

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра будівельної механіки та гідравліки**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**для виконання індивідуальних завдань**

**з дисципліни**

***«МАШИНОБУДІВНА ГІДРАВЛІКА»***

**Харків – 2024**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельної механіки та гідравліки 8 січня 2024 р., протокол № 5.

У методичних вказівках подано завдання для індивідуального розв'язання (задачі). Наведено вихідні дані за варіантами, алгоритми та чисельні приклади розв'язання задач, зміст яких відповідає основним темам навчальної дисципліни «Машинобудівна гідравліка».

Методичні вказівки призначені для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) освітнього рівня спеціальностей 131 «Прикладна механіка» і 133 «Галузеве машинобудування» усіх форм навчання.

Укладачі:

доценти М. В. Павлюченко,

М. О. Ковальов,

Є. І. Галагура

Рецензент

доц. А. О. Шевченко

## ЗМІСТ

Вступ .....	4
1 Завдання для індивідуального розв'язання .....	5
Задача 1. Умова задачі з вихідними даними .....	5
Задача 2. Умова задачі з вихідними даними .....	6
Задача 3. Умова задачі з вихідними даними.....	7
Задача 4. Умова задачі з вихідними даними.....	8
Задача 5. Умова задачі з вихідними даними.....	9
Задача 6. Умова задачі з вихідними даними.....	10
2 Приклади розв'язання задач .....	23
Список літератури .....	53
Додаток А Довідкові дані.....	54

## ВСТУП

Підготовка фахівців за спеціальностями 131 «Прикладна механіка» і 133 «Галузеве машинобудування» передбачає оволодіння методами визначення параметрів режимів роботи гідравлічних машин, гідравлічних і пневматичних приводів.

Під час розв'язання задач здобувачі розвивають компетентності, що дають можливість застосовувати типові аналітичні методи та комп'ютерні програмні засоби для розв'язання інженерних завдань галузевого машинобудування; оцінювати техніко-економічну ефективність типових систем і їхніх складових на основі застосування аналітичних методів, аналізу аналогів і використання доступних даних; приймати ефективні рішення про процеси і поєднувати теорію і практику для розв'язання інженерного завдання; реалізовувати творчий та інноваційний потенціали у проєктних розробках у машинобудівній, транспортній, будівельній і видобувній галузях.

Розглянуто шість задач за основними темами дисципліни: властивості рідини, гідростатика, гідродинаміка, режими роботи об'ємного гідравлічного привода обертального та поступального руху. Кожна задача містить умову, розрахункову схему, алгоритм розв'язання, чисельний приклад і вихідні дані за варіантами.

Здобувачам можна рекомендувати розв'язання задач із графічним оформленням на комп'ютері за поданими схемами з вихідними даними та алгоритмами з використанням зручного для них програмного забезпечення.

Наприкінці подано список літератури для поглибленого вивчення матеріалу.

## 1 ЗАВДАННЯ ДЛЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО РОЗВ'ЯЗАННЯ

Завданнями для індивідуального розв'язання є задачі. Кількість задач, що необхідно розв'язати, встановлено згідно з навчальним планом для дисципліни та формою здобуття освіти і оголошується викладачем.

Заочна форма здобуття освіти передбачає виконання контрольної роботи, а денна форма – виконання розрахунково-графічної роботи для виконання одного окремого самостійного завдання.

### Задача 1. Умова задачі з вихідними даними

Металева каністра, у якій знаходиться бензин, не має повітря і нагрівається на сонці до температури  $T$ . На яку величину всередині каністри підвищується тиск бензину за умови, що каністра є абсолютно жорсткою? Температура бензину в початковий момент часу  $T_0$ . Модуль об'ємної пружності бензину  $K_W = 1300$  МПа, коефіцієнт температурного розширення  $\beta_T = 8 \cdot 10^{-4}$  1/град. Значення для розрахунків наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Значення для розрахунків (задача 1)

Значення	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T, ^\circ\text{C}$	65	55	50	45	50	65	45	50	40	60
$T_0, ^\circ\text{C}$	20	25	10	20	15	40	20	20	30	35

## Задача 2. Умова задачі з вихідними даними

Обчислити тиск абсолютний усередині резервуара 1 (рисунок 1) за умови, що постачання рідини з резервуара вздовж трубопроводу 2 закінчується, і клапан 3 перекривається. Значення на вакуумметрі  $p_{\text{вак}}$ , висота розміщення вакуумметра  $H$ , сила у пружині  $F$ , густина рідини  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ , атмосферний тиск  $h_a = 756 \text{ мм рт. ст.}$ , діаметри отворів клапана  $d_{\text{кл}}$  і штоку  $d_{\text{ш}}$ . Можна знехтувати значеннями вертикальних розмірів клапана 3. Значення для розрахунків наведено в таблиці 2.

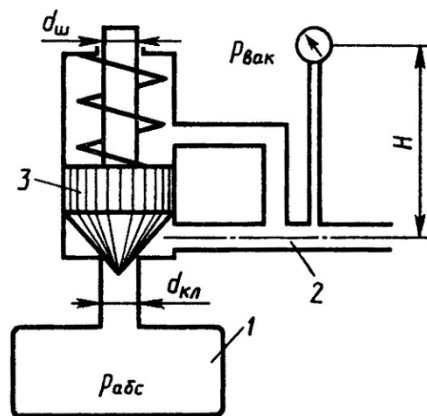


Рисунок 1 – Схема резервуара

Таблиця 2 – Значення для розрахунків (задача 2)

Значення	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_{\text{вак}}$ , МПа	0,04	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,07	0,08	0,04	0,07
$H$ , м	2,5	3,0	2,0	4,0	4,5	3,0	2,5	2,0	3,5	2,5
$F$ , Н	11	12	14	16	15	14	17	20	18	16
$d_{\text{кл}}$ , мм	25	25	30	20	25	20	25	30	20	32
$d_{\text{ш}}$ , мм	10	12,5	15	10	12,5	10	12,5	15	10	16

### Задача 3. Умова задачі з вихідними даними

Усередину напірного бака, де встановлений сталий рівень з висотою  $H$  і сталий надлишковий тиск  $p_2$ , насосом нагнітається вода (рисунок 2). Значення подачі насоса  $Q$ , температура води  $T$ . Манометр діаметром  $d_1$  влаштовано на виході з насоса на трубі. Діаметр труби, по якій підводиться вода в бак,  $d_2$ ; довжина  $l$ ; еквівалентну шорсткість поверхні труби прийняти  $\Delta_E = 0,01$  мм. Загальний коефіцієнт опору (сума коефіцієнтів опору труби діаметром  $d_1$  і всіх місцевих опорів), розрахований відповідно до швидкісного напору у трубі, яка має діаметр  $d_2$ , прийнято  $\zeta$ . Обчислити значення тиску  $p_1$  на манометрі, розташованому на трубі, яка має діаметр  $d_1$ . Значення для розрахунків наведено в таблиці 3.

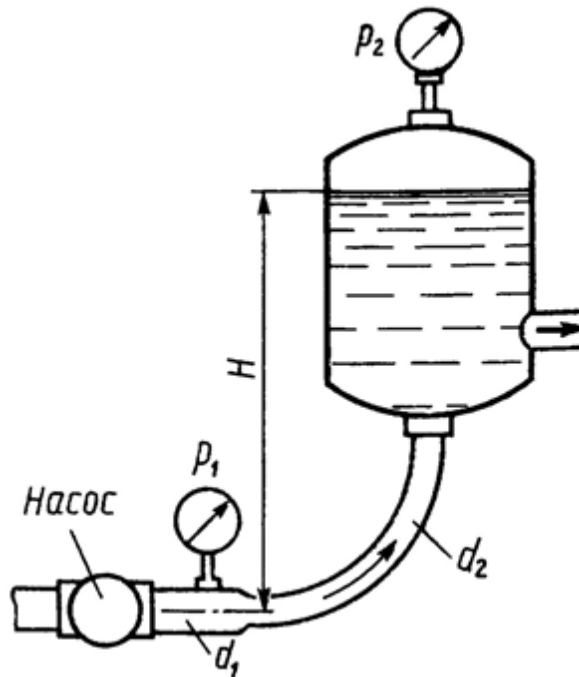


Рисунок 2 – Схема бака

Таблиця 3 – Значення для розрахунків (задача 3)

Значення	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H$ , м	2	3	3,5	4	2	3	5	6	3	4
$p_2$ , МПа	0,2	0,3	0,4	0,1	0,3	0,3	0,1	0,1	0,3	0,1
$Q$ , л/с	4	5	4	6	3	2	3	2	5	2
$T$ , °С	20	25	30	35	40	45	50	20	25	30
$d_1$ , мм	75	100	75	100	75	50	50	50	75	50
$d_2$ , мм	50	75	50	75	50	25	25	25	50	25
$l$ , м	10	15	10	20	15	10	15	10	20	25
$\zeta$	2,5	4	4,5	2	3,5	3	5	6	4	2

#### Задача 4. Умова задачі з вихідними даними

Усередині теплообмінника (рисунок 3) охолоджена вода проходить по двох послідовно з'єднаних секціях, кожна секція має  $n$  паралельних трубок із латуні довжиною  $l$ , діаметром  $d$ . Діаметр вхідного та вихідного патрубків теплообмінника  $D$ ; кінематична в'язкість  $\nu$ ; витрати води, що проходить через теплообмінник,  $Q$ ; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку і теплообмінник  $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ , на виході з трубки і теплообмінника  $\zeta_{\text{вих}} = 1$ . Еквівалентна шорсткість поверхні трубки  $\Delta_E = 0,006$  мм.

Розрахувати втрати напору за довжиною та в зоні місцевих опорів при проходженні води вздовж латунних трубок, а також місцеві втрати напору на вході води в теплообмінник і виході. Значення для розрахунків наведено в таблиці 4.



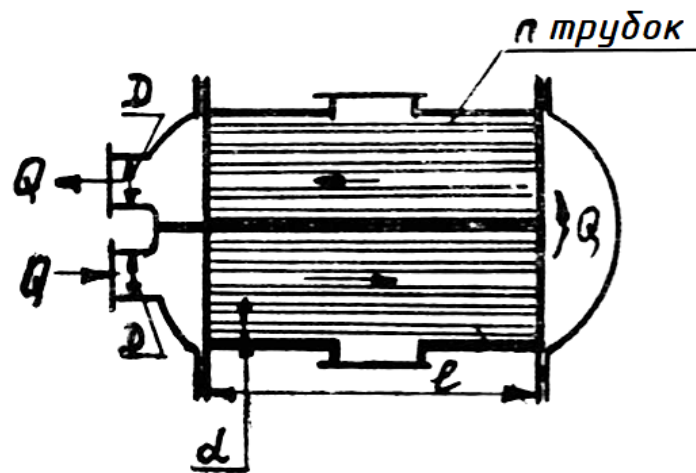


Рисунок 3 – Схема теплообмінника

Таблиця 4 – Значення для розрахунків (задача 4)

Значення	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n$	110	120	140	160	180	200	220	220	260	280
$l$ , м	2	4	6	1,5	3	4,5	6	7	1	4
$d$ , мм	12	20	25	14	16	18	22	12	14	16
$D$ , мм	100	250	300	150	200	250	350	150	200	300
$Q$ , м <sup>3</sup> /с	0,022	0,075	0,137	0,049	0,072	0,100	0,170	0,060	0,080	0,110
$\nu$ , см <sup>2</sup> /с	0,0178	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,014	0,008	0,070

### Задача 5. Умова задачі з вихідними даними

Поршень діаметром  $D$  має  $n$  отворів діаметром  $d_0$  кожний (рисунок 4). Отвори розглядаються як зовнішні циліндричні насадки з коефіцієнтом витрат  $\mu = 0,82$ . Густина рідини  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Обчислити швидкість  $V$  руху поршня, якщо до його штоку прикладена сила  $F$ . Ваговий тиск не враховувати. Значення для розрахунків наведено в таблиці 5.

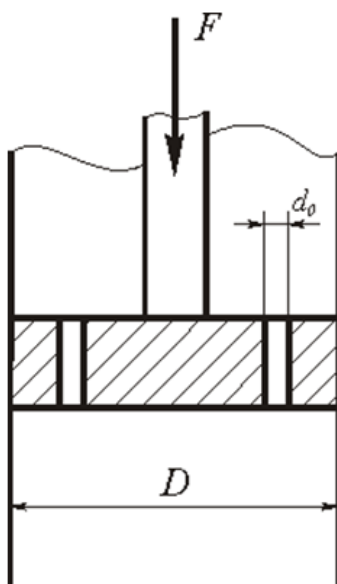


Рисунок 4 – Схема поршня

Таблиця 5 – Значення для розрахунків (задача 5)

Значення	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D$ , мм	50	55	60	70	100	80	110	140	200	125
$d_0$ , мм	2	5	3	4	5	6	2	5	6	4
$n$	5	4	4	3	3	4	5	4	6	5
$F$ , кН	10	12	16	10	8	12	14	15	16	12

### Задача 6. Умова задачі з вихідними даними

#### Варіант 0

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з обертальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідромотор.

- 3 Частота обертання вала гідромотора.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 5.

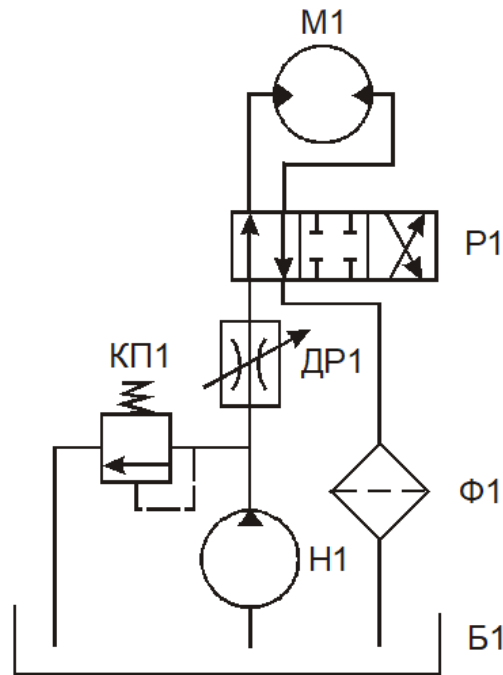


Рисунок 5 – Принципова схема гідравлічного привода обертального руху

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 56 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 1500 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,96$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left( \frac{\Delta p}{\Delta Q} \right)_{КЛ} = 0,7 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідромотор: робочий об'єм  $V_0 = 452 \text{ см}^3$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,94$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,89$ ; момент опору обертанню вала  $M = 1100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 18$  мм; загальна довжина  $l_H = 8$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,01$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 20$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 28$  мм; загальна довжина  $l_3 = 8$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,01$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 17$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{др} = 25$  мм<sup>2</sup>; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,8$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>; кінематична в'язкість  $\nu = 8$  Ст.

### Варіант 1

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з поступальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідроциліндр.
- 3 Швидкість руху штоку гідроциліндра.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 28$  см<sup>3</sup>; частота обертання вала  $n = 2400$  об/хв; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0H} = 0,95$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 16$  МПа.

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{кл} = 17,3$  МПа; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left( \frac{\Delta p}{\Delta Q} \right)_{кл} = 0,5$  МПа·с/л.

3 Гідроциліндр: діаметр циліндра  $d_{Ц} = 100$  мм; діаметр штоку  $d_{Ш} = 63$  мм; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,99$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; зусилля опору пересуванню штоку  $F=95$  кН.

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_{Н} = 16$  мм; загальна довжина  $l_{Н} = 8$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 15$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 24$  мм; загальна довжина  $l_3 = 8$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 12$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{ДР} = 10$  мм<sup>2</sup>; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,62$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>; кінематична в'язкість  $\nu = 10$  сСт.

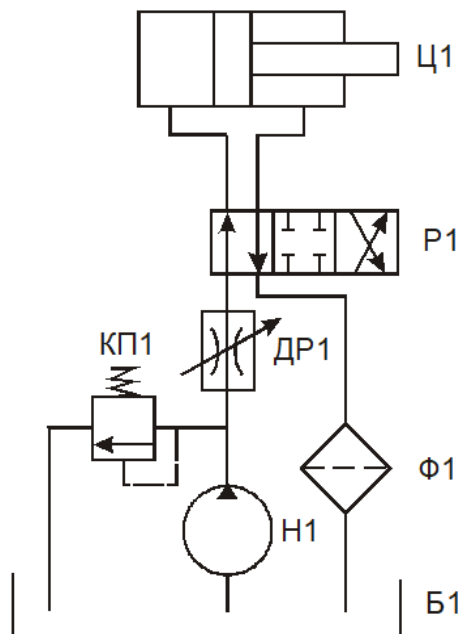


Рисунок 6 – Принципова схема гідравлічного привода поступального руху

## Варіант 2

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з обертальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідромотор.
- 3 Частота обертання вала гідромотора.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 56 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 1500 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,96$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{кл} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{кл} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідромотор: робочий об'єм  $V_0 = 452 \text{ см}^3$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,94$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,89$ ; момент опору обертанню вала  $M = 1050 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 18 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_H = 6 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 20$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 28 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_3 = 6 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 25$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{др} = 25 \text{ мм}^2$ ; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,65$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість  $\nu = 10 \text{ сСт}$ .

### Варіант 3

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з поступальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідроциліндр.
- 3 Швидкість руху штоку гідроциліндра.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 225 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 1200 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,97$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left( \frac{\Delta p}{\Delta Q} \right)_{КЛ} = 0,4 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідроциліндр: діаметр циліндра  $d_{Ц} = 160 \text{ мм}$ ; діаметр штоку  $d_{Ш} = 70 \text{ мм}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,99$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; зусилля опору пересуванню штоку  $F = 300 \text{ кН}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 30 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_H = 15 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 20$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 50$  мм; загальна довжина  $l_3 = 15$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,03$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 16$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{др} = 34$  мм<sup>2</sup>; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,65$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 930$  кг/м<sup>3</sup>; кінематична в'язкість  $\nu = 8$  сСт.

#### Варіант 4

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з поступальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідромотор.
- 3 Частота обертання вала гідромотора.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 112$  см<sup>3</sup>; частота обертання вала  $n = 1500$  об/хв; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,96$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 20$  МПа.

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{кл} = 21,6$  МПа; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{кл} = 0,6$  МПа·с/л.

3 Гідромотор: робочий об'єм  $V_0 = 707$  см<sup>3</sup>; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,94$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; момент опору обертанню вала  $M = 1500$  Н·м.



4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 26$  мм; загальна довжина  $l_H = 12$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 25$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 42$  мм; загальна довжина  $l_3 = 12$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 20$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{др} = 45$  мм<sup>2</sup>; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,7$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>; кінематична в'язкість  $\nu = 10$  сСт.

### Варіант 5

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з поступальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідроциліндр.
- 3 Швидкість руху штоку гідроциліндра.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 50$  см<sup>3</sup>; частота обертання вала  $n = 2400$  об/хв; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{ОН} = 0,95$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 16$  МПа.

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{кл} = 17,3$  МПа; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{кл} = 0,5$  МПа·с/л.

3 Гідроциліндр: діаметр циліндра  $d_{Ц} = 110$  мм; діаметр штоку  $d_{Ш} = 70$  мм; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,99$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; зусилля опору пересуванню штоку  $F = 110$  кН.

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_{Н} = 20$  мм; загальна довжина  $l_{Н} = 10$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 15$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 30$  мм; загальна довжина  $l_3 = 10$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 12$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{ДР} = 16$  мм<sup>2</sup>; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,62$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 940$  кг/м<sup>3</sup>; кінематична в'язкість  $\nu = 12$  сСт.

## Варіант 6

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з обертальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідромотор.
- 3 Частота обертання вала гідромотора.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 56 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 1500 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{\text{ОН}} = 0,96$  при номінальному тиску насоса  $p_{\text{Н}} = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{\text{КЛ}} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{\text{КЛ}} = 0,6 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідромотор: робочий об'єм  $V_0 = 452 \text{ см}^3$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{\text{ОГ}} = 0,94$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{\text{МГ}} = 0,89$ ; момент опору обертанню вала  $M = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_{\text{Н}} = 18 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_{\text{Н}} = 10 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_{\text{Е}} = 0,01 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 22$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_{\text{З}} = 28 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_{\text{З}} = 10 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_{\text{Е}} = 0,01 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 26$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{\text{ДР}} = 40 \text{ мм}^2$ ; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,62$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість  $\nu = 12 \text{ сСт}$ .

## Варіант 7

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з поступальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідроциліндр.
- 3 Швидкість руху штоку гідроциліндра.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.

5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 112 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 1200 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,96$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,4 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідроциліндр: діаметр циліндра  $d_{Ц} = 180 \text{ мм}$ ; діаметр штоку  $d_{Ш} = 80 \text{ мм}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,99$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; зусилля опору пересуванню штоку  $F = 380 \text{ кН}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 24 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_H = 15 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 20$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 38 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_3 = 15 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 15$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{ДР} = 22 \text{ мм}^2$ ; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,65$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 940 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість  $\nu = 9 \text{ сСт}$ .

## Варіант 8

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з обертальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідромотор.
- 3 Частота обертання вала гідромотора.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 112 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 1500 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,96$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,6 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідромотор: робочий об'єм  $V_0 = 707 \text{ см}^3$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,94$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; момент опору обертанню вала  $M = 1400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 26 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_H = 10 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 20$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 42 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_3 = 10 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 23$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{ДР} = 50 \text{ мм}^2$ ; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,75$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість  $\nu = 14 \text{ сСт}$ .

## Варіант 9

Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з поступальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідроциліндр.
- 3 Швидкість руху штоку гідроциліндра.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 63 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 2400 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,95$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 16 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{кл} = 17,3 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{кл} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідроциліндр: діаметр циліндра  $d_{ц} = 125 \text{ мм}$ ; діаметр штоку  $d_{ш} = 80 \text{ мм}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,99$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{мГ} = 0,9$ ; зусилля опору пересуванню штоку  $F = 140 \text{ кН}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 24 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_H = 14 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 15$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 38 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_3 = 14 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 12$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{др} = 22 \text{ мм}^2$ ; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,62$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 930 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість  $\nu = 12 \text{ сСт}$ .

## 2 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

**Задача 1.** Металева каністра, у якій знаходиться бензин, не має повітря і нагрівається на сонці до температури  $T$ . На яку величину всередині каністри підвищується тиск бензину за умови, що каністра є абсолютно жорсткою? Температура бензину в початковий момент часу  $T_0$ . Модуль об'ємної пружності бензину  $K_W = 1300 \text{ МПа}$ , коефіцієнт температурного розширення  $\beta_T = 8 \cdot 10^{-4} \text{ 1/град}$ .

**Розв'язання.** Якби каністра була абсолютно пружною, при підвищенні температури об'єм бензину збільшився б так:

$$\Delta W = \beta_T W_0 \Delta T, \quad (1)$$

де  $\Delta T$  – збільшення температури,  $\Delta T = T - T_0$ ;

$W_0$  – початковий об'єм бензину в каністрі.

Проте в абсолютно жорсткій каністрі це не відбудеться, бо бензин стискається, а тиск збільшується. Зв'язок між зміною об'єму при стисненні та зміною тиску показано як

$$\Delta W = -\beta_p W_0 \Delta p, \quad (2)$$

де  $\beta_p$  – коефіцієнт об'ємного стиснення,  $\beta_p = \frac{1}{K_W}$ ;

$\Delta p$  – зміна тиску,  $\Delta p = p - p_0$ ;

$p_0$  – початковий тиск.

Ураховуючи те, що у формулі (2)  $\Delta W < 0$  за  $\Delta p > 0$ , і урівнюючи праві частини формул (1) і (2) за абсолютними значеннями, одержимо рівняння

$$\beta_T W_0 \Delta T = \beta_p W_0 \Delta p.$$

Розв'язок цього рівняння

$$\Delta p = \frac{\beta_T}{\beta_p} (T - T_0) = \beta_T K_W (T - T_0). \quad (3)$$

Підставляючи числові значення у формулу (3), одержимо підвищення тиску

$$\Delta p = 8 \cdot 10^{-4} \cdot 1300 \cdot 10^6 \cdot (47 - 20) = 28100000 \text{ Па} = 28,1 \text{ МПа}.$$

**Задача 2.** Обчислити тиск абсолютний усередині резервуара 1 (рисунок 7) за умови, що постачання рідини з резервуара вздовж трубопроводу 2 закінчується, і клапан 3 перекривається. Значення на вакуумметрі  $p_{\text{вак}}$ , висота розміщення вакуумметра  $H$ , сила у пружині  $F$ , густина рідини  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ , атмосферний тиск  $h_a = 756 \text{ мм рт. ст.}$ , діаметри отворів клапана  $d_{\text{кл}}$  і штоку  $d_{\text{ш}}$ . Можна знехтувати значеннями вертикальних розмірів клапана 3.



## Розв'язання

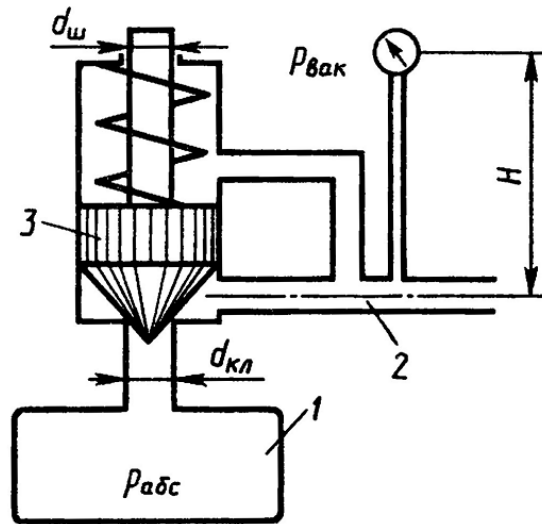


Рисунок 7 – Схема для задачі 2

Сили, що діють на клапан 3, знаходяться в рівновазі. Рівняння рівноваги цих сил (рисунок 7) має вигляд

$$F + F_1 - F_2 - F_3 = 0. \quad (4)$$

Визначимо за абсолютним тиском сили тиску  $F_1, F_2, F_3$ , що діють на відповідні площі клапана 3, якщо його вертикальними розмірами можна знехтувати:

$$F_1 = p_{2абс} \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{ш}^2); \quad (5)$$

$$F_2 = p_{2абс} \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{кл}^2); \quad (6)$$

$$F_3 = p_{абс} \frac{\pi d_{кл}^2}{4}, \quad (7)$$

де  $p_{абс}$  – шуканий абсолютний тиск у резервуарі 1;

$p_{2абс}$  – абсолютний тиск у трубопроводі 2;

$D$  – діаметр клапана 3 (рисунок 7).

За основним рівнянням гідростатики, абсолютний тиск

$$p_{2абс} = p_a - p_{вак} + \rho g H, \quad (8)$$

де  $(p_a - p_{вак})$  – абсолютний тиск на висоті  $H$  розташування вакуумметра;  
 $g$  – прискорення сили тяжіння.

Або з урахуванням заданої висоти стовпчика ртуті  $h_a$  маємо

$$p_{2абс} = \rho_{рт} g h_a - p_{вак} + \rho g H, \quad (9)$$

де  $\rho_{рт}$  – густина ртуті.

Підставивши формулу (9) у формули (5) і (6), а потім формули (5)-(7) у формулу (1), одержимо рівняння відносно  $p_{абс}$ . Виконавши відповідні перетворення, у результаті яких члени зазначеного рівняння, що містять діаметр  $D$ , взаємно скорочуються, одержимо розв'язок цього рівняння

$$p_{абс} = \frac{4F}{\pi d_{кл}^2} + (\rho_{рт} g h_a - p_{вак} + \rho g H) \cdot \left(1 - \frac{d_{ш}^2}{d_{кл}^2}\right). \quad (10)$$

Шукане числове значення

$$\begin{aligned} p_{абс} &= \frac{4 \cdot 11}{\pi \cdot 0,03^2} + (13600 \cdot 9,81 \cdot 0,755 - 0,035 \cdot 10^6 + 800 \cdot 9,81 \cdot 3) \cdot \left(1 - \frac{0,02^2}{0,03^2}\right) = \\ &= 69,6 \text{ кПа.} \end{aligned}$$

**Задача 3.** Усередину напірного бака насосом нагнітається вода, усередині встановлений сталий рівень з висотою  $H$  і сталий надлишковий тиск  $p_2$  (рисунок 2). Подача насоса  $Q$ , температура води  $T$ . Манометр діаметром  $d_1$  влаштовано на виході з насоса на трубі. Діаметр труби, по якій підводиться вода до бака,  $d_2$ ; довжина  $l$ ; еквівалентна шорсткість поверхні труби  $\Delta_E = 0,01$  мм. Загальний коефіцієнт опору (сума коефіцієнтів опору труби діаметром  $d_1$  і всіх місцевих опорів), що розраховано відповідно до швидкісного напору у трубі, яка має діаметр  $d_2$ ,  $\zeta$ . Обчислити тиск  $p_1$  на манометрі, улаштований на трубі, яка має діаметр  $d_1$ .

### Розв'язання

Обираємо два плоских перерізи потоку 1-1 і 2-2 (рисунок 8).

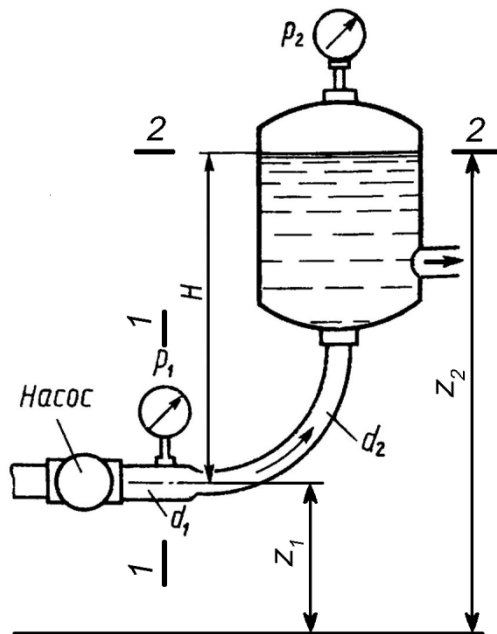


Рисунок 8 – Схема для задачі 3

Складемо для них рівняння Д. Бернуллі. Повні напори для зазначених перерізів визначимо відносно довільної горизонтальної площини (площини порівняння на рисунку 8):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d_2} \frac{V^2}{2g} + \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (11)$$

де для обраних перерізів  $z_2 - z_1 = H$ ;

$p_1$  – шуканий тиск;

$p_2$  – заданий надлишковий тиск;

$V_1$  і  $V_2$  – середні швидкості у відповідних перерізах потоку 1-1 і 2-2;

$V$  – середня швидкість у перерізі потоку в трубі діаметром  $d_2$ ;

$\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти Кориоліса;

$\lambda$  – коефіцієнт втрат по довжині на тертя (коефіцієнт Дарсі) у трубопроводі діаметром  $d_2$ .

Із рівняння витрат

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 = VS, \quad (12)$$

де  $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ ,  $S = \frac{\pi d_2^2}{4}$ ,  $S_2 \gg S_1 > S$ ,

випливає

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}, \quad V = \frac{4Q}{\pi d_2^2}, \quad V_2 = V_1 \frac{S_1}{S_2} \approx 0.$$

Тоді з урахуванням цього з рівняння Д. Бернуллі маємо

$$p_1 = \rho g H + p_2 + \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_2^4} \left( \lambda \frac{l}{d_2} + \zeta - \alpha_1 \frac{d_2^4}{d_1^4} \right). \quad (13)$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубопроводі діаметром  $d_1$

$$\text{Re}_1 = \frac{4Q}{\pi d_1 \nu} = \frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,66 \cdot 10^{-6}} = 106000,$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість води.

За температури  $T = 40^\circ\text{C}$  кінематична в'язкість води  $\nu = 0,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  (додаток А).

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії ( $\text{Re} > \text{Re}_{кр} = 2320$ , де  $\text{Re}_{кр}$  – критичне число Рейнольдса). За турбулентного режиму течії коефіцієнт Коріоліса, що враховує нерівномірність розподілу швидкості по перерізу потоку,  $\alpha_1 = 1$ .

Число Рейнольдса для потоку води в трубопроводі діаметром  $d_2$

$$\text{Re}_2 = \frac{4Q}{\pi d_2 \nu} = \frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,66 \cdot 10^{-6}} = 212000,$$

що теж вказує на турбулентний режим течії. Тоді коефіцієнт втрат по довжині на тертя (коефіцієнт Дарсі) у трубопроводі діаметром  $d_2$ , за формулою А. Д. Альтшуля,

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}_2} + \frac{\Delta_E}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{212000} + \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0166.$$

За температури  $T = 40^\circ\text{C}$  густина води  $\rho = 992 \text{ кг/м}^3$  (додаток А).

Підставляючи числові значення у формулу (13), одержимо

$$p_1 = 992 \cdot 9,81 \cdot 2,5 + 0,2 \cdot 10^6 + \frac{8 \cdot (5,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 992}{3,14^2 \cdot 0,05^4} \left( 0,0166 \cdot \frac{18}{0,05} + 3,5 - 1 \cdot \frac{0,05^4}{0,1^4} \right) = 36,6 \text{ кПа.}$$

**Задача 4.** Усередині теплообмінника (рисунок 9) охолоджена вода проходить по двох секціях, які послідовно з'єднані, кожна секція включає  $n$  паралельних трубок із латуні, у яких довжина  $l$  і діаметр  $d$ . Діаметр вхідного та вихідного патрубків теплообмінника  $D$ ; кінематична в'язкість  $\nu$ ; витрати води, що проходить через теплообмінник,  $Q$ ; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку і теплообмінник  $\zeta_{ex} = 0,5$ , на виході з трубки і теплообмінника  $\zeta_{вих} = 1$ . Еквівалентна шорсткість поверхні трубки  $\Delta_E = 0,006 \text{ мм}$ .

Розрахувати втрати напору за довжиною та в зоні місцевих опорів при проходженні води вздовж латунних трубок, а також місцеві втрати напору на вході води в теплообмінник і виході.

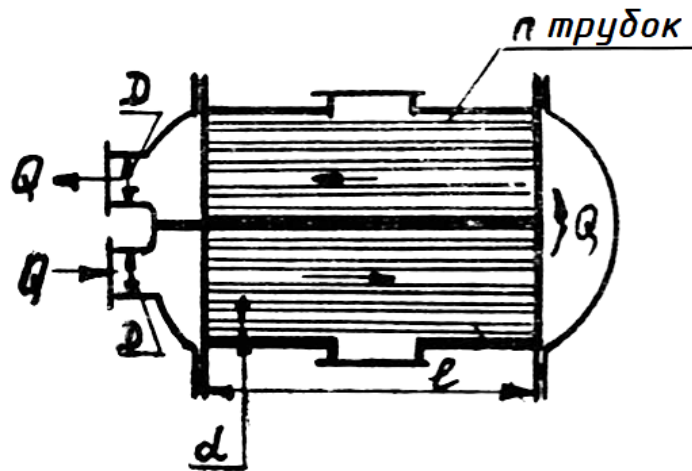


Рисунок 9 – Схема для задачі 4

**Розв'язання.** Витрати води в окремій трубці

$$Q_1 = \frac{Q}{n} = \frac{0,054}{240} = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубці

$$\text{Re} = \frac{4Q_1}{\pi d v} = \frac{4 \cdot 2,25 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,012 \cdot 0,009 \cdot 10^{-4}} = 26500.$$

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії ( $\text{Re} > \text{Re}_{кр} = 2320$ , де  $\text{Re}_{кр}$  – критичне число Рейнольдса).

При турбулентному режимі коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя, за формулою А. Д. Альтшуля,

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_E}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{26500} + \frac{0,006 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0259.$$

Втрати напору по довжині і в місцевих опорах при русі води по латунних трубках

$$h = \frac{8Q_1^2}{\pi^2 g d^4} \left( \zeta_{ex} + \zeta_{вих} + \lambda \frac{l}{d} \right). \quad (14)$$

Чисельне значення

$$h = \frac{8 \cdot (2,25 \cdot 10^{-4})^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,012^4} \left( 0,5 + 1 + 0,0259 \frac{5}{0,012} \right) = 2,48 \text{ м}.$$

Місцеві втрати напору при вході води в теплообмінник і виході з нього визначимо як суму втрат напору: при вході води в теплообмінник,

виході з теплообмінника, на двох послідовно з'єднаних секціях, кожна з яких є паралельним з'єднанням латунних трубок.

За паралельного з'єднання трубок у секції втрати напору на з'єднанні (секції) дорівнюють втратам напору на окремій трубці. За послідовного з'єднання двох однакових секцій втрати напору на такому з'єднанні дорівнюють сумі втрат напору на кожній секції, тобто подвоюються. Виходячи з цього, місцеві втрати напору при вході води в теплообмінник і виході з нього

$$\Sigma h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} (\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}}) + 2h. \quad (15)$$

Чисельне значення

$$\Sigma h = \frac{8 \cdot 0,054^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,15^4} (0,5 + 1) + 2 \cdot 2,48 = 5,67 \text{ м.}$$

**Задача 5.** Поршень, у якого діаметр  $D$ , має  $n$  отворів з діаметрами  $d_0$  кожний (рисунок 10). Отвори розглядаються як зовнішні циліндричні насадки з коефіцієнтом витрат  $\mu = 0,82$ . Густина рідини  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ . Обчислити швидкість  $V$  руху поршня, якщо до його штоку прикладена сила  $F$ . Ваговий тиск не враховувати.

**Розв'язання.** Визначимо тиск під поршнем від дії сили:

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - nd_0^2)}. \quad (16)$$



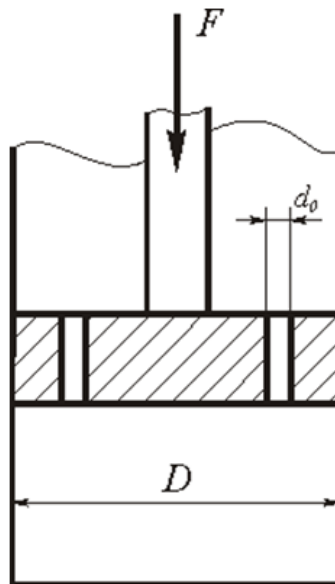


Рисунок 10 – Схема для задачі 5

Витрати рідини через один отвір

$$Q_1 = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (17)$$

де  $\Delta p$  – перепад тисків з різних сторін отвору.

Якщо знехтувати ваговим тиском, перепад тисків  $\Delta p = p$ . Тоді

$$Q_1 = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{8F}{\pi(D^2 - nd_0^2)\rho}}. \quad (18)$$

Сумарні витрати через  $n$  отворів

$$Q = nQ_1, \quad (19)$$

а швидкість руху поршня

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}. \quad (20)$$

З урахуванням формул (18) і (19) маємо

$$V = n\mu \frac{d_0^2}{D^2} \sqrt{\frac{8F}{\pi(D^2 - nd_0^2)\rho}}. \quad (21)$$

Чисельне значення

$$V = 8 \cdot 0,82 \frac{0,004^2}{0,06^2} \sqrt{\frac{8 \cdot 12 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (0,06^2 - 8 \cdot 0,004^2) \cdot 900}} = 2,88 \text{ м/с.}$$

**Задача 6.** Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з обертальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідромотор.
- 3 Частота обертання вала гідромотора.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 11.

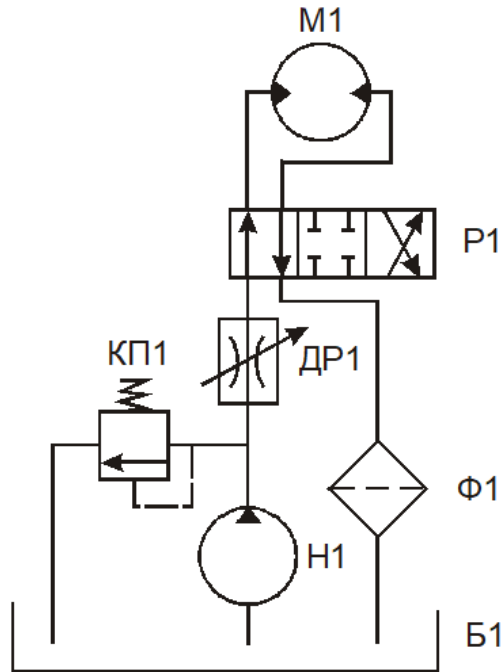


Рисунок 11 – Принципова схема гідравлічного привода обертального руху

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 112 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 1500 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,96$  при номінальному тиску насоса  $p_H = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідромотор: робочий об'єм  $V_0 = 707 \text{ см}^3$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,94$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; момент опору обертанню вала  $M = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 26 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_H = 12 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 25$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 42$  мм; загальна довжина  $l_3 = 12$  м; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,02$  мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma\zeta = 20$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{др} = 36$  мм<sup>2</sup>; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,72$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 920$  кг/м<sup>3</sup>; кінематична в'язкість  $\nu = 14$  сСт.

## Розв'язання

### 1 Побудова характеристики насосної установки з обмежником тиску

1.1 Визначаємо ідеальну подачу насоса:

$$Q_T = V_0 n, \quad (22)$$

де  $V_0$  – робочий об'єм насоса;

$n$  – частота обертання вала насоса.

Підставляючи числові значення у формулу (22), одержимо

$$Q_T = 112 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1500}{60} = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с} = 2,8 \text{ л/с}.$$

1.2 Визначаємо подачу насоса при номінальному тиску:

$$Q_H = Q_T \eta_{0H}, \quad (23)$$

де  $\eta_{0H}$  – об’ємний коефіцієнт корисної дії насоса за номінального тиску  $p_H = 20$  МПа.

Підставляючи числові значення у формулу (23), одержимо

$$Q_H = 0,0028 \cdot 0,96 = 0,00269 \text{ м}^3/\text{с} = 2,69 \text{ л/с}.$$

1.3 Визначаємо подачу насоса за тиску налаштування перепускного клапана

$$Q_H^{KL} = Q_H - \left( \frac{p_{KL}}{p_H} - 1 \right) (Q_T - Q_H). \quad (24)$$

Підставляючи числові значення у формулу (24), одержимо

$$\begin{aligned} Q_H^{KL} &= 2,69 \cdot 10^{-3} - \left( \frac{21,6 \cdot 10^6}{20,0 \cdot 10^6} - 1 \right) (2,8 \cdot 10^{-3} - 2,69 \cdot 10^{-3}) = \\ &= 2,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 2,57 \text{ л/с}. \end{aligned}$$

1.4 Визначаємо максимальний тиск у гідросистемі:

$$p_{\max} = p_{KL} + \left( \frac{\Delta p}{\Delta Q} \right)_{KL} Q_H^{KL}. \quad (25)$$

Підставляючи числові значення у формулу (25), одержимо

$$p_{\max} = 21,6 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 10^9 \cdot 2,57 \cdot 10^{-3} = 22,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 22,9 \text{ МПа}.$$

1.5 Знайдені значення подач насоса і тиску використовуємо для побудови лінеаризованої характеристики насоса  $p_{НАС} = f(Q)$  з обмежником тиску – перепускним клапаном (рисунок 9). Координати точок характеристики насоса:

$$\text{точка 1: } Q = Q_T = 2,8 \text{ л/с; } p = 0;$$

$$\text{точка 2: } Q = Q_H^{КЛ} = 2,57 \text{ л/с; } p = p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа};$$

$$\text{точка 3: } Q = 0; \quad p = p_{\max} = 22,9 \text{ МПа}.$$

## 2 Побудова гідравлічної характеристики гідравлічного привода

2.1 Для заданої схеми гідравлічного привода потрібний тиск (потрібний напір) у початковому перерізі напірної гідролінії можна виразити як

$$P_{ПОТР} = \Delta p_{НАП} + \Delta p_{ЗЛ} + \Delta p_{ДР} + \Delta p_{ГД}, \quad (26)$$

де  $\Delta p_{НАП}$  – втрати тиску (напору) у напірній гідролінії;

$\Delta p_{ЗЛ}$  – втрати тиску (напору) у зливній гідролінії;

$\Delta p_{ДР}$  – втрати тиску (напору) у дроселі;

$\Delta p_{ГД}$  – втрати тиску (напору) у гідродвигуні (гідромоторі).

### 2.2 Втрати тиску в напірній гідролінії

$$\Delta p_{НАП} = \left( \lambda_H \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_H \right) \frac{8 \cdot Q_{НАП}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_H^4}, \quad (27)$$

де  $\lambda_H$  – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідролінії;

$Q_{НАП}$  – витрати робочої рідини в напірній гідролінії;

$\sum \zeta_H$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів у напірній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідролінії

$$\lambda_H = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_H}, & \text{Re}_H < \text{Re}_{\text{кр}} = 2320 \\ 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}_H} + \frac{\Delta_E}{d_H} \right)^{0,25}, & \text{Re}_H \geq \text{Re}_{\text{кр}} \end{cases}, \quad (28)$$

де  $\text{Re}_H$  – число Рейнольдса в напірній гідролінії,  $\text{Re}_H = \frac{4Q_{\text{НАП}}}{\pi d_H v}$ ;

$\text{Re}_{\text{кр}}$  – критичне число Рейнольдса.

### 2.3 Втрати тиску в зливній гідролінії

$$\Delta p_{3Л} = \left( \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_3 \right) \frac{8 \cdot Q_{3Л}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_3^4}, \quad (29)$$

де  $\lambda_3$  – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідролінії;

$Q_{3Л}$  – витрати робочої рідини в зливній гідролінії;

$\sum \zeta_3$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів у зливній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідролінії

$$\lambda_C = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_3}, & \text{Re}_3 < \text{Re}_{\text{кр}} = 2320 \\ 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}_3} + \frac{\Delta_E}{d_3} \right)^{0,25}, & \text{Re}_3 \geq \text{Re}_{\text{кр}} \end{cases}, \quad (30)$$

де  $Re_3$  – число Рейнольдса в зливній гідролінії,  $Re_3 = \frac{4Q_{3Л}}{\pi d_3 \nu}$ .

#### 2.4 Втрати тиску в дроселі (для квадратичного дроселя)

$$\Delta p_{ДР} = \frac{Q_{ДР}^2 \rho}{2\mu^2 S_{ДР}^2}, \quad (31)$$

де  $Q_{ДР}$  – витрати рідини через дросель.

#### 2.5 Втрати тиску в гідромоторі

$$\Delta p_{ГД} = \frac{2\pi M}{V_0 \eta_{ГМ}}, \quad (32)$$

де  $V_0$  – робочий об'єм гідромотора.

2.6 Задаючись рядом значень витрат у напірній гідролінії  $Q_{НАП}$  і зважаючи на те, що для заданої схеми гідравлічного привода  $Q_{НАП} = Q_{ДР} = Q_{3Л}$ , визначаємо відповідні цим витратам потрібні тиски в початковому перерізі напірної гідролінії  $p_{ПОТР}$  за формулами (26)-(32). Результати розрахунків заносимо в таблицю 6.

При цьому, як показали розрахунки, за найбільших теоретично можливих витрат  $Q_{НАП} = Q_T = 2,8$  л/с

$$\frac{\Delta p_{НАП} + \Delta p_{3Л}}{p_{ПОТР}} \cdot 100\% = \frac{0,51 + 0,057}{17,7} = 3,20\% < 5\% .$$



Тому втратами тиску в напірній і зливній гідролініях при менших витратах знехтуємо (вважаємо їх рівними нулю).

За даними таблиці 1 будуюмо криву потрібного тиску –  $p_{ПОТР}=f(Q)$  (рисунок 9).

Таблиця 6 – Результати розрахунку гідравлічного привода

$Q_{НАП}$ , л/с	$Re_H$	$\lambda_H$	$Re_3$	$\lambda_3$	$\Delta p_{НАП}$ , МПа	$\Delta p_{ЗЛ}$ , МПа	$\Delta p_{ДР}$ , МПа	$\Delta p_{ГД}$ , МПа	$p_{ПОТР}$ , МПа
2,8	9790	0,0326	6060	0,0362	0,51	0,057	5,37	11,8	17,7
2,6	-	-	-	-	0	0	4,63	11,8	16,4
2,4	-	-	-	-	0	0	3,94	11,8	15,7
2,2	-	-	-	-	0	0	3,31	11,8	15,1
2,0	-	-	-	-	0	0	2,74	11,8	14,5
1,8	-	-	-	-	0	0	2,22	11,8	14,0
1,6	-	-	-	-	0	0	1,75	11,8	13,6
1,4	-	-	-	-	0	0	1,34	11,8	13,1
1,2	-	-	-	-	0	0	0,99	11,8	12,8
1,0	-	-	-	-	0	0	0,68	11,8	12,5
0,8	-	-	-	-	0	0	0,44	11,8	12,2
0,6	-	-	-	-	0	0	0,25	11,8	12,1
0,4	-	-	-	-	0	0	0,11	11,8	11,9
0,2	-	-	-	-	0	0	0,03	11,8	11,8
0	-	-	-	-	0	0	0	11,8	11,8

### 3 Аналіз режиму роботи гідравлічного привода

3.1 Точка А (рисунок 12) перетинання кривої потрібного напору з характеристикою насоса є робочою точкою. У цій точці  $p_{НАС} = p_{ПОТР}$ . Координати робочої точки (визначаються графічно):  $p_A = 16,5$  МПа;  $Q_A = 2,62$  л/с.

$p, \text{МПа}$

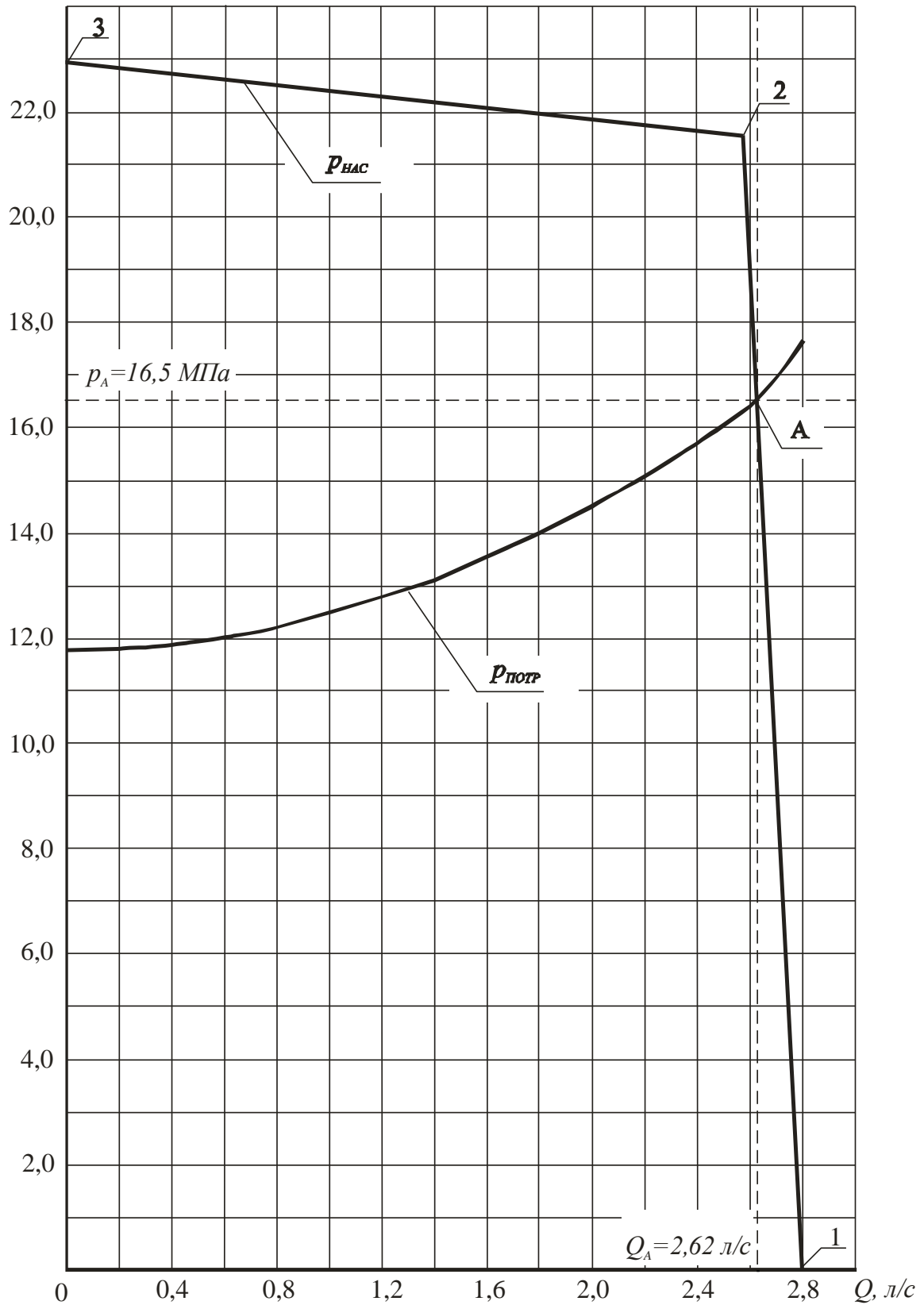


Рисунок 12 – Графічне зображення характеристик гідравлічного привода

3.2 Для заданої схеми гідравлічного привода витрати робочої рідини, що надходить у гідромотор,  $Q_{ГД} = Q_{НАП} = Q_A = 2,62$  л/с.

3.3 Частота обертання вала гідромотора

$$n = \frac{Q_{ГД} \eta_{0Г}}{V_0}, \quad (33)$$

де  $V_0$  – робочий об'єм гідромотора.

Підставляючи числові значення величин у формулу (33), одержимо

$$n = \frac{2,62 \cdot 10^{-3} \cdot 0,94}{707 \cdot 10^{-6}} = 2,66 \text{ с}^{-1}.$$

3.4 Оскільки крива потрібного напору перетинає характеристику насосної установки в робочій точці за умови ( $p_A = 16,5$  МПа) < ( $p_{КЛ} = 21,6$  МПа), у цьому режимі роботи гідравлічного привода перепускний клапан закритий, і при тиску перед ним  $p_A$  витрати робочої рідини через клапан  $Q_{КЛ}(p_A) = 0$ .

3.5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан для заданої схеми гідравлічного привода

$$N_{КЛ} = p_A \cdot Q_{КЛ}(p_A). \quad (34)$$

За  $Q_{КЛ}(p_A) = 0$  (клапан закритий) втрати потужності відсутні.

**Задача 7.** Проаналізувати роботу об'ємного гідравлічного привода з поступальним рухом і зробити необхідні розрахунки:

- 1 Робочий режим (координати робочої точки) насосної установки.
- 2 Витрати робочої рідини, що надходить у гідроциліндр.
- 3 Швидкість руху штоку гідроциліндра.
- 4 Витрати рідини, яка проходить через перепускний клапан.
- 5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан.

Принципова схема гідравлічного привода зображена на рисунку 13.

Технічні дані гідравлічного привода:

1 Насос: робочий об'єм  $V_0 = 125 \text{ см}^3$ ; частота обертання вала  $n = 960 \text{ об/хв}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Н} = 0,85$  при номінальному тиску на виході  $p_H = 20 \text{ МПа}$ .

2 Перепускний клапан: тиск налаштування  $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$ ; ухил лінеаризованої характеристики клапана  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$ .

3 Гідроциліндр: діаметр циліндра  $d_{Ц} = 160 \text{ мм}$ ; діаметр штоку  $d_{Ш} = 100 \text{ мм}$ ; об'ємний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{0Г} = 0,99$ ; механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{МГ} = 0,9$ ; зусилля опору пересуванню штоку  $F = 300 \text{ кН}$ .

4 Напірна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_H = 20 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_H = 15 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 20$ .

5 Зливна гідролінія: діаметр трубопроводу  $d_3 = 30 \text{ мм}$ ; загальна довжина  $l_3 = 15 \text{ м}$ ; еквівалентна шорсткість  $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$ ; сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\Sigma \zeta = 16$ .

6 Дросель: площа прохідного отвору  $S_{ДР} = 14 \text{ мм}^2$ ; коефіцієнт витрат  $\mu = 0,7$ .

7 Робоча рідина: густина  $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість  $\nu = 18 \text{ сСт}$ .

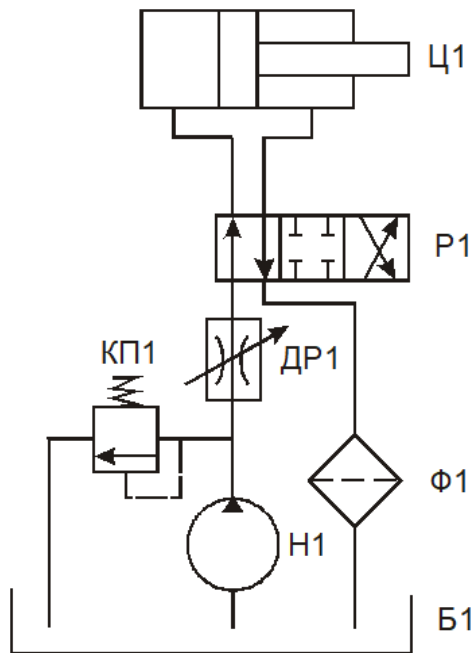


Рисунок 13 – Принципова схема гідравлічного привода поступального руху

## Розв'язання

### 1 Побудова характеристики насосної установки з обмежником тиску

1.1 Визначаємо ідеальну подачу насоса:

$$Q_T = V_0 n, \quad (35)$$

де  $V_0$  – робочий об'єм насоса;

$n$  – частота обертання вала насоса.

Підставляючи числові значення у формулу (35), одержимо

$$Q_T = 125 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{960}{60} = 0,0020 \text{ м}^3 / \text{с} = 2,0 \text{ л} / \text{с}.$$

1.2 Визначаємо подачу насоса при номінальному тиску:

$$Q_H = Q_T \eta_{0H}, \quad (36)$$

де  $\eta_{0H}$  – об’ємний коефіцієнт корисної дії насоса при номінальному тиску  $p_H = 20$  МПа.

Підставляючи числові значення у формулу (36), одержимо

$$Q_H = 0,002 \cdot 0,85 = 0,00170 \text{ м}^3 / \text{с} = 1,70 \text{ л/с}.$$

1.3 Визначаємо подачу насоса при тиску налаштування перепускного клапана:

$$Q_H^{KL} = Q_H - \left( \frac{p_{KL}}{p_H} - 1 \right) (Q_T - Q_H). \quad (37)$$

Підставляючи числові значення у формулу (37), одержимо

$$\begin{aligned} Q_H^{KL} &= 1,70 \cdot 10^{-3} - \left( \frac{21,6 \cdot 10^6}{20,0 \cdot 10^6} - 1 \right) (2,0 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3}) = \\ &= 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с} = 1,68 \text{ л/с} \end{aligned}$$

1.4 Визначаємо максимальний тиск у гідросистемі:

$$p_{\max} = p_{KL} + \left( \frac{\Delta p}{\Delta Q} \right)_{KL} Q_H^{KL}. \quad (38)$$

Підставляючи числові значення у формулу (38), одержимо

$$p_{\max} = 21,6 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 10^9 \cdot 1,68 \cdot 10^{-3} = 22,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 22,4 \text{ МПа} .$$

1.5 Знайдені значення подач насоса і тиску використовуємо для побудови лінеаризованої характеристики насоса  $p_{НАС} = f(Q)$  з обмежником тиску – перепускним клапаном (рисунок 10). Координати точок характеристики насоса:

$$\text{точка 1: } Q = Q_T = 2,0 \text{ л/с; } p = 0;$$

$$\text{точка 2: } Q = Q_H^{KЛ} = 1,68 \text{ л/с; } p = p_{KЛ} = 21,6 \text{ МПа};$$

$$\text{точка 3: } Q = 0; p = p_{\max} = 22,4 \text{ МПа} .$$

## 2 Побудова гідравлічної характеристики гідравлічного привода

2.1 Для заданої схеми гідравлічного привода потрібний тиск (потрібний напір) у початковому перерізі напірної гідролінії можна виразити як

$$P_{ПОТР} = \Delta p_{НАП} + \Delta p_{ЗЛ} + \Delta p_{ДР} + \Delta p_{ГД}, \quad (39)$$

де  $\Delta p_{НАП}$  – втрати тиску (напору) у напірній гідролінії;

$\Delta p_{ЗЛ}$  – втрати тиску (напору) у зливній гідролінії;

$\Delta p_{ДР}$  – втрати тиску (напору) в дроселі;

$\Delta p_{ГД}$  – втрати тиску (напору) у гідродвигуні (гідроциліндрі).

### 2.2 Втрати тиску в напірній гідролінії

$$\Delta p_{НАП} = \left( \lambda_H \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_H \right) \frac{8 \cdot Q_{НАП}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_H^4}, \quad (40)$$

де  $\lambda_H$  – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідролінії;

$Q_{НАП}$  – витрати робочої рідини в напірній гідролінії;

$\sum \zeta_H$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів у напірній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідролінії

$$\lambda_H = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_H}, & \text{Re}_H < \text{Re}_{\text{КР}} = 2320 \\ 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}_H} + \frac{\Delta_E}{d_H} \right)^{0,25}, & \text{Re}_H \geq \text{Re}_{\text{КР}} \end{cases}, \quad (41)$$

де  $\text{Re}_H$  – число Рейнольдса в напірній гідролінії,  $\text{Re}_H = \frac{4Q_{НАП}}{\pi d_H v}$ ;

$\text{Re}_{\text{КР}}$  – критичне число Рейнольдса.

### 2.3 Втрати тиску в зливній гідролінії

$$\Delta p_{зл} = \left( \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_3 \right) \frac{8 \cdot Q_{зл}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_3^4}, \quad (42)$$

де  $\lambda_3$  – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідролінії;

$Q_{зл}$  – витрати робочої рідини в зливній гідролінії;

$\sum \zeta_3$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів у зливній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідролінії

$$\lambda_C = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_3}, & \text{Re}_3 < \text{Re}_{\text{КР}} = 2320 \\ 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}_3} + \frac{\Delta_E}{d_3} \right)^{0,25}, & \text{Re}_3 \geq \text{Re}_{\text{КР}} \end{cases}, \quad (43)$$



де  $Re_3$  – число Рейнольдса в зливній гідролінії,  $Re_3 = \frac{4Q_{зл}}{\pi d_3 \nu}$ .

#### 2.4 Втрати тиску в дроселі (для квадратичного дроселя)

$$\Delta p_{ДР} = \frac{Q_{ДР}^2 \rho}{2\mu^2 S_{ДР}^2}, \quad (44)$$

де  $Q_{ДР}$  – витрати рідини через дросель.

2.5 Втрати тиску в гідроциліндрі для заданої схеми гідравлічного привода (гідроциліндр із однобічним штоком і зливанням робочої рідини зі штокової порожнини в бак під атмосферним тиском)

$$\Delta p_{ГД} = \frac{4F}{\pi d_{Ц}^2 \eta_{МГ}} - \Delta p_{зл} \frac{d_{Ш}^2}{d_{Ц}^2}. \quad (45)$$

2.6 Задаючись рядом значень витрат  $Q_{НАП}$  у напірній гідролінії і зважаючи на те, що для заданої схеми гідравлічного привода  $Q_{НАП} = Q_{ДР}$ , а витрати в зливній гідролінії

$$Q_{зл} = Q_{НАП} \cdot \eta_{0Г} \left( 1 - \frac{d_{Ш}^2}{d_{Ц}^2} \right), \quad (46)$$

визначаємо відповідні цим витратам потрібні тиски в початковому перерезі напірної гідролінії  $p_{ПОТР}$  за формулами (39)-(46). Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.

При цьому, як показали розрахунки, за найбільших теоретично можливих витрат  $Q_{НАП} = Q_T = 2,0$  л/с

$$\frac{\Delta p_{НАП} + \Delta p_{ЗЛ}}{P_{ПОТР}} \cdot 100\% = \frac{0,89 + 0,041}{29,7} \cdot 100\% = 3,13\% < 5\% .$$

Тому втратами тиску в напірній і зливній гідролініях при менших витратах нехтуємо (вважаємо їх рівними нулю).

За даними таблиці 7 будуємо криву потрібного тиску –  $p_{ПОТР}=f(Q)$  (рисунок 14).

Таблиця 7 – Результати розрахунку гідравлічного привода

$Q_{НАП}$ , л/с	$Q_{ЗЛ}$ , л/с	$Re_H$	$\lambda_H$	$Re_3$	$\lambda_3$	$\Delta p_{НАП}$ , МПа	$\Delta p_{ЗЛ}$ , МПа	$\Delta p_{ДР}$ , МПа	$\Delta p_{ГД}$ , МПа	$P_{ПОТР}$ , МПа
2,0	1,21	7070	0,0357	2850	0,0437	0,89	0,041	12,2	16,6	29,7
1,8	1,09	-	-	-	-	0	0	9,88	16,6	26,5
1,6	0,97	-	-	-	-	0	0	7,81	16,6	24,4
1,4	0,84	-	-	-	-	0	0	5,98	16,6	22,6
1,2	0,72	-	-	-	-	0	0	4,39	16,6	21,0
1,0	0,60	-	-	-	-	0	0	3,05	16,6	19,7
0,8	0,48	-	-	-	-	0	0	1,95	16,6	18,6
0,6	0,36	-	-	-	-	0	0	1,10	16,6	17,7
0,4	0,24	-	-	-	-	0	0	0,49	16,6	17,1
0,2	0,12	-	-	-	-	0	0	0,12	16,6	16,7
0	0	-	-	-	-	0	0	0	16,6	16,6

### 3 Аналіз режиму роботи гідравлічного привода

3.1 Точка А (рисунок 14) перетинання кривої потрібного напору з характеристикою насоса є робочою точкою. У цій точці  $P_{НАС} = P_{ПОТР}$ .

Координати робочої точки ( $p_A = 21,8$  МПа;  $Q_A = 1,31$  л/с).

3.2 Для заданої схеми гідравлічного привода витрати робочої рідини, що надходить у гідроциліндр,  $Q_{ГД} = Q_{НАП} = Q_A = 1,31$  л/с.

3.3 Швидкість руху штоку гідроциліндра

$$V_{III} = \frac{4Q_{ГД}\eta_{0Г}}{\pi d_{Ц}^2} . \quad (47)$$

Підставляючи числові значення величин у формулу (47), одержимо

$$V_{III} = \frac{4 \cdot 1,31 \cdot 10^{-3} \cdot 0,99}{3,14 \cdot 0,16^2} = 0,065 \text{ м/с} .$$

3.4 Оскільки крива потрібного напору перетинає характеристику насосної установки в робочій точці за умови ( $p_A = 21,8 \text{ МПа}$ ) > ( $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$ ), у цьому режимі роботи гідравлічного привода перепускний клапан відкритий, і за тиску перед ним  $p_A$  витрати робочої рідини через клапан  $Q_{КЛ}(p_A) = 0,37 \text{ л/с}$ . Ці витрати визначаються графічно як відстань між точками А і 4 (рисунок 10) з умови

$$Q_A + Q_{КЛ}(p_A) + q_{вит} = Q_T,$$

де  $q_{вит}$  – витрати витоку робочої рідини в насосі за тиску  $p_A$ .

3.5 Втрати потужності внаслідок зливання робочої рідини через перепускний клапан для заданої схеми гідравлічного привода

$$N_{КЛ} = p_A \cdot Q_{КЛ}(p_A) . \quad (48)$$

Підставляючи числові значення у формулу (48), одержимо

$$N_{КЛ} = 21,8 \cdot 10^6 \cdot 0,37 \cdot 10^{-3} = 8,07 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 8,07 \text{ кВт} .$$

$p, \text{МПа}$

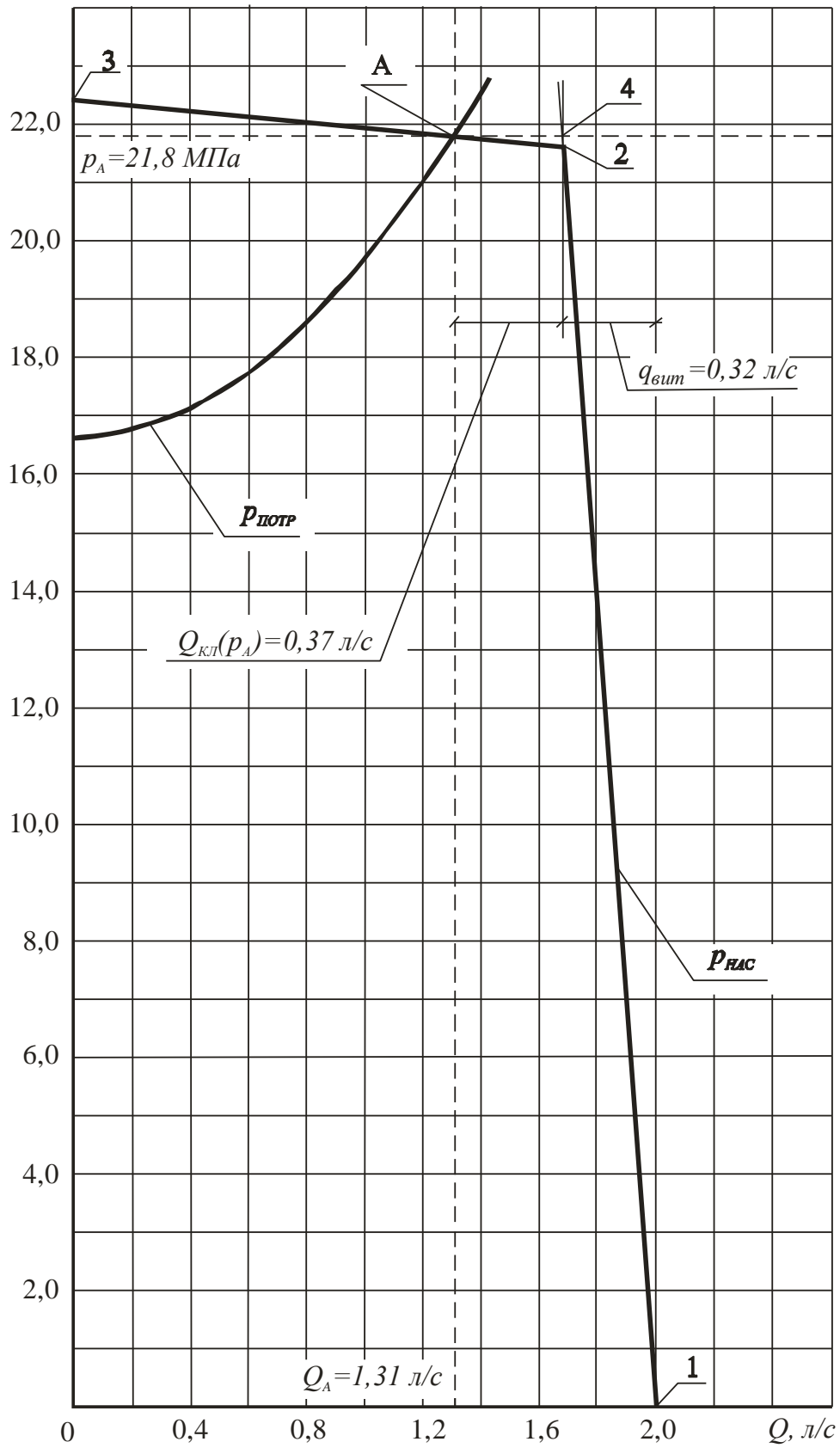


Рисунок 14 – Графічне зображення характеристик гідравлічного привода

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Ковальов М. О., Єгорова І. М. Гідравліка і гідропривід: конспект лекцій. Харків: УкрДУЗТ, 2017. 74 с.

2 Мандрус В. І., Лещій Н. П., Звягін В. М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунку : навч. посіб. Львів: Світ, 1995. 263 с.

3 Павлюченко М. В., Калашніков І. В. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Гідравліка та гідропривід». Харків: УкрДУЗТ, 2020. 46 с.

4 Єгорова І. М., Павлюченко М. В. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Гідравліка». Харків: УкрДУЗТ, 2016. 102 с.

**ДОДАТОК А**  
**Довідкові дані**

**Кінематична в'язкість води**

$T, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	1,78	1,31	1,01	0,90	0,66	0,58	0,48	0,40	0,36	0,30

**Густина води**

$T, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
$\rho, \text{ кг/м}^3$	1000	999,6	998,9	998,2	996,9	995,6	993,9	992,2	990	988	985	983

**Коефіцієнти деяких місцевих опорів**

Вхід у трубу з резервуара під прямим кутом	0,5
Вихід із труби в резервуар під прямим кутом	1
Поворот труби під кутом $90^\circ$ (плавний)	0,1–0,4
Вентиль із прямоточним рухом рідини	0,5–1

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
для виконання індивідуальних завдань

з дисципліни  
*«МАШИНОБУДІВНА ГІДРАВЛІКА»*

Відповідальний за випуск Берестянська С. Ю.

Редактор Ібрагімова Н. В.

---

Підписано до друку 17.01.2024 р.  
Умовн. друк. арк. 3,5. Тираж . Замовлення № .  
Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного  
транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018