідроприводу, кВт; t_n – тривалість роботи гідроприводу під навантаженням, год; t_u – тривалість робочого циклу гідроприводу, год.

Для розрахунку величини Θ приймаємо $t_n/t_u \approx 0,5$, а коефіцієнт теплопередачі - згідно рекомендації [1] в залежності від умов розташування та конструкції гідробака:

- в опалюваному приміщенні $K = 17 \dots 35$ кДж/м²·год·°С;
- з зовні приміщення $K = 42 \dots 63$ кДж/м²·год·°С;
- обдувається вітром $K = 63 \dots 84$ кДж/м²·год·°С;
- з примусовим повітряним охолодженням $K = 84$ кДж/м²·год·°С;
- обладнаний теплообмінником з водяним охолодженням $K = 410,7$ кДж/м²·год·°С.

Максимально-допустиму температуру робочої рідини можна прийняти в межах $T_{\max}^d = 50 \dots 60$ °С.

Об'єм бака (в літрах) визначають за формулою

$$W = \sqrt{\left(\frac{\Theta}{0,054 \cdot K \cdot (T_{\max}^d - T)} \right)^3}.$$

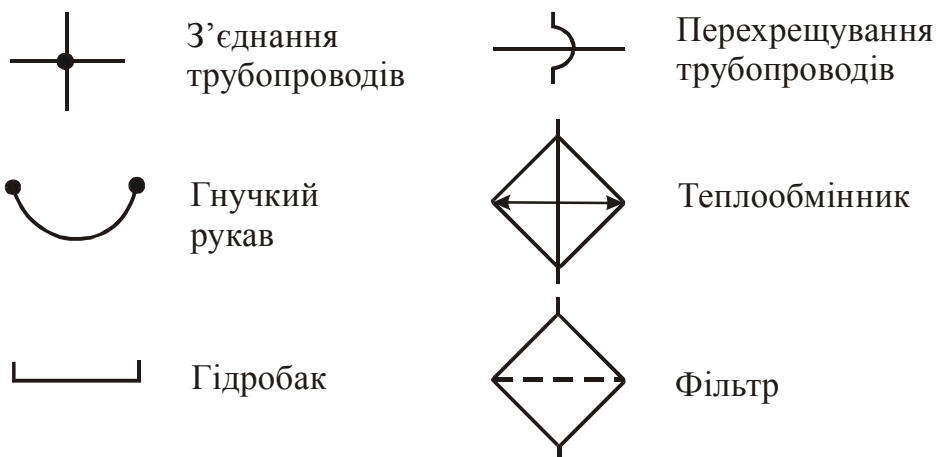
Якщо об'єм бака виявиться надто великим, то необхідно передбачити встановлення теплообмінника з водяним чи повітряним охолодженням.

Одержане значення W закругляють до найближчого більшого із ряду номінальних об'ємів гідробаків за ДСТУ: 25; 40; 63; 100; 125; 150; 200; 250; 320; 400; 500; 630 л.

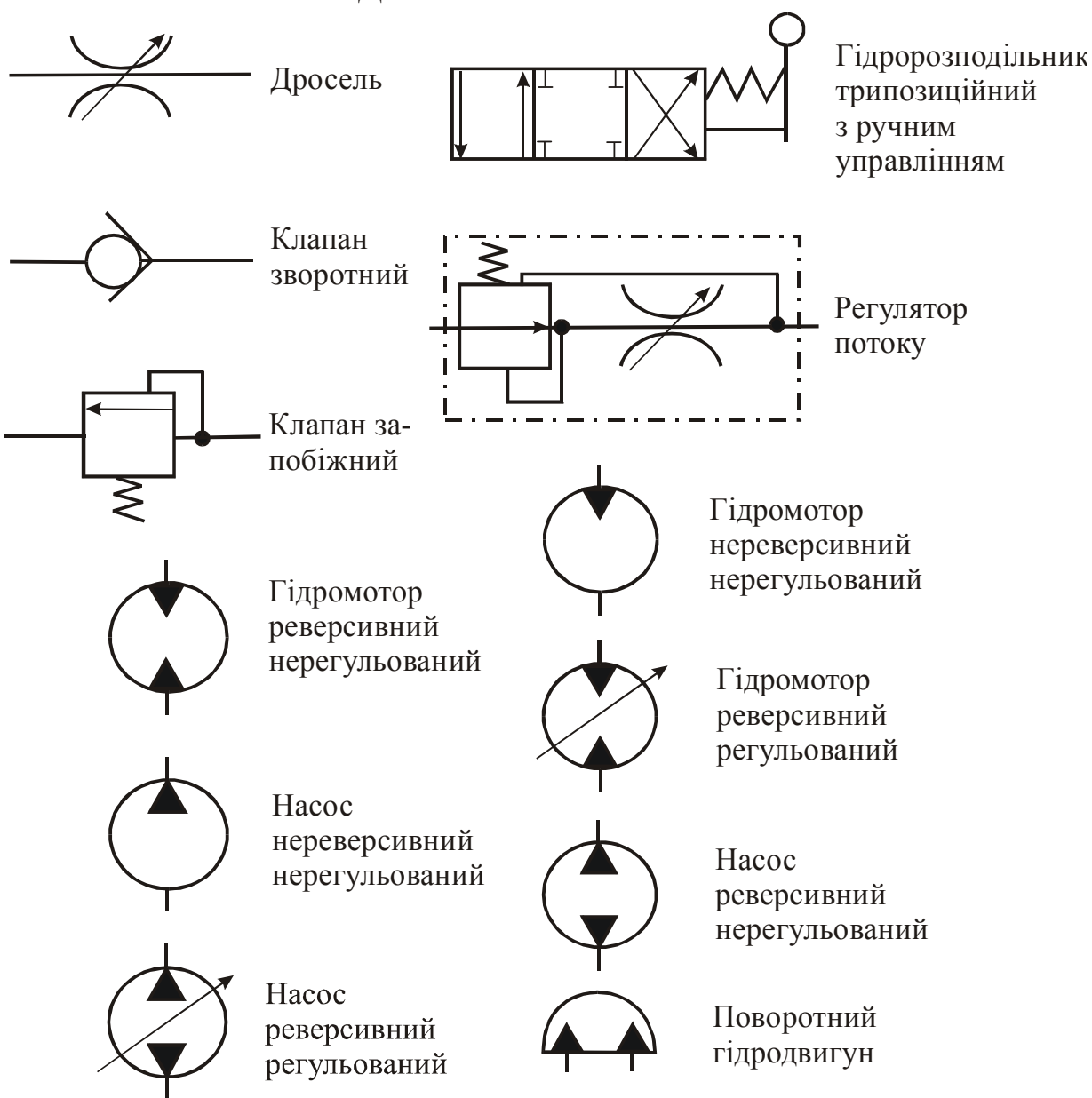
За результатами виконаних розрахунків та обґрунтувань виконується креслення принципової схеми гідроприводу із специфікацією основних елементів.

Додаток 1-Умовні позначення елементів гідроприводу на принциповій схемі





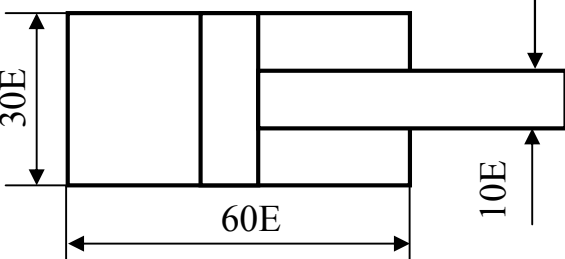

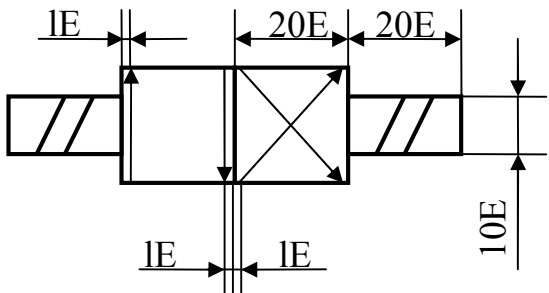
ДСТУ Б А.2.4-1:2009; ДСТУ Б А.2.4-8:2009;
ДСТУ ISO 1219-1:2018



ДЕСТ 2.781-68



**Розміри основних елементів умовних графічних позначень
(ДСТУ ISO 1219-1:2018)**

Назва	Позначення
1. Основна гідролінія	 E*
2. Допоміжна гідролінія	 E/2
3. Дренажна гідролінія	 E/2
4. Головка важіля	 $\approx 5E$
5. Елемент зворотнього клапана	 $\approx 10E$
6. Насос, гідродвигун, манометр	 $\approx 20E$
7. Клапан тиску, фільтр, теплообмінник	 20E
8. Гідроциліндр	 30E, 60E, 10E
9. Елемент поворотного гідродвигуна, дроселя	 R=10E
10. Гідророзподільник	 1E, 20E, 20E, 10E

Примітка: * E - товщина основної лінії.

Додаток 2 - Параметри роторних насосів

Типорозмір насосу	Робочий об'єм, см ³	Номінальний тиск, МПа	Частота обертання, хв ⁻¹	Номінальна подача, л/хв	Коефіцієнт корисної дії	
					повний	об'ємний
1	2	3	4	5	6	7
Пластинчасті нерегульовані						
Г12-31АМ	8	6,3	960	5,8	0,58	0,76
Г12-31М	12,5	6,3	960	9,7	0,65	0,81
Г12-32АМ	16	6,3	960	12,7	0,7	0,83
Г12-32М	25	6,3	960	21,1	0,78	0,88
Г12-33АМ	32	6,3	960	27,8	0,81	0,91
Г12-33М	40	6,3	960	35,7	0,85	0,93
Г12-24АМ	63	6,3	960	53,8	0,8	0,89
Г12-24М	80	6,3	960	70	0,82	0,91
Г12-25АМ	125	6,3	960	110,4	0,85	0,92
Г12-25М	160	6,3	960	142,8	0,85	0,93
Г12-26АМ	224	6,3	960	204,2	0,87	0,95
БГ12-21АМ	5	12,5	1500	5,4	0,55	0,72
БГ12-21М	8	12,5	1500	9	0,6	0,75
БГ12-22АМ	12,5	12,5	1500	14,6	0,66	0,78
БГ12-22М	16	12,5	1500	19,4	0,7	0,81
БГ12-23АМ	20	12,5	1500	25,3	0,75	0,85
БГ12-23М	25	12,5	1500	33	0,8	0,88
БГ12-24АМ	45	12,5	1500	56	0,76	0,83
БГ12-24М	56	12,5	1500	73,9	0,77	0,88
БГ12-25АМ	80	12,5	1500	102	0,85	0,9
БГ12-41Б	3,2	10	1500	3,3	0,4	0,69
БГ12-41А	5	10	1500	6	0,523	0,8
БГ12-41	8	10	1500	10,4	0,65	0,87
БГ12-42	12,5	10	1500	16,7	0,71	0,89
Аксіально-поршневі нерегульовані						
НПА-64	64	6,3	1460	89,7	0,696	0,92
Г13-35М	71	16	1500	100	0,88	0,95
Г13-36М	140	16	1500	200	0,885	0,96
210-12	11,2	16	1450	16	0,94	0,965
210-16	28,1	16	1450	35	0,94	0,96
210-20	34,8	16	1450	53	0,94	0,96
210-25	107	16	1450	160	0,94	0,967
210-32	225	16	1480	320	0,95	0,974
НАГ-4/320	4	32	1440	5	0,84	0,88

Продовження додатку 2

1	2	3	4	5	6	7
НА-6,3/320	6,3	32	1440	8	0,84	0,89
НА-10/320	10	32	1440	13	0,84	0,90
НА-16/320	16	32	1440	20	0,84	0,90
НА-20/320	20	32	1440	26,5	0,85	0,92
РНА-22/320	32	32	1440	33	0,85	0,92
НА-40/320	40	32	1440	53	0,85	0,92
НА-50/320	50	32	1450	67	0,85	0,92
РНА-63/320	63	32	1450	84	0,85	0,92
НА-80/320	80	32	1450	107	0,85	0,922
РНА-90/320	90	32	1450	123	0,86	0,93
НА-100/320	100	32	1450	135	0,86	0,981
РНА-125/320	125	32	1450	169	0,86	0,932
НА-160/320	160	32	1450	216	0,86	0,931
НА-200/320	200	32	1450	270	0,87	0,932
РНА-250/320	250	32	1450	340	0,88	0,94
НА-320/320	320	32	960	288	0,89	0,94
НА-400/320	400	32	960	360	0,88	0,94
Шестерневі нерегульовані						
НШ-10Е	10	10	1650	14	0,75	0,83
НШ-32У	32	10	1650	44	0,76	0,83
НШ-46У	46	10	1650	64	0,79	0,85
НШ-50К	50	16	1920	80	0,82	0,90
НШ-67К	67	12,5	1920	110	0,84	0,90
НШ-98К	98	12,5	1700	150	0,87	0,92
БГП-22А	11,2	2,5	1500	12,3	0,54	0,76
БГП-22	16	2,5	1500	18	0,56	0,78
БГП-23А	22,4	2,5	1500	26	0,64	0,80
ГП-23	32	2,5	1500	38	0,68	0,82
ГП-24А	40	2,5	1500	50	0,72	0,88
ГП-24	56	2,5	1500	72	0,74	0,89
Пластинчасті регульовані						
Г12-53АМ	20	4-6,3	1500	25,5	0,73	0,85
Г12-54АМ	45	4-6,3	1500	58	0,74	0,86
Г12-55АМ	80	4-6,3	1500	105,6	0,8	0,88
2Г12-55АМ	80	2,5-4	1500	108	0,67	0,9
НРлР20/16	4-20	6,3-16	1450	24	0,69	0,82
НРлР50/16	10-50	6,3-16	1450	63,5	0,7	0,87
НРлР80/16	16-80	6,3-16	1450	97	0,74	0,83
НРлР125/16	25-125	6,3-10	1450	152	0,74	0,84

Продовження додатку 2

1	2	3	4	5	6	7
Аксіально-поршневі та радіально-поршневі регульовані						
2Г15-15	140	6,3	960	200	0,79	0,87
НР450/100	450	10	960	450	0,85	0,90
НР224/100	224	10	960	200	0,83	0,90
НР360/100	360	10	960	350	0,81	0,90

Додаток 3 - Параметри гідророзподільників

Параметр	Тип						
	Px6	Px10	P-102	B 16	P203	B22	P323
Діаметр умовного перерізу, мм	6	10	10	16	20	22	32
Номінальна витрата рідини, л/хв	16	33	40	100	160	160	400
Номінальний тиск, МПа	32	32	20	32	32	32	32
Втрати рідини, л/хв	0,1	0,1	0,1	0,16	0,2	0,24	0,3
Втрати тиску, МПа	0,2	0,5	0,7	0,3	0,5	0,15	0,6

Додаток 4 - Параметри напірних запобіжних клапанів

Параметр	Тип		
	Г54-32М	Г51-34М	Г54-35М
Діаметр умовного перерізу, мм	10	20	32
Номінальна витрата рідини, л/хв	32	125	200
Втрати рідини, л/хв	0,015; 0,025; 0,065; 0,1; 0,2	0,02; 0,035; 0,09; 0,14; 0,28.	0,03; 0,05; 0,125; 0,2; 0,28
Перепад тиску, МПа	0,2	0,6	0,6
Регульоване значення тиску, МПа	1; 2,5; 6,3; 10; 20		

Додаток 5 - Параметри дроселів

Параметр	Тип				
	МПГ55-12	М55-13А	МПГ55-24	МПГ55-1	МПГ55-25
Діаметр умовного перерізу, мм	10	15	20	32	32
Номінальна витрата рідини, л/хв	20	40	100	160	200
Номінальний тиск, МПа	6,3;10;20	10	20	6,3;10;20	20
Втрати тиску, МПа	-	-	0,2	-	0,2
Втрати рідини, л/хв	0,06	0,120	0,07	0,2	0,12

Додаток 6 - Параметри фільтрів

Типорозмір	Діаметр умовного перерізу, мм	Номінальна витрата, л/хв	Тонкість фільтрації, мкм	Перепад тиску, МПа	Номінальний тиск, МПа
Приймальні					
ФВСМ32-80/025	32	40	80	0,007	
ФВСМ63-80/025	63	100	80	0,007	
ФВСМ80-80/025	80	320	80	0,007	
Напірні					
	12	25	10;25;40	0,09	20
	20	63	10;25;40	0,12	20
	32	160	10;25;40	0,16	20
ФЮ $\frac{10-5}{6,3}$	10	8	5	0,06	6,3
ФЮ $\frac{16-25}{6,3}$	16	25	25	0,06	6,3
ФЮ $\frac{20-40}{6,3}$	20	63	40	0,1	6,3
Зливні					
ФС $\frac{3,2-25}{6,3}$	8	3,2	25	0,1	0,63
ФС $\frac{3,2-40}{6,3}$	8	3,2	40	0,1	0,63
ФС $\frac{25-25}{6,3}$	20	25	25	0,1	0,63
ФС $\frac{25-40}{6,3}$	20	25	40	0,1	0,63
ФС $\frac{100-25}{6,3}$	32	100	25	0,1	0,63
ФС $\frac{100-40}{6,3}$	32	100	40	0,1	0,63
ФС $\frac{400-25}{6,3}$	63	400	25	0,1	0,63
ФС $\frac{400-40}{6,3}$	63	400	40	0,1	0,63

Додаток 7 - Параметри робочих рідин

Марка	Коефіцієнт кінематичної в'язкості при 50°C, мм ² /с	Температура загустіння, °C	Густина, кг/м ³
И-30	30	-15	886-916
И-45	45	-10	888-920
И-50А	50	-20	910
Веретенне АУ	13	-45	886-896
ВМГЗ	10	-60	865
ДП-8	49,5	-25	918
ДП-11	80	-15	918

Додаток 8 - Параметри теплообмінників

Витрата рідини, л/хв	18	35	50	70	100
Потужність, що розсіюється повітряним теплообмінником в кВт при різниці температур робочої рідини в гідробаку та навколишнього середовища 1 °C	0,1	0,12	0,15	0,18	0,20
Робочий діапазон температур, °C	25...55				

Додаток 9 - Геометричні розміри гнучких трубопроводів

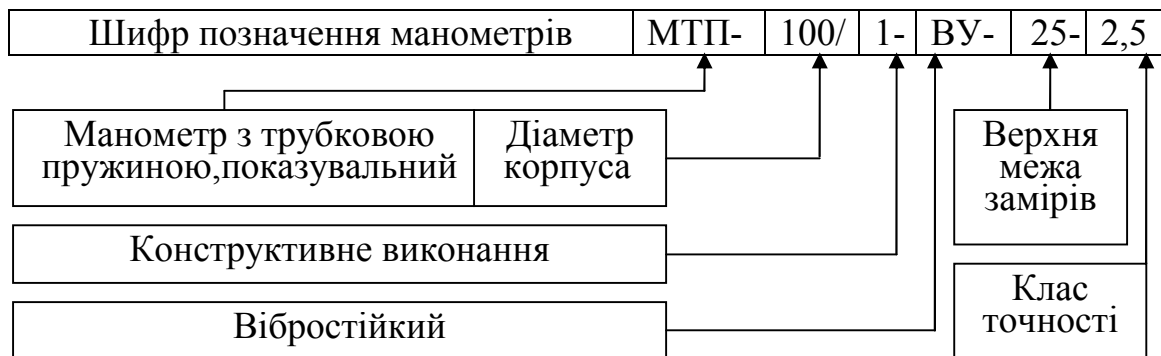
Марка	Розміри, мм		
	внутрішній діаметр	діаметр обплетення	зовнішній діаметр
ІЛ-6-190/115	6	12,8	16,5
ІЛ-8-165/100	8	14	18
ІЛ-10-150/90	10	16	20,5
ІІЛ-12-210/125	12	20,6	25
ІІЛ-16-165/100	16	24,6	29
ІІЛ-20-150/90	20	29	34
ІІІЛ-25-150/90	25	38,6	46

Додаток 10 - Геометричні розміри металевих трубопроводів

Вид трубопроводу	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм
мідний	6; 8; 10; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 22; 23; 24; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 42; 45; 50; 52; 53; 55; 58; 60; 62; 63; 65; 66; 68; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 115; 120; 130; 140; 150.	0,5; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0.
стальний безшовний холодно-тягнений	5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 42; 48; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250.	0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 11; 12; 13; 14; 16; 18; 20; 22; 24.

Додаток 11 - Параметри манометрів

Діаметр корпусу, мм	Клас точності	Верхня межа замірів тиску, МПа							
		1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10,0	16,0	25,0
25	-	+	+	+					
40	2,5	+	+	+	+	+	+	+	+
60	1,5;2,5;4	+	+	+	+	+	+	+	+
100	1;1,5;2,5	+	+	+	+	+	+	+	+
160	0,6;1;1,5	+	+	+	+	+	+	+	+
250	0,4	+	+	+	+	+	+	+	+



Додаток 12 - Взірці виконання креслення принципової схеми гідроприводу

КР.6.0902.000.001

Б1

Прозна	Найменування	К-сть	Примітка
ПТ1	Поворотний гідродвигун	1	
Р1	Розподільник	1	В 16
КЗ1	Запобіжний клапан	1	Г 51-34М
Н1	Насос	1	НРП90/16
Ф1	Фільтр	1	ФД 20-6.3.20
Б1	Гідробак	1	
М1	Манометр	1	МТМ-40/1654-В-25

КР.6.0902.000.001

Принципова схема гідроприводу	Лист 1 Маса 1 Максимум 1
----------------------------------	--------------------------------

Н/ПТУ: скрани
ст. гр. 1-31

КР.6.0902.000.001

Б1

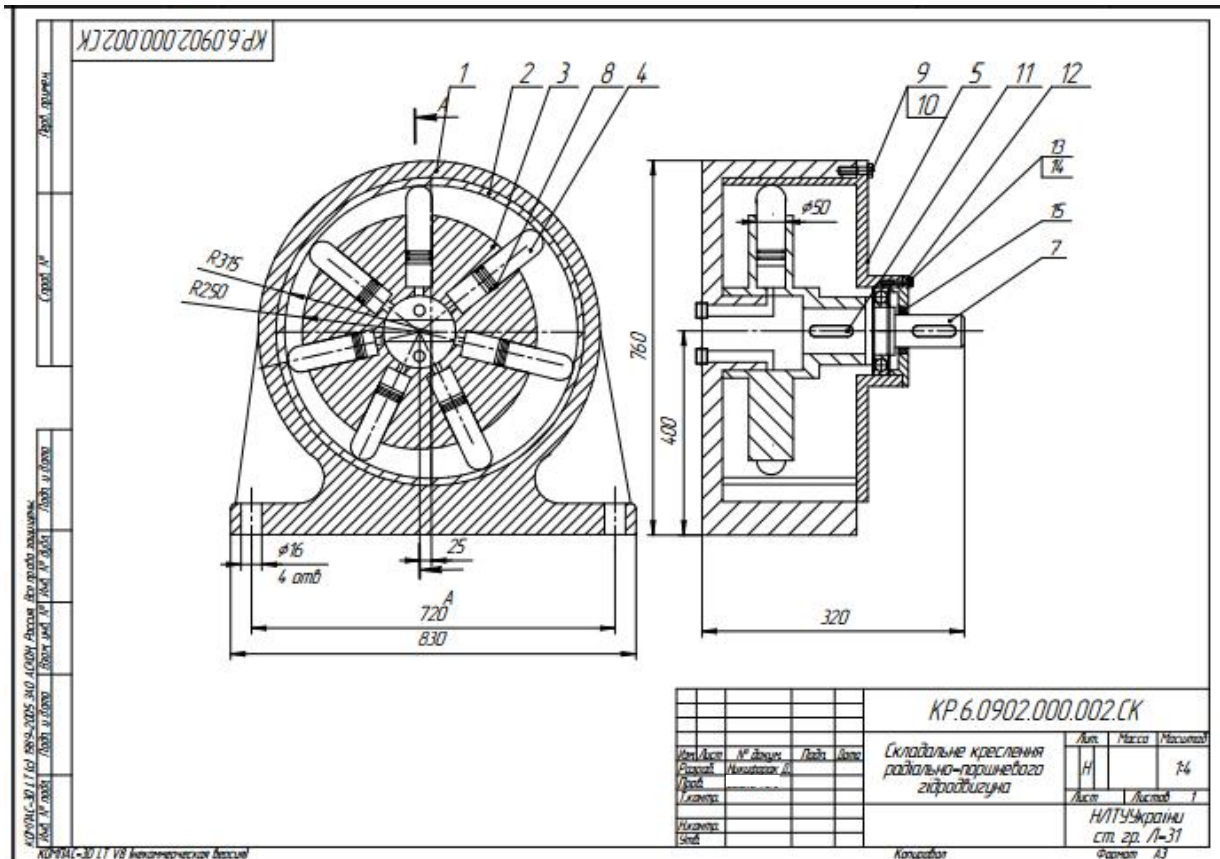
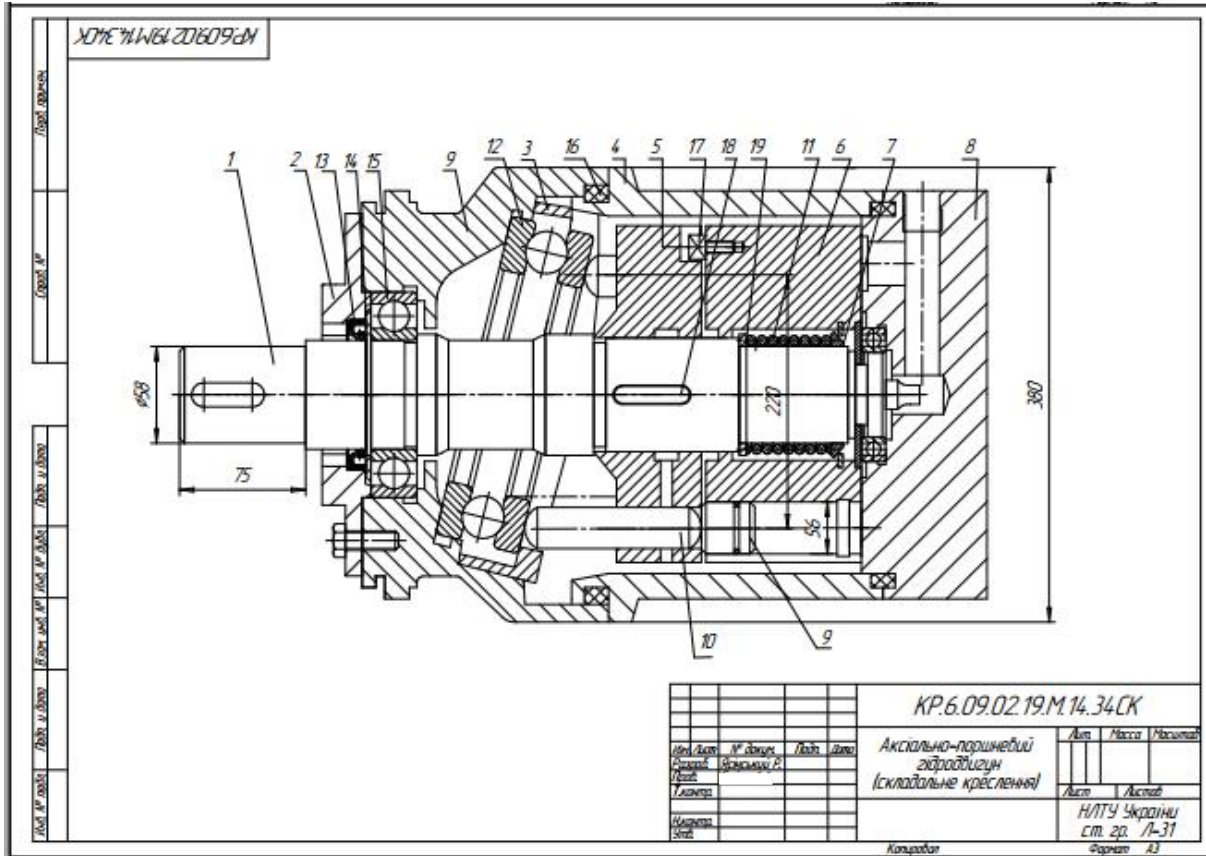
Прозна	Найменування	К-сть	Примітка
РП1	Радіально-поршневі гідродвигун	1	
Р1	Розподільник	1	В 16
КЗ1	Запобіжний клапан	1	Г 51-34М
Н1	Насос	1	НРП90/16
Ф1	Фільтр	1	ФВСМ-80М02.5
Б1	Гідробак	1	
М1	Манометр	1	

КР.6.0902.000.001

Принципова схема гідроприводу	Лист 1 Маса 1 Максимум 1
----------------------------------	--------------------------------

Н/ПТУ: скрани
ст. гр. 1-31

Додаток 13 - Взірці виконання креслення загального вигляду гідродвигуна



Перелік посилань

1. Стиранівський О. А. Методичні вказівки до виконання курсової роботи на тему "Розрахунок об'ємного гідроприводу". / О. А. Стиранівський. – Львів, УкрДЛТУ, 2002. – 35 с.
2. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: Підручник. / В. Р. Кулінченко. – К.: Фірма "Інкос", 2006. – 616 с.
3. Бойко А. А. Гідравліка та гідропривід. / А. А. Бойко. – Львів, НЛТУ України, 2009. – 304 с.
4. Лебедев Н. И. Гидропривод машин лесной промышленности: Учебное пособие. - М.: Лесная промышленность, 1986. – 296 с.
5. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод: Учебное пособие. - М.: Лесная промышленность, 1981. – 424 с.
6. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. – 512 с.
7. Бавельский М. Д., Девятов С. Н., Гидропневмоавтоматика деревообрабатывающего оборудования. - М.: Лесная промышленность, 1978. – 320 с.
8. ДСТУ 3455.(1 – 4)-96 Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Терміни та визначення.
9. ДСТУ ISO 1219-1:2018 Приводи гідравлічні і пневматичні та їхні елементи. Графічні умовні позначки та принципові схеми. Частина 1. Графічні умовні позначки для звичайних застосувань та застосовні для оброблення даних (ISO 1219-1:2012, IDT).
10. ДСТУ ГОСТ 2.704:2014 Єдина система конструкторської документації. Правила виконання гідравлічних і пневматичних схем (ГОСТ 2.704-2011, IDT).
11. ДСТУ ISO 1219-1:2018 Апаратура керування; (ГОСТ 2.781-96).
12. ДСТУ ISO 1219-1:2018 Насоси та двигуни ; (ГОСТ 2.782-96).
13. ДСТУ Б А.2.4-1:2009; ДСТУ Б А.2.4-8:2009 Пневмо-гідро комунікації (гідролінії); (ГОСТ 2.784-96).

