

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання лабораторних робіт  
з навчальної дисципліни «Основи теорії гідроприводу»  
для студентів денної та заочної форм навчання  
за спеціальністю «Прикладна механіка»

Затверджено редакційно-  
видавничою радою університету,  
протокол № 1 від 13.02.2025 р.

Харків  
НТУ «ХПІ»  
2025

**Методичні вказівки** до виконання лабораторних робіт з навчальної дисципліни «Основи теорії гідроприводу» для студентів денної та заочної форми навчання за спеціальністю «Прикладна механіка» / уклад.: Г.А. Крутіков, М. Г. Стрижак – Харків : НТУ «ХП». – 2025. – 30 с.

Укладачі: Г. А. Крутіков  
М. Г. Стрижак

Рецензент А. С. Роговий

Кафедра «Деталі машин та гідропневмосистеми»

## Лабораторна робота № 1

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ З ПОСЛІДОВНИМ ВСТАНОВЛЕННЯМ ДРОСЕЛЯ

#### 1.1 Мета роботи

Набуття практичних навичок у налаштуванні гідروприводу з послідовним встановленням дроселя та у дослідному визначенні його навантажувальної характеристики.

#### 1.2 Основні положення

Під навантажувальною характеристикою гідроприводу розуміють залежність швидкості руху (частоти обертання) робочого органу гідродвигуна від статичного навантаження на ньому.

При встановленні регулюемого дроселя послідовно з виконавчим механізмом (рис. 1) навантажувальна характеристика гідроприводу може мати принципово різний характер в залежності від того, працює напірний клапан в режимі запобіжного чи в режимі переливного. У першому випадку реалізується джерело живлення  $Q = const$  ( $p = var$ ). У другому випадку реалізується джерело живлення  $p = const$  ( $Q = var$ ).

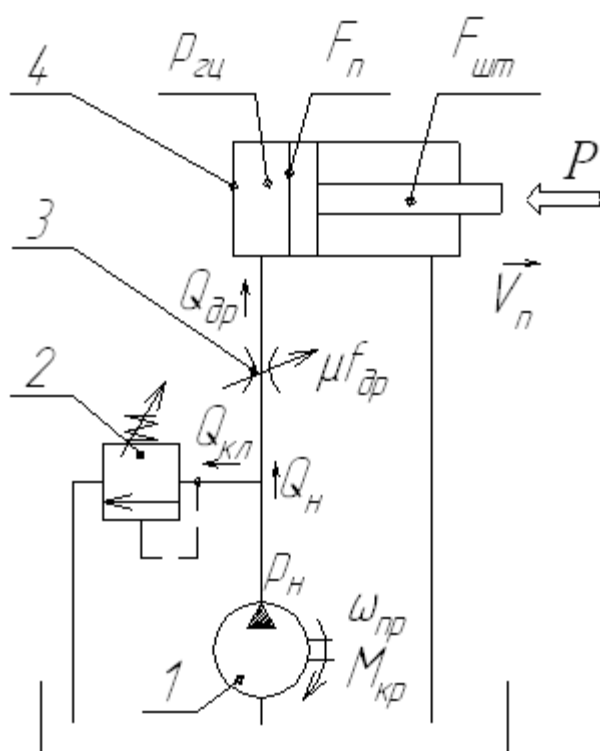


Рисунок 1 – Гідравлічна схема експериментальної установки

$p - Q$  діаграма гідроприводу для першого випадку наведена на рис. 2. Характерною особливістю роботи приводу в цьому режимі є те, що експлуатаційною точкою  $e$  гідроприводу буде точка перетину характеристики

мережі 1 з гілкою  $cd$  характеристики об'ємного насоса. Абсцисою цієї точки є витрата  $Q_{ГЦ}$ , що надходить до гідроциліндру, а ординатою  $p_H$  - тиск, що розвиває насос. Добре видно, що якщо гілка  $cd$  характеристики насоса буде весь час залишатися геометричним місцем експлуатаційних точок, то з одного боку, швидкість такого приводу буде практично нечутливою до зміни навантаження  $P$  (лінія 3 та відповідна їй точка  $e_2$ ), але, з іншого боку, привід стане нечутливим і до зміни опору регулюемого дроселя (лінія 2 та точка  $e_1$ ). Напірний клапан у цьому випадку відіграє роль виключно запобіжного пристрою та спрацьовує лише епізодично у позаштатних ситуаціях.

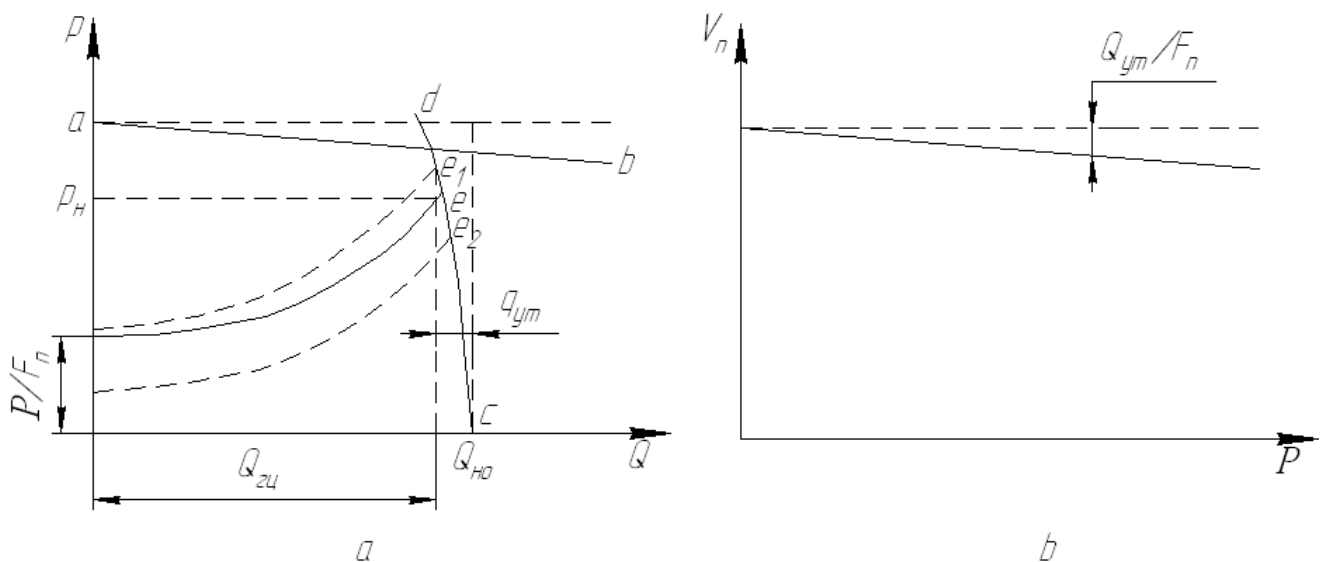


Рисунок 2 – діаграма (а) та навантажувальна характеристика (b) гідроприводу при роботі напірного клапана в режимі запобіжного

Виразом навантажувальної характеристики у цьому випадку буде формула:

$$V_{\Pi} = \frac{Q_H}{F_{\Pi}} = \frac{Q_{H0} \cdot \eta_{об}^{нас}}{F_{\Pi}}, \quad (1)$$

де  $V_{\Pi}$  - швидкість поршня;  $F_{\Pi}$  - площа поршня з боку безштокової порожнини;  $\eta_{об}^{нас}$  - об'ємний ККД насоса;  $Q_{H0}$  - подача насоса на холостому ході.

Отже, швидкість поршня зі зміною навантаження у цьому випадку буде змінюватись за законом зміни об'ємного ККД насоса, тобто за законом зміни витоків у насосі (рис. 3).

$p-Q$  діаграма гідروприводу для другого випадку наведена на рис. 3, *a*.

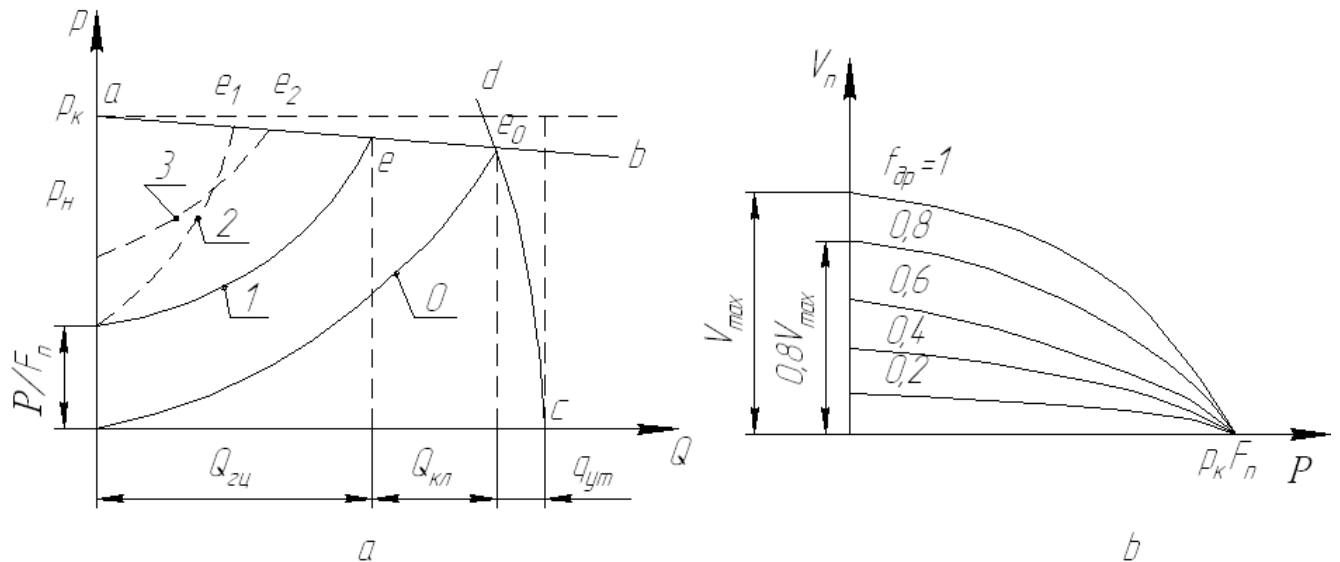


Рисунок 3 – діаграма (*a*) та навантажувальна характеристика (*b*) гідроприводу при роботі напірного клапана в режимі переливного

Характерною особливістю роботи привода у цьому режимі є те, що експлуатаційною точкою  $e$  гідроприводу буде точка перетину характеристики мережі 1 з гілкою  $ab$  характеристики переливного клапана. При цьому частина подачі насоса  $Q_{ГЦ}$  проходить через дросель до циліндру, а частина подачі  $Q_{кл}$  зливається через переливний клапан у бак. Якщо в процесі роботи привода гілка  $ab$  увесь час буде залишатися основною експлуатаційною гілкою привода, то за допомогою зміни опору дроселя можна легко регулювати швидкість поршня  $V_{п} = \frac{Q_{ГЦ}}{F_{п}}$  (лінія 2 та точка  $e_1$ ). Але й чутливість швидкості поршня  $V_{п}$  до зміни навантаження  $P$  також різко зростає (лінія 3 та відповідна їй точка  $e_2$ ).

Навантажувальна характеристика гідроприводу для цього режиму приймає вигляд:

$$V_{II} = \frac{\mu \cdot f_{ДР}}{F_{II}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_{КЛ} - \frac{P}{F_{II}} \right)}, \quad (2)$$

де  $p_{КЛ}$  - тиск налаштування переливного клапана.

Передусім визначимо максимальну площу відкриття дроселя, що забезпечує при заданому налаштуванні клапана знаходження експлуатаційної точки на гілці  $ab$  характеристики клапана. Її знаходять при відсутності навантаження на шток (лінія 0 на рис. 3а).

$$(\mu \cdot f_{ДР})_{\max} = \frac{Q_H}{\mu \cdot \sqrt{2 p_{КЛ} / \rho}}. \quad (3)$$

При будь-якій площі відкриття дроселя  $f < f_{\max}$  і зустрічному навантаженні  $0 \leq P \leq p_{КЛ} \cdot F_{II}$  будемо мати справу з регулюємим гідроприводом.

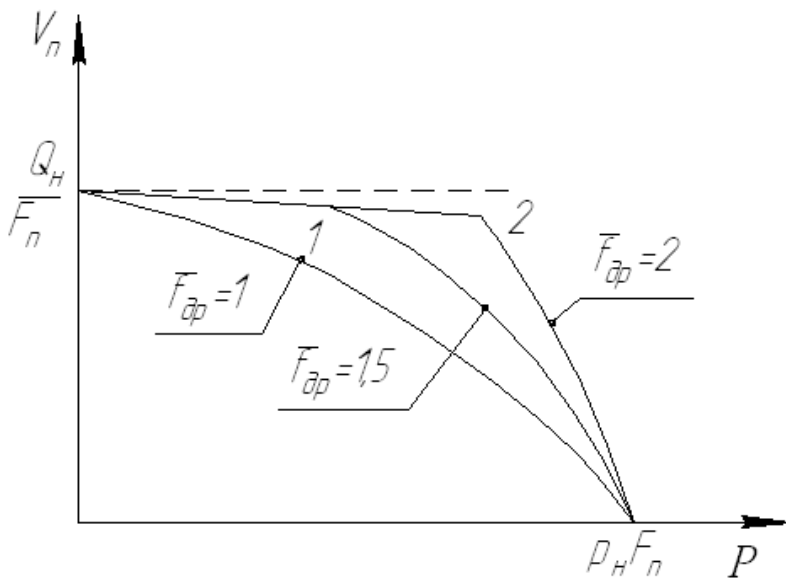


Рисунок 4 – Навантажувальні характеристики гідроприводу при  $\bar{f}_{ДР} \geq 1$

Навантажувальна характеристика гідроприводу у цьому випадку визначається за рівнянням (2) і при незмінному налаштуванні переливного клапана її форма залежить від  $\bar{f}_{ДР} = f_{ДР} / (f_{ДР})_{\max}$  (рис. 3б). Коли значення  $\bar{f}_{ДР} \geq 1$  можливий характер навантажувальної

характеристики гідроприводу наведений на рис. 4.

Чим більше ступінь відкриття дроселя, тим при більших навантаженнях відбувається спрацювання переливного клапана і тим стрімкіше відбувається падіння швидкості гідродвигуна при подальшому зростанні навантаження.

### 1.3 Принципова схема експериментальної установки

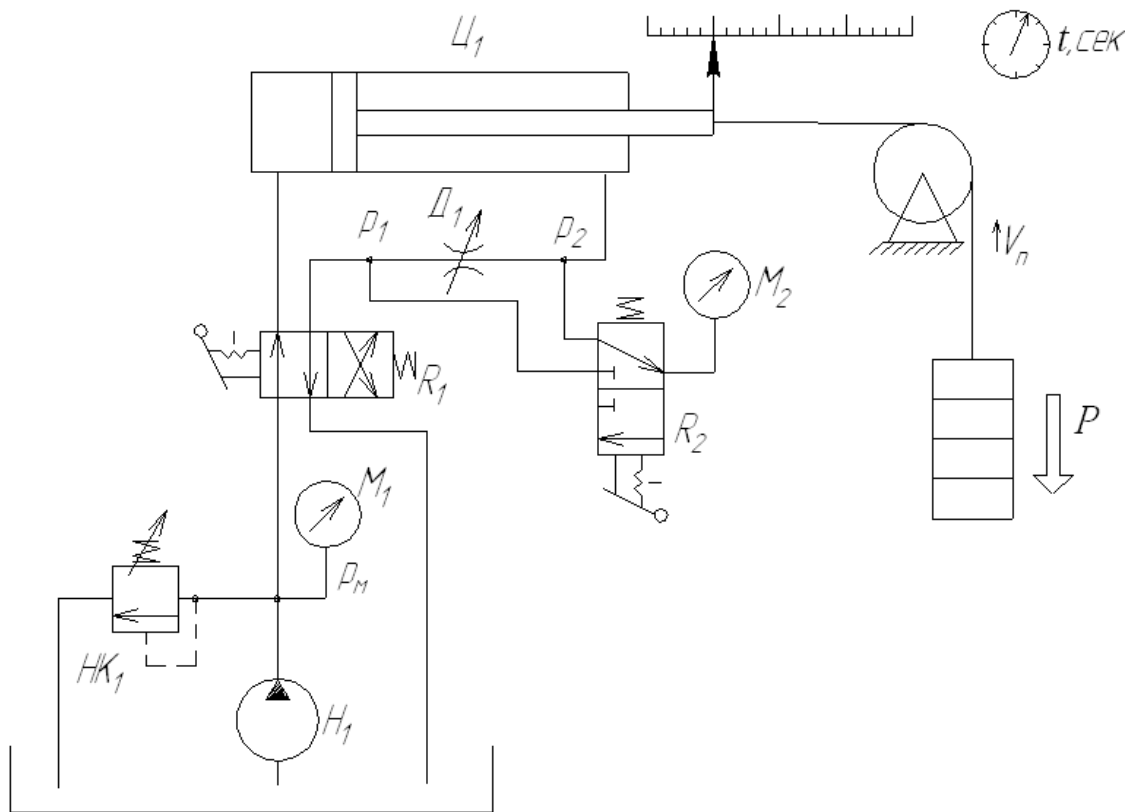


Рисунок 5 – Принципова схема експериментальної установки

Експериментальна установка зібрана на базі учбового стенду.

Основні характеристики установки:

тип насоса Н1 .....	пластинчастий Г 12
номінальна подача насоса, $Q_H$ , л/хв .....	8
номінальний тиск насоса, $p_H$ , МПа .....	6,3
діаметр поршня циліндру, $D$ , мм .....	36
діаметр штоку, $d$ , мм .....	20
хід поршня, $L$ , мм .....	250
діапазон зміни статичного навантаження, $P$ , Н .....	0 ÷ 500
внутрішній діаметр трубопроводу, $d_{BH}$ , мм .....	6

## 1.4 Порядок проведення лабораторної роботи

Академічна група поділяється на 4 підгрупи и кожна підгрупа знімає навантажувальну характеристику приводу при постійному значенні опору дроселя  $D_1$ . Таким чином, у результаті повинна бути визначена навантажувальна характеристика при 4-ох різних значеннях налаштування дроселя. Тиск налаштування напірного клапана обирається незмінним  $p_{кл} = 0,8 \div 1,2$  МПа і його рівень зумовлений максимальним рівнем навантаження на поршні.

Налаштувавши за манометром  $M_1$  тиск налаштування напірного клапана  $HK_1$  ( $p_{кл}$ ) при повністю висунутому штоці (ліве положення на схемі рис. 5) здійснюють перемикання розподільника  $R_1$  одночасно із ввімкненням секундоміру. Під час руху поршня циліндру записується тиск  $p_{кл}$ , а також тиски  $p_1$  та  $p_2$  в точках до дроселя  $D_1$  та після нього шляхом почергового підключення до них за допомогою розподільника  $R_2$  манометра  $M_2$ . Момент закінчення підймання вантажу фіксується зупинкою секундоміру.

Далі опускають, перемкнувши розподільник  $R_1$  у вихідне положення, вантаж  $P$ , встановлюють новий вантаж і повторюють вказані вище дії. Необхідне значення вантажу встановлюється за допомогою плоских тарованих гирь.

Результати вимірювань зводять до протоколу.

$$P_H =$$

### Протокол випробувань 1

№	$P$ , Н	$t$ , сек.	$V_{II}$ , м/с	$Q_{ГЦ}$ , м <sup>3</sup> /с	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$\Delta p$ , МПа	$Q_{кл}$ , м <sup>3</sup> /с	$f_{ДР}$ , м <sup>2</sup>	$\bar{f}_{ДР}$ , м <sup>2</sup>

## 1.5 Обробка результатів вимірювань і побудова графіків

При проведенні дослідів вимірюється навантаження  $P$  на штоці циліндру;

$t$  - час підйому вантажу; тиски  $p_{кл}$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ .

Швидкість поршня визначимо як:

$$V_{\Pi} = \frac{L}{t}; \quad (4)$$

Витрата через дросель (витрата гідроциліндру):

$$Q_{ГЦ} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)V_{\Pi}; \quad (5)$$

Витрата через напірний клапан:

$$Q_{кл} = Q_H - Q_{ГЦ}; \quad (6)$$

Площа прохідного перерізу дроселя:

$$f_{ДР} = \frac{Q_{ГЦ}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}}, \quad (7)$$

де  $\mu = 0,65 \div 0,67$  - коефіцієнт витрати дроселя.

Відносна площа прохідного перерізу дроселя визначається як:

$$\bar{f}_{ДР} = \frac{f_{ДР}}{(f_{ДР})_{\max}}, \quad (8)$$

де  $(f_{ДР})_{\max}$  знаходиться за виразом (3).

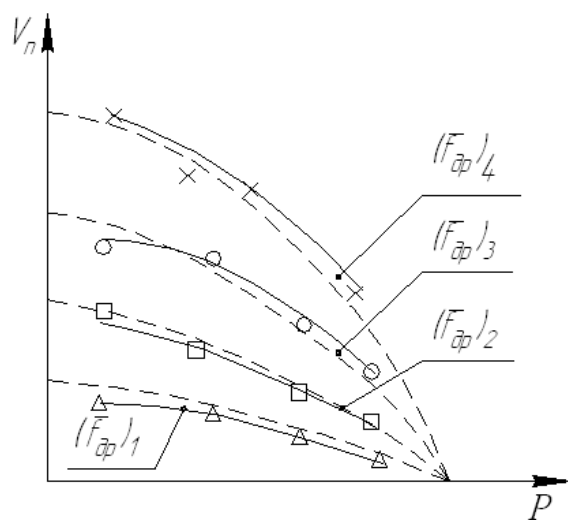


Рисунок 6 – Приблизний вигляд теоретичної та експериментальної навантажувальної характеристики ( ——— дослідна крива, - - - теоретична крива)



Рисунок 7 – Загальний вигляд лабораторного стану для проведення випробувань елементів і систем гідروприводів

На графіку наноситься залежність швидкості поршня  $V_{II}$  від навантаження  $P$  при фіксованому значенні  $\bar{f}_{ДР}$  (всього 4 графіка) з використанням даних протоколу й та сама залежність будується за виразом 2 (рис. 6).

#### 1.6 Питання для самоперевірки

1. Як виглядає характеристика насоса, напірного клапана та характеристика мережі на  $p - Q$  діаграмі?
2. Які два принципово різні режими роботи гідроприводу з послідовним встановленням дроселя можуть виникнути в процесі експлуатації. Поясніть які відмінності в характеристики приводу це вносить?
3. Що таке навантажувальна (механічна) характеристика приводу?
4. Який з режимів роботи приводу характеризується більшою жорсткістю навантажувальної характеристики?
5. Для яких випадків використання приводу доцільніший перший режим роботи а для яких – другий?
6. Яким чином домогтися високої жорсткості навантажувальної характеристики гідроприводу дросельного регулювання швидкості?

## Лабораторна робота № 2

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПОБУДОВА РЕГУЛЮВАЛЬНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ З ПОСЛІДОВНИМ ВСТАНОВЛЕННЯМ ДРОСЕЛЯ

#### 2.1 Мета роботи

Дослідне визначення діапазонів регулювання для гідроприводу з послідовним встановленням дроселя.

#### 2.2 Основні положення

Як уже зазначалося при виконанні попередньої лабораторної роботи, гідропривід дросельного регулювання при послідовному встановленні дроселя стає регулюємим тільки у випадку перетину характеристики мережі з характеристикою напірного клапана  $a-b$  (рис. 3), тобто тільки у випадку постійного скидання частини подачі насоса через переливний клапан 2 (рис.1). Тому справжнім регулятором швидкості гідроприводу тут є переливний клапан 2, а за допомогою дроселя 3 здійснюється лише дистанційне керування цим клапаном.

Залежність швидкості  $V_{II}$  від значення площі прохідного перерізу дроселя  $f_{ДР}$  з виразу 2 можна подати у безрозмірній формі, використовуючи для цього вираз для базових одиниць швидкості  $(V_{II})_{\max}$ , витрати  $Q_{\max}$ , і дроселя  $(f_{ДР})_{\max}$ .

$$(V_{II})_{\max} = \frac{\mu \cdot (f_{ДР})_{\max}}{F_{II}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{КЛ}}; \quad (9)$$

$$Q_{\max} = (V_{II})_{\max} \cdot F_{II}; \quad (10)$$

Поточне значення швидкості поршня:

$$V_{\Pi} = \frac{\mu \cdot f_{\text{ДР}}}{F_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_{\text{КЛ}} - \frac{P}{F_{\Pi}} \right)}; \quad (11)$$

Поділивши (3) на (2) отримаємо регульовальну характеристику в безрозмірній формі:

$$\bar{V}_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}}{(V_{\Pi})_{\text{max}}} = \bar{f}_{\text{ДР}} \sqrt{1 - \bar{P}}; \quad (12)$$

Проте ця формула дійсна при  $p_H = p_{\text{КЛ}} = \text{const}$ , тобто в тому випадку, коли геометричним місцем експлуатаційних точок  $e$  є гілка  $a-b$  - характеристики переливного клапана (рис. 7а). В тому випадку, коли експлуатаційною гілкою є гілка  $c-d$  - характеристики насоса, швидкість поршня постійна ( $Q_H / F_{\Pi}$ ) та не залежить від зміни опору дроселя, а тиск, що розвиває насос, навпаки, змінний.

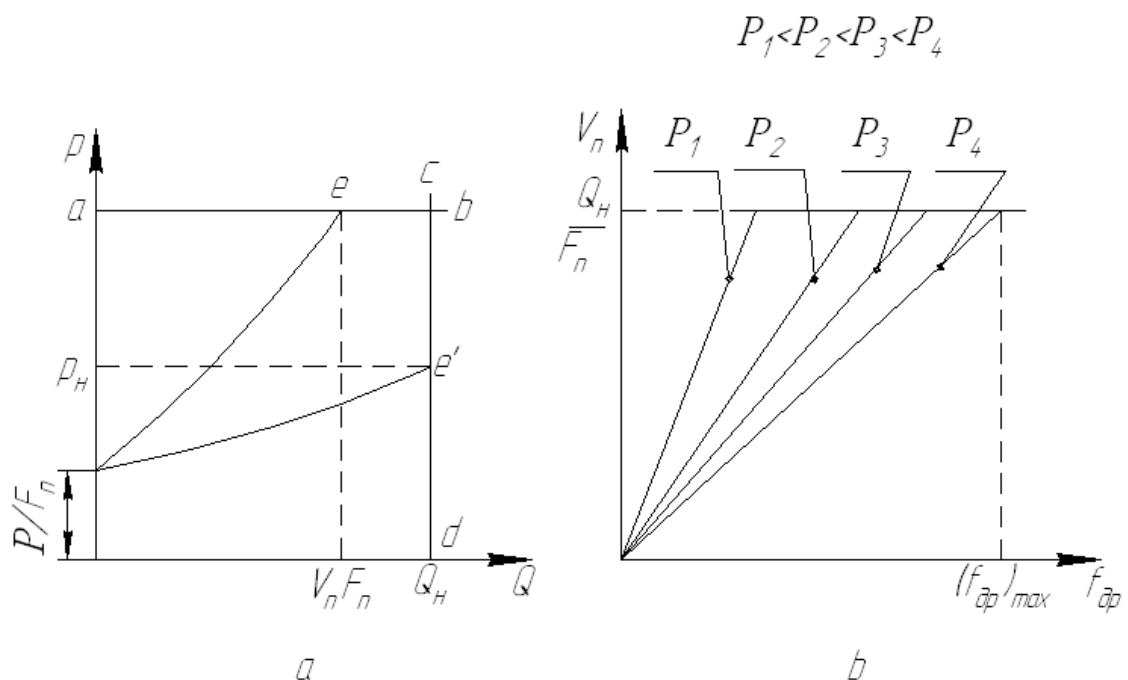


Рисунок 7 – Регульовальні характеристики гідроприводу

$$p_H = \frac{Q_H^2 \cdot \rho}{2(\mu \cdot f_{ДР})^2} + \frac{P}{F_{П}} \leq p_{кЛ}; \quad (13)$$

З формули (13) та рис. 5б видно, що чим більше зустрічне навантаження, тим при більших відкриттях дроселя привод залишається регулюємым.

Чим менше зустрічне навантаження, тим вужче ділянка регулювання за допомогою дроселя, в межах якої привод є чутливим до зміни опору дроселя.

### 2.3 Порядок проведення лабораторної роботи

Схема лабораторної установки та сама, що і для лабораторної роботи № 1 (рис. 5).

Спочатку занотовується регулювальна характеристика при холостому ході ( $P = 0$ ). При кожному відкритті дроселя фіксується час руху, тиск  $p_1$  та  $p_2$ . Потім досліди продовжуються при інших навантаженнях. Результати випробувань заносяться до протоколу.

При обробці результатів вимірювань необхідно використовувати формули 4 (при визначенні  $f_{ДР}$ ), 3 та 8 (при визначенні  $\bar{f}_{ДР}$ ), 11, 12 (при визначенні  $\bar{V}_{П}$ ).

#### Протокол випробувань 2

№	$P$ , Н	$t$ , сек	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$f_{ДР}$ , м <sup>2</sup>	$V_{П}$ , м/с	$\bar{f}_{ДР}$	$\bar{V}_{П}$

За результатами випробувань будується графік.

### 2.4 Питання для самоперевірки

1. Який механізм регулювання швидкості гідроприводу при послідовному встановленні дроселя?

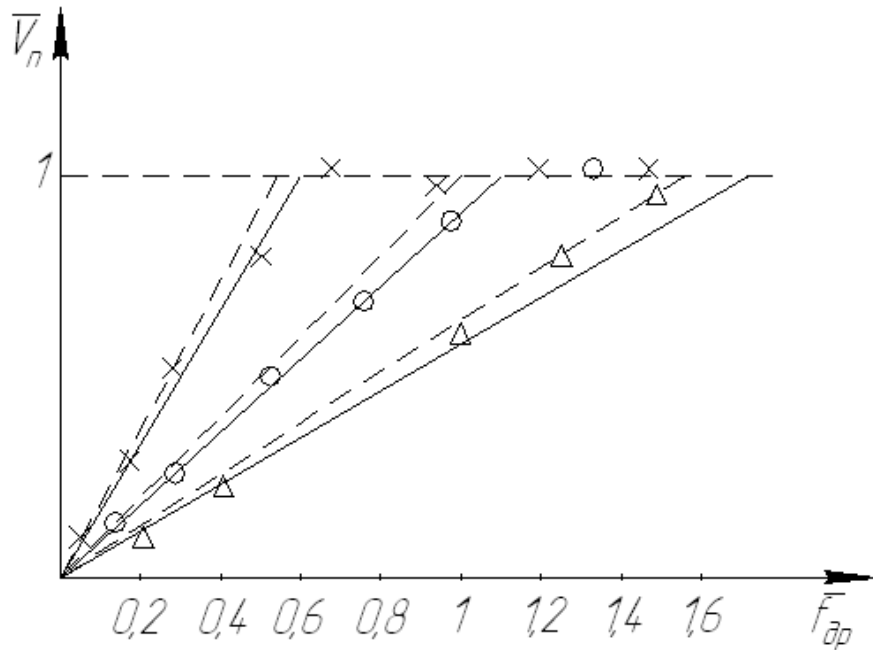


Рисунок 8 – Регульовальна характеристика гідроприводу,  
побудована дослідним шляхом

2. В якому режимі повинен працювати напірний клапан при дросельному регулюванні швидкості у випадку послідовного встановлення дроселя?
3. Поясніть причину втрати чутливості швидкості приводу до зміни опору дроселя?
4. Якщо при заданому навантаженні приводу вичерпана можливість збільшити швидкість приводу за рахунок зменшення опору дроселя, а максимально можлива швидкість не досягнута, що робити?

## Лабораторна робота № 3

### ДОСЛІДНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ККД ГІДРОПРИВОДУ З ПОСЛІДОВНИМ ВСТАНОВЛЕННЯМ ДРОСЕЛЯ

#### 3.1 Мета роботи

Визначення ККД гідроприводу на основі дослідних даних і експериментальне визначення залежності ККД від навантаження.

#### 3.2 Основні положення

Загальним ККД гідроприводу називається відношення механічної потужності на вихідній ланці гідроприводу (штоці циліндру, валу гідромотору) до механічної потужності на валу насоса:

$$\eta_{ЗАГ}^{zn} = \frac{N_{МЕХ}^{zd}}{N_{ПРИВ}^{nac}}; \quad (14)$$

Відповідно до схеми на рис. 1:

$$\eta_{ЗАГ}^{zn} = \frac{V_{П} \cdot P}{\omega_{ПР} \cdot M_{КР}} = \frac{Q_{Н} \cdot p_{Н}}{\omega_{ПР} \cdot M_{КР}} \cdot \frac{p_{ГЦ} \cdot Q_{ДР}}{p_{Н} \cdot Q_{Н}} \cdot \frac{V_{П} \cdot P}{p_{ГЦ} \cdot Q_{ДР}} = \eta_{ЗАГ}^{nac} \cdot \eta_{ПЦ} \cdot \eta_{ЗАГ}^{zd}, \quad (15)$$

де  $\omega_{ПР}$  - частота обертання валу насоса;  $M_{КР}$  - крутний момент на валу насоса;  $p_{ГЦ}$  - тиск у робочій порожнині гідроциліндру;  $Q_{ДР} = Q_{ГЦ}$  - витрата через дросель (витрата в робочу порожнину гідроциліндру);  $\eta_{ЗАГ}^{nac} = (Q_{Н} \cdot p_{Н}) / (\omega_{ПР} \cdot M_{КР})$  - загальний ККД насоса, що враховує втрати в насосі при перетворенні механічної потужності в гідравлічну;  $\eta_{ЗАГ}^{zd} = (V_{П} \cdot P) / (p_{ГЦ} \cdot Q_{ДР})$  - загальний ККД гідродвигуна, що враховує втрати в гідроциліндрі при перетворенні гідравлічної потужності в механічну;  $\eta_{ПЦ} = (p_{ГЦ} \cdot Q_{ДР}) / (Q_{Н} \cdot p_{Н})$  - ККД процесу керування,

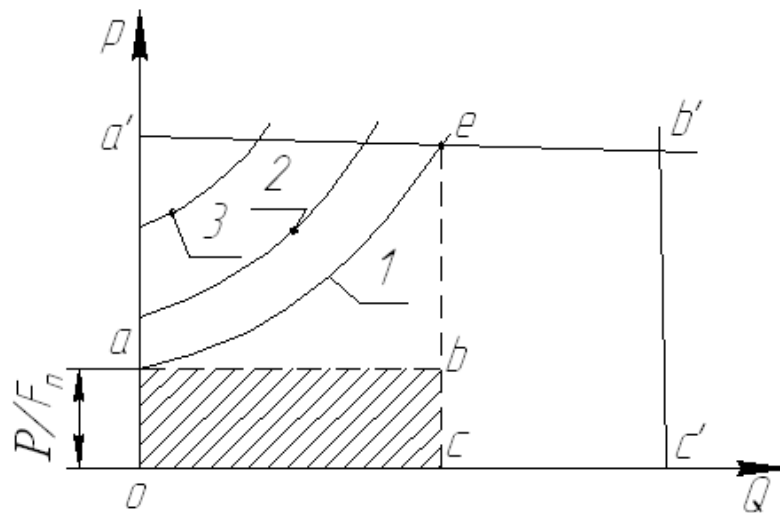


Рисунок 9 –  $p-Q$  діаграма гідроприводу

пов'язаний з розсіюванням енергії рідини дроселем і переливним клапаном;

$\eta_{\Gamma} = p_{\Gamma\Gamma} / p_H$  - гідравлічний ККД процесу керування, що враховує втрату тиску на регульованому дроселі;

$\eta_{\text{об}} = Q_{\text{др}} / Q_H$  - об'ємний ККД процесу керування, що враховує втрату подачі насоса на переливному клапані.

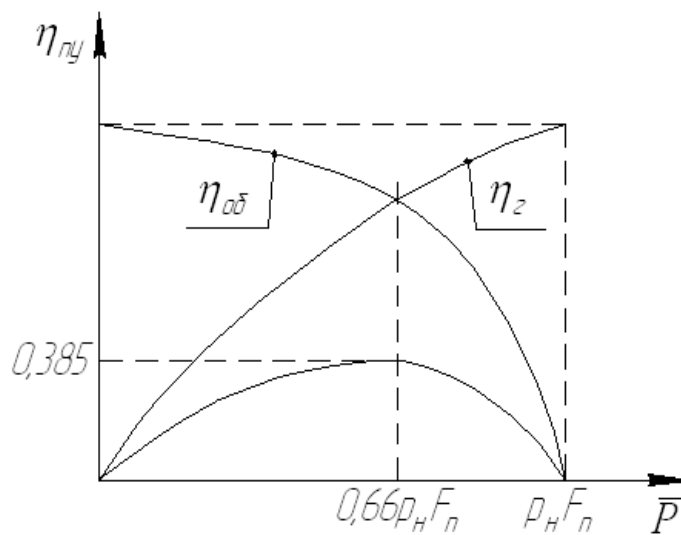


Рисунок 10 – Залежність ККД гідроприводу від навантаження  $P$  при  $(f_{\text{др}})_{\text{max}}$

Враховуючі, що у сучасних об'ємних насосів та гідроциліндрів ККД високий та наближається до одиниці, будемо вважати  $\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{нас}} \approx \eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{зд}} \approx 1$  та  $\eta_{\text{ЗАГ}}^{\text{zn}} \cong \eta_{\text{ПЦ}}$ .

В системі координат  $p-Q$  (рис. 9) ККД гідроприводу можна зобразити як відношення площ  $S_{abco}/S_{a'b'c'o}$ . При цьому  $S_{aa'eb}$  – буде відповідати втраті потужності на регульованому дроселі, а  $S_{ceb'c'}$  – втраті потужності на переливному клапані.

Як видно з  $p-Q$  діаграми зі зростанням навантаження  $P$  від 0 до  $P_{\max}$  відбувається зміщення параболі втрат вгору вздовж осі ординат (1  $\rightarrow$  2  $\rightarrow$  3). При цьому очевидно, що площа, яка відповідає корисній потужності буде збільшуватись від нуля до деякої максимальної величини, а потім почне зменшуватись знов до нуля. Це пов'язано з тим (рис. 10), що зі зростанням навантаження гідравлічний ККД  $\eta_G$  зростає, а об'ємний ККД  $\eta_{OB}$  зменшується, тому ККД процесу керування  $\eta_{ПЦ}$ , що являє собою добуток  $\eta_{OB} \cdot \eta_G$ , має максимум, що знаходиться між навантаженням  $P=0$  і навантаженням  $P = p_{кл} \cdot F_{П}$ .

### 3.3 Порядок проведення роботи

Принципова схема експериментальної установки аналогічна схемі на рис. 5.

Порядок навантаження приводу і зняття замірів також відповідають порядку, наведеному в лабораторній роботі № 1.

Результати вимірювань зводяться в протокол.

$p_H =$  Протокол випробувань 3

№	$N$ , Вт	$P$ , Н	$t$ , сек	$V_{П}$ , м/с	$Q_{ГЦ}$ , м <sup>3</sup> /с	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$Q_{кл}$ , м <sup>3</sup> /с	$\eta_G$	$\eta_{OB}$	$\eta_{ПЦ}$	$\Delta N_{д}$ , Вт	$\Delta N_{к}$ , Вт

За результатами випробувань при фіксованому значенні  $f_{ДР}$  (див. лабораторну роботу 1) при кожному значенні  $P$  визначають гідравлічний ККД  $\eta_G$ , об'ємний ККД  $\eta_{OB}$  та ККД процесу керування  $\eta_{ПЦ}$ .

$$\eta_{\Gamma} = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) p_{\text{кЛ}}}; \quad (16)$$

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q_{\text{ГЦ}}}{Q_{\text{Н}}}; \quad (17)$$

$$\eta_{\text{шц}} = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{об}}; \quad (18)$$

Останні дві колонки протоколу відповідають гідравлічній потужності, яка втрачається на клапані  $\Delta N_{\text{к}}$  та дроселі  $\Delta N_{\text{д}}$ .

$$\Delta N_{\text{к}} = Q_{\text{кЛ}} \cdot p_{\text{кЛ}} = (Q_{\text{Н}} - Q_{\text{ГЦ}}) p_{\text{кЛ}}; \quad (19)$$

$$\Delta N_{\text{д}} = Q_{\text{ГЦ}} (p_1 - p_2); \quad (20)$$

За результатами випробувань та розрахунків за формулами 16 – 20 на основі протоколу 3 будуються експериментальні графіки  $\eta_{\Gamma}(P)$ ,  $\eta_{\text{об}}(P)$ ,  $\eta_{\text{шц}}(P)$ , а також графіки  $\Delta N_{\text{к}}(P)$  та  $\Delta N_{\text{д}}(P)$ .

### 3.4 Запитання для самоперевірки

1. На яких елементах гідроприводу відбувається безповоротна втрата енергії рідини?
2. Що таке гідравлічний і об'ємний ККД гідроприводу?
3. Зобразьте на  $p - Q$  діаграмі втрати потужності на переливному клапані та дроселі при будь-якому фіксованому навантаженні на виконавчому механізмі.
4. Як на  $p - Q$  діаграмі зображується корисна потужність гідроприводу?
5. Як в приводах з послідовним встановленням дроселя змінюється гідравлічний і об'ємний ККД зі зростанням навантаження на виконавчий механізм?

## Лабораторна робота № 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ З ПАРАЛЕЛЬНИМ ВСТАНОВЛЕННЯМ ДРОСЕЛЯ

#### 4.1 Мета роботи

Набуття практичних навичок у налаштуванні гідроприводу з паралельним встановленням дроселя та у дослідному визначенні його навантажувальної характеристики.

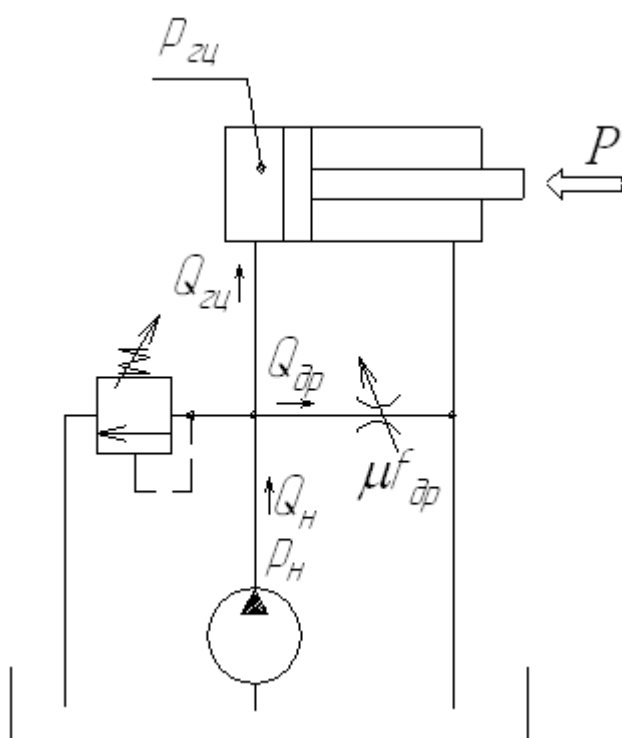


Рисунок 11 – Принципова схема  
гідроприводу з паралельним  
встановленням дроселя

#### 4.2 Основні положення

При встановленні регулюємого дроселя паралельно гідроциліндру надлишкова подача зливається через дросель. Напірний клапан тут відіграє роль виключно запобіжного пристрою, тому на вигляд навантажувальної характеристики не впливає.

Зображення роботи такого гідроприводу на  $p-Q$  діаграмі може бути отримане шляхом сполучення характеристики мережі, (1), з характеристиками насоса (2) та дроселя (3), (рис. 12 а). У цьому випадку точка  $e_0$  відповідає експлуатаційній точці гідроприводу при повністю зачиненому дроселі, коли вся подача насоса за

виключенням витоків йде до гідроциліндру. При відкритті дроселя сполучена

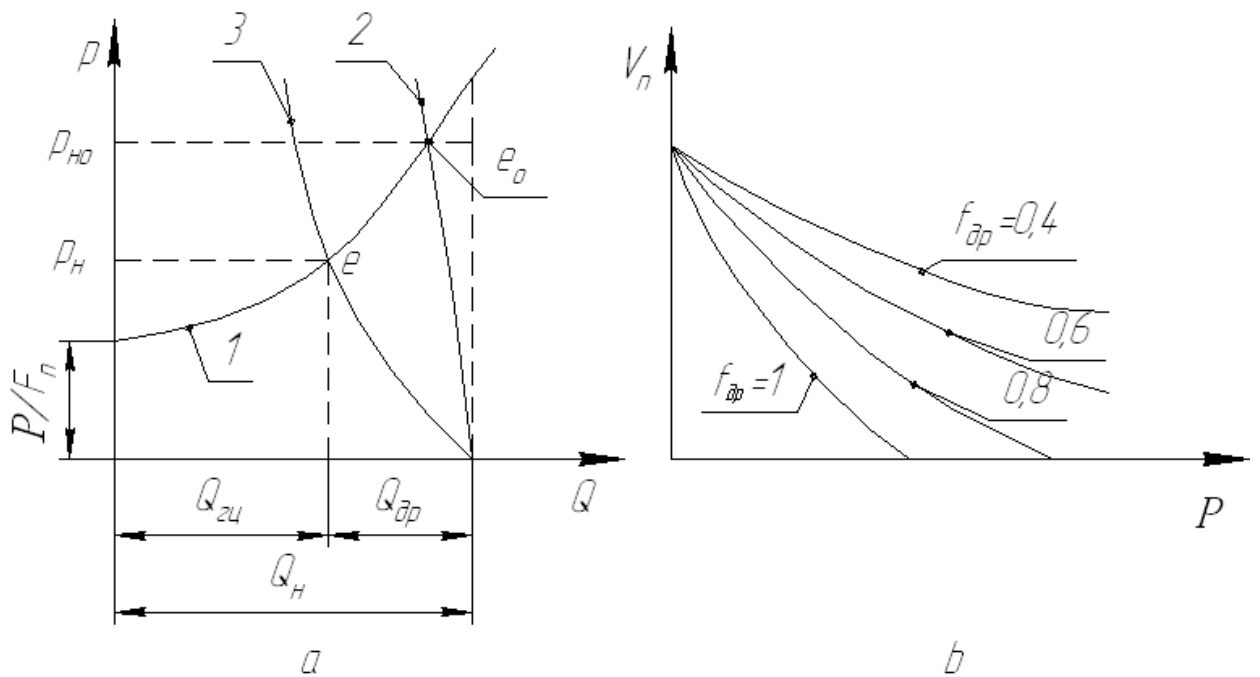


Рисунок 12 –  $p - Q$  діаграма (а) та навантажувальна характеристика (б) гідроприводу з паралельним встановленням дроселя

характеристика насоса та паралельного дроселя зображується лінією 3 і експлуатаційна точка гідроприводу  $e$  отримується шляхом сполучення цієї лінії з характеристикою мережі 1. При цьому витрата, що подається до гідроциліндру  $Q_{гц}$  зменшується, що призводить до зменшення швидкості поршня гідроциліндру. Суттєво важливим є те, що при зменшенні швидкості поршня падає і тиск  $p_H$ , який розвиває насос. В цьому полягає важлива перевага цього способу регулювання швидкості на регулюванням за допомогою послідовно встановленого дроселя (рис. 3), при якому зменшення швидкості поршня не призводить до зменшення тиску, який розвиває насос. Навпаки, через особливості статичної характеристики переливного клапана тиск, який розвиває насос навіть підвищується.

Ця особливість регулювання за допомогою паралельного дроселя помітно покращує енергетичні характеристики гідроприводу.

Навантажувальна характеристика гідроприводу для цього випадку має вигляд:

$$V_{II} = \frac{1}{F_{II}} \left( Q_H - \mu \cdot f_{дp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{дp}} \right); \quad (21)$$

Зважаючи на те, що перепад тиску на дроселі  $\Delta p_{дp}$  приблизно дорівнює перепаду тиску на гідроциліндрі  $\Delta p_{дp} \approx \Delta p_{гц} = \frac{P}{F_{II}}$ , то:

$$V_{II} = \frac{1}{F_{II}} \left( Q_H - \mu \cdot f_{дp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P}{F_{II}}} \right); \quad (22)$$

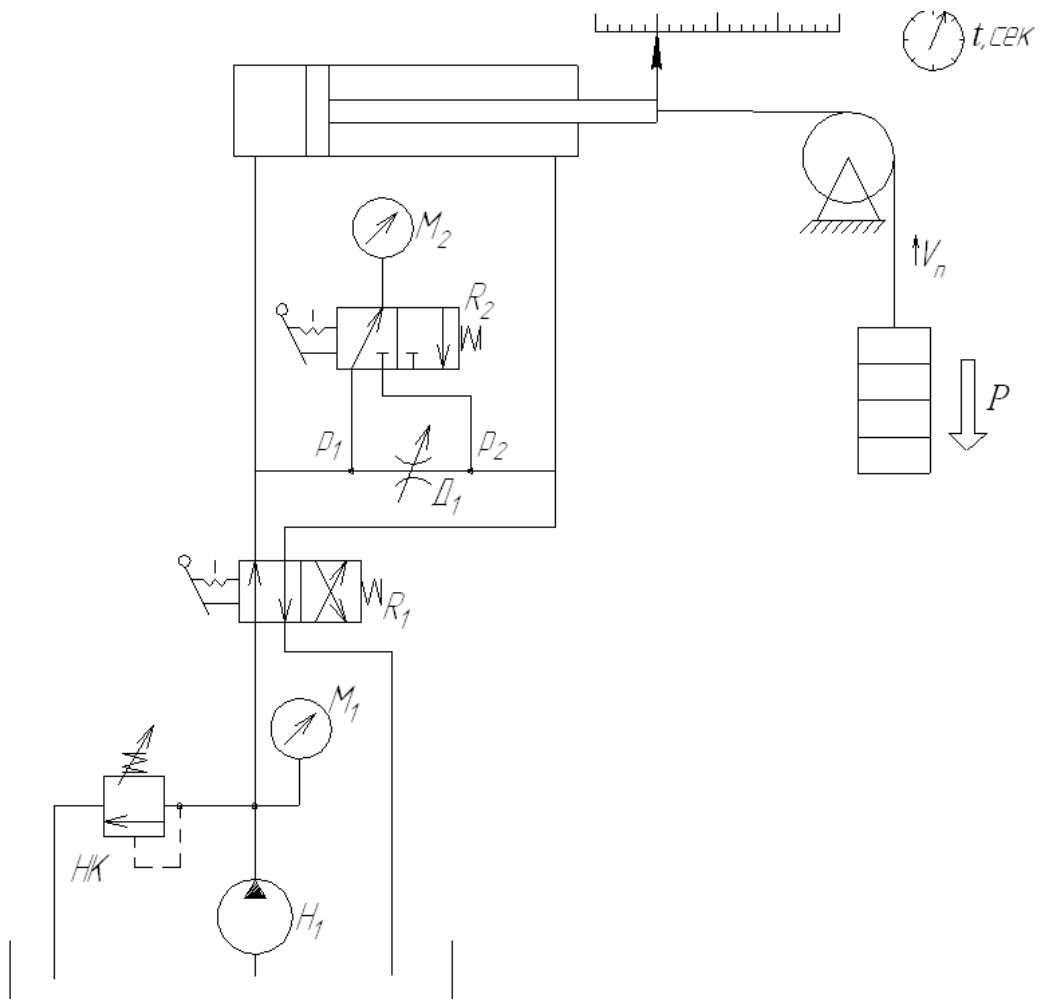


Рисунок 13 – Принципова схема експериментальної установки з паралельним встановленням дроселя

Навантаження  $P^*$ , при якому відбувається повне стопоріння виконавчого механізму, можна знайти з виразу:

$$P^* = \frac{Q_H^2 \cdot F_{II} \cdot \rho}{2(\mu \cdot f_{ДР})^2}; \quad (23)$$

Чим більше ступінь відкриття дроселя, тим при меншому навантаженні відбудеться повна зупинка поршня.

#### 4.3 Порядок проведення лабораторної роботи

Принципова схема експериментальної установки наведена на рис. 13. Навантажувальна характеристика визначається так само як і для роботи № 1, при 4-ох різних значеннях налаштування дроселя. Клапан *НК* по манометру  $M_1$  налаштовується на тиск  $1,2 \div 1,5$  МПа при повністю висунутому поршні (ліве положення  $R_1$  на схемі на рис. 13). Водночас з перемиканням розподільника  $R_1$  в праву позицію вмикають секундомір. При русі поршня (підйманні вантажу) занотовується тиск, який розвиває насос  $p_H$ , а також тиск  $p_1$  та  $p_2$  до та після дроселя шляхом почергового підключення до них за допомогою розподільника  $R_2$  манометра  $M_2$ .

Результати вимірювання зводяться до протоколу.

$p_H =$

Протокол випробувань 4

№	$P$ , Н	$t$ , сек	$V_{II}$ , м/с	$Q_{ГЦ}$ , м <sup>3</sup> /с	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$Q_{ДР}$ , м <sup>3</sup> /с	$f_{ДР}$ , м <sup>2</sup>	$\bar{f}_{ДР}$

#### 4.4 Обробка результатів вимірювань і побудова графіків

При проведенні дослідів вимірюється навантаження  $P$  на штоці циліндру та  $t$  - час підйому вантажу, а також тиск  $p_1$  та  $p_2$ .

Швидкість поршня визначається як:

$$V_{\Pi} = \frac{L}{t}; \quad (24)$$

Витрата, що надходить до гідроциліндру:

$$Q_{\GammaЦ} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)V_{\Pi}; \quad (25)$$

Витрата через дросель:

$$Q_{ДР} = Q_{Н} - Q_{\GammaЦ}; \quad (26)$$

Площа прохідного перерізу дроселя:

$$f_{ДР} = \frac{Q_{ДР}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}}, \quad (27)$$

де  $\mu = 0,65 \div 0,67$ .

Відносна площа прохідного перерізу дроселя визначається як:

$$\bar{f}_{ДР} = \frac{f_{ДР}}{(f_{ДР})_{\max}}, \quad (28)$$

де  $(f_{дР})_{\max} = Q_H / \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} p_H}$  - максимальна площа відкриття дроселя.

На графіку наноситься залежність швидкості поршня  $V_{II}$  від навантаження  $P$  при фіксованому значенні  $\bar{f}_{дР}$  з використанням даних протоколу й та сама залежність за виразом (22) (рис. 14).

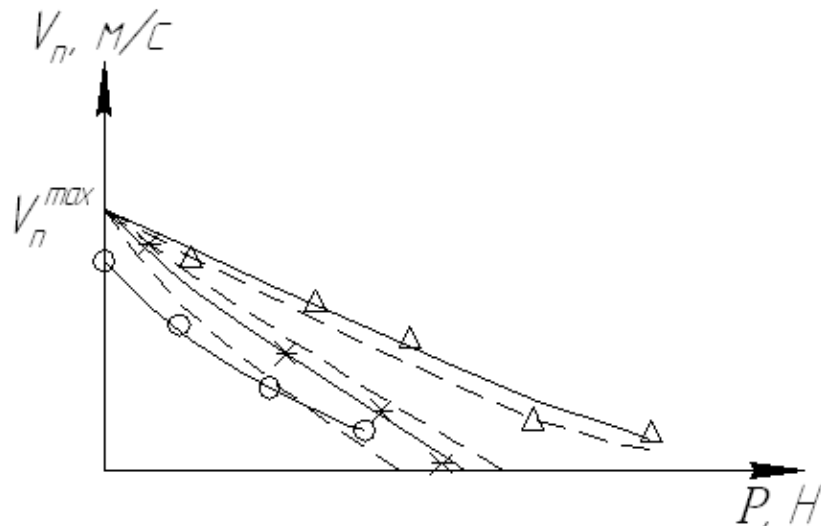


Рисунок 14 – Приблизний вигляд теоретичної та експериментальної навантажувальних характеристик ( ——— дослідна крива, — — — теоретична крива)

#### 4.5 Питання для самоперевірки

1. Як виглядає характеристика насоса з паралельно встановленим дроселем на  $p-Q$  діаграмі?
2. В чому полягає перевага регулювання швидкості за допомогою паралельного встановлення дроселя?
3. Від чого залежить навантаження повного стопоріння гідроциліндру?
4. Як на основі експериментальних даних визначити площу дроселя?
5. Як на основі експериментальних даних визначити площу відкриття дроселя?
6. Чи впливає опір дроселя на стрімкість характеристики мережі приводу?

## Лабораторна робота № 5

### ДОСЛІДНЕ ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ З РЕГУЛЯТОРОМ ПОТОКУ

#### 5.1 Мета роботи

Ознайомлення з принципом роботи регулятора потоку в системі гідроприводу дросельного регулювання та експериментальне визначення навантажувальної характеристики гідроприводу з послідовно встановленим регулятором потоку.

#### 5.2 Загальна частина

Одним з суттєвих недоліків гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості, як це було встановлено у результаті виконання першої лабораторної роботи, є "м'яка" навантажувальна характеристика приводу, тобто значна залежність швидкості виконавчого механізму від навантаження. Для надання гідроприводу дросельного регулювання на рівні з доброю керованістю за швидкістю також і великої жорсткості навантажувальної характеристики замість звичайного регулюємого дроселя встановлюють регулятор потоку (дросель з регулятором).

На рис. 17 показано один з варіантів встановлення регулятора потоку послідовно з циліндром у напірній гідролінії.

Регулятор потоку (рис. 15) являє собою систему регулювання, яка дозволяє змінювати об'ємну витрату в широких межах і стабілізувати її, тобто робити практично незалежним від зміни тиску як до регулятора, так і після регулятора.

Принцип роботи приводу з регулятором потоку легше проаналізувати спираючись на прості рівняння витрати та рівноваги сил.

На основі рівняння витрати можна отримати вираз для швидкості поршня циліндру, а на основі рівняння рівноваги золотникового вузла регулятора вираз для перепаду тиску на регулюємому дроселі (27).

$$V_{II} = \frac{Q_{ДР}}{F_{II}} = \frac{1}{F_{II}} \left( \mu \cdot f_{ДР} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \right); \quad (29)$$

$$p_1 - p_2 = \frac{4N_0}{\pi \cdot D^2} - \frac{4c \cdot h}{\pi \cdot D^2}, \quad (30)$$

де  $F_{II}$  - площа поршня гідроциліндру;  $N_0$  - зусилля попереднього стиснення пружини;  $d$  - діаметр золотника;  $h$  - величина дрослюючої щілини золотникового клапана.

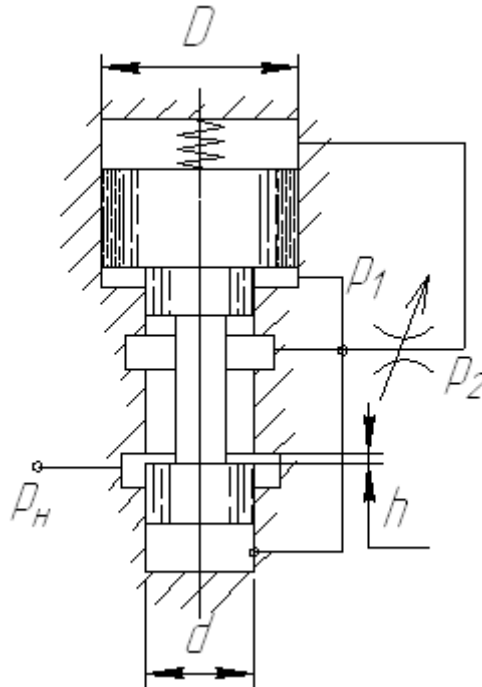


Рисунок 15 – Схема регулятора потоку

Якщо у виразі (30) знехтувати жорсткістю пружини  $c$  та зміною перепаду  $p_1 - p_2$ , необхідного для створення перестановочного зусилля при переміщенні золотника, то швидкість поршня  $V_{II}$  не буде залежати від навантаження на поршні циліндру  $P$ :

$$V_{II} \cong \frac{1}{F_{II}} \mu \cdot f_{ДР} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{4N_0}{\pi \cdot d^2}} \approx const.$$

### 5.3 Принципова схема експериментальної установки

Принципова схема експериментальної установки наведена на рис. 16 і складається на тому самому стенді, що і попередні лабораторні роботи. Регулятор потоку 8 встановлюється послідовно з гідроциліндром в напірній магістралі.

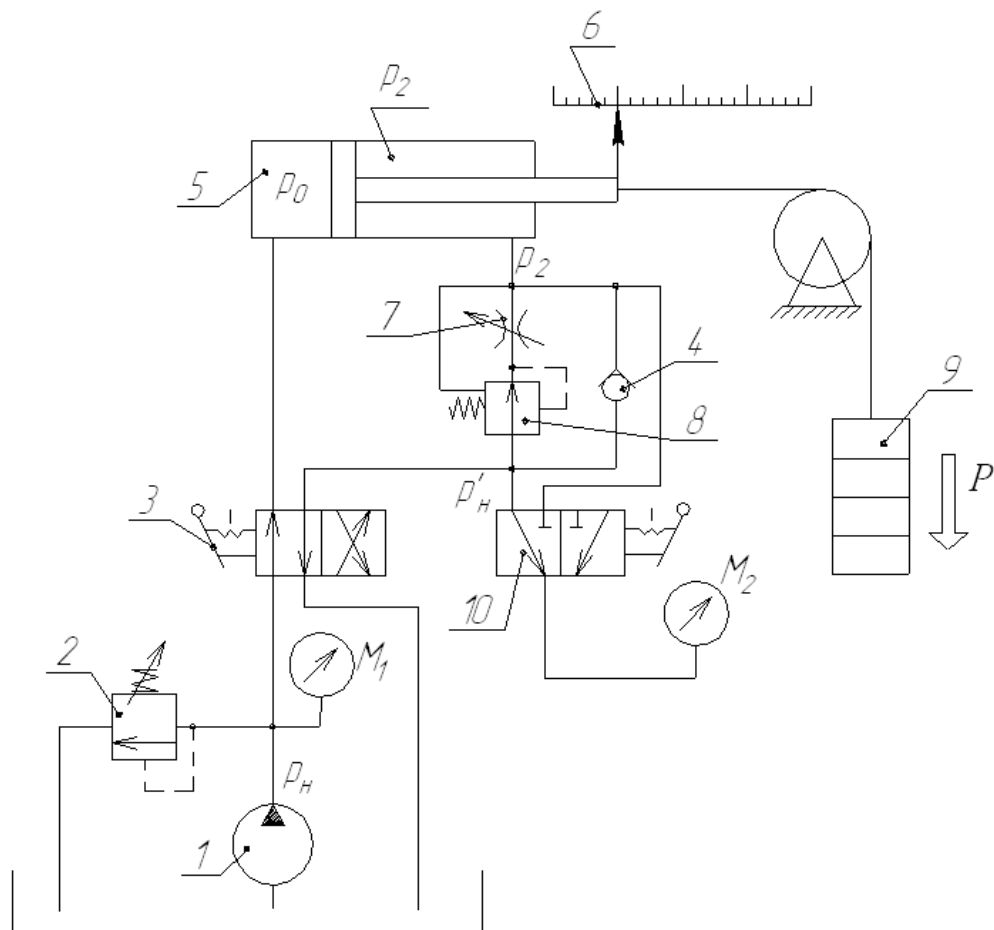


Рисунок 16 – Схема гідроприводу з регулятором потоку

### 5.4 Порядок проведення лабораторної роботи

Академічна група розбивається на 4 підгрупи і кожна підгрупа знімає навантажувальну характеристику приводу при незмінному значенні опору дроселя 7. У результаті повинна бути визначена навантажувальна характеристика при 4-ох різних налаштуваннях регулятора потоку, тобто при 4-ох різних

швидкостях руху штоку гідроциліндру. Тиск налаштування напірного клапана 2 обирається незмінним  $p_H = p_{кл} = 0,8 \div 1,2$  МПа.

Налаштувавши за манометром  $M_1$  тиск налаштування напірного клапана 2 при повністю висунутому штоці (ліве положення розподільника 3 на схемі рис. 17) та встановивши потрібну вагу 9 виконують потім перемикання розподільника 3 одночасно з включенням секундоміру. При русі поршня циліндру фіксується тиск  $p_H$  за допомогою манометра  $M_1$ , а також тиск  $p'_H$  та  $p_2$  в точках до регулятора потоку та після нього шляхом почергового підключення до них за допомогою розподільника 10 манометра  $M_2$ . Момент закінчення підйому вантажу фіксується зупинкою секундоміру. Далі, опускають, перемкнувши розподільник 3, вантаж  $P$  донизу, виконують встановлення нового вантажу та повторюють процес підйому та вимірювання.

Переналаштувавши дросель 7 регулятора потоку 8 на нову витрату, виконують аналогічним чином виміри швидкостей поршнів при зміні вагового навантаження  $P$  від 0 до  $P_{\max}$ .

Результати вимірів зводять до протоколу.

#### Протокол досліджень 5

№	$P$ , Н	$t$ , сек	$V_{\Pi}$ , м/с	$Q_{ГЦ}$ , м <sup>3</sup> /с	$p_H$ , МПа	$p'_H$ , МПа	$Q_{кл}$ , м <sup>3</sup> /с

#### 5.5 Обробка результатів вимірів і побудова графіків

Швидкість поршня:

$$V_{\Pi} = \frac{L}{t}; \quad (31)$$

Витрата через регулятор потоку:

$$Q_{ГЦ} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)V_{П}; \quad (32)$$

Витрата через напірний клапан:

$$Q_{КЛ} = Q_{Н} - Q_{ГЦ}; \quad (33)$$

На графік наноситься залежність швидкості поршня  $V_{П}$  від навантаження  $P$  при фіксованому навантаженні дроселя регулятора.

#### 5.6 Питання для перевірки

1. Які переваги дає встановлення регулятора потоку замість регулюємого дроселя?
2. Поясніть принцип роботи регулятора потоку?
3. Як виглядає навантажувальна характеристика гідроприводу дросельного регулювання з послідовно встановленим регулятором потоку?
4. В яких випадках доцільно замість регулюємого дроселя встановлювати регулятор потоку?

Навчальне видання

Методичні вказівки  
до виконання лабораторних робіт  
з навчальної дисципліни «Основи теорії гідроприводу»  
для студентів денної та заочної форми навчання  
за спеціальністю «Прикладна механіка»

Укладачі:  
КРУТИКОВ Геннадій Анатолійович  
СТРИЖАК Мар'яна Георгіївна

Відповідальний за випуск проф. Заковоротний О. Ю.  
Роботу до видання рекомендував доц. Шевцов В. М.

В авторській редакції

План 2025 р., поз. 265

Підп. до друку 2025 р. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1.

---

Видавничий центр НТУ «ХП»,  
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

---

Електронна версія