

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Механічний факультет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни

«Гідравліка, гідропневмопривод». Частина 2 – «Гідропневмопривод»

(лабораторні роботи)

рівень підготовки

бакалавр

галузь знань

13 – Механічна інженерія

спеціальність

133 – Галузеве машинобудування

Затверджено радою  
механічного факультету,  
протокол № 1 від 09.09.2022 р.

Харків  
ХНАДУ  
2022

Основою для складання методичних вказівок є навчальний план ХНАДУ, в який входить дисципліна «Гідравліка, гідропневмопривод (частина 2 – гідропневмопривод)» підготовки бакалаврів в галузі знань 13 - Механічна інженерія, спеціальності 133 - Галузеве машинобудування, за освітньою програмою - Галузеве машинобудування, яка розроблена на кафедрі БДМ ім. А.М. Холодова. Цим планом передбачається проведення 8 лабораторних робіт. Метою проведення занять є ознайомлення студентів с методиками розрахунків на основі використання основних законів і рівнянь для визначення зусиль, витрат та втрат робочої рідини, визначення вихідних параметрів та ККД гідропрстроїв, зокрема насосів, гідроциліндрів, гідромоторів та гідророзподільників. Також розглянуті методики розрахування швидкості гідроциліндрів і гідромоторів при застосуванні дросельного регулювання витрати робочої рідини. Приділено увагу на ознайомлення студентів з основними позначками гідропрстроїв на гідравлічних принципових схемах і правилами їх з'єднання.

В основі складання лабораторних робіт є методика навчання фірми «Festo Didactic» (Hydraulics course for vocational training Instructors manual – курс гідравліки для професійного навчання, інструкція викладача) та досвід викладання дисциплін в ХНАДУ, пов'язаних з об'ємним гідроприводом та гідропневмоавтоматикою.

Укладачі: Г. А. Аврунін,  
І. Г. Пімонов

Рецензент: О.В. Щербак

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова. ХНАДУ – 77 с.

## ВСТУП

Наведені лабораторні роботи спрямовані на формування інженерних знань при вивченні об'ємних гідропневмоприводів (ОГП) та гідропневмоавтоматики (ГПА) будівельних та дорожніх машин (БДМ) для забезпечення сучасного технічного рівня і конкурентоспроможності проєктованих механізмів і машин. Мета справжніх вказівок – ознайомлення студентів з методиками розрахунку та аналізом їх результатів. Отримані навички можуть бути застосовані при виконанні спеціальних завдань в бакалаврських та магістерських дипломних роботах.

Видання містить 8 лабораторних робіт.

При виконанні лабораторних робіт студенти знайомляться з позначеннями гідропневмопристроїв, гідравлічними та пневматичними принциповими схемами гідропневмоприводів, виконують розрахунки і представляють їх в графічному вигляді та дають відповідні висновки.

Особлива увага при виконанні лабораторних робіт приділена сучасній термінології гідропневмопристроїв, ознайомленню з вітчизняними та міжнародними стандартами, зокрема з ДСТУ ISO 4413:2002 (Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування).

## ЗМІСТ

Лабораторна робота № 1. Ознайомлення з лабораторною базою кафедри БДМ ім. А.П. Холодова. Позначення гідропрстроїв. Правила охорони праці та пожежної безпеки при роботах з об'ємними приводами .....	5
Лабораторна робота № 2. Розрахунок і аналіз зусилля від тиску в об'ємному гідроприводі підйомника .....	14
Лабораторна робота № 3. Розрахунок і аналіз втрат тиску та витрати робочої рідини при турбулентному режимі течії .....	18
Лабораторна робота № 4. Розрахунок і аналіз витоків робочої рідини при ламінарному режимі течії .....	26
Лабораторна робота № 5. Розрахунок вихідних параметрів і ККД насосів .....	30
Лабораторна робота № 6. Розрахунок вихідних параметрів і ККД гідромоторів .....	38
Лабораторна робота № 7. Гідроапаратура для об'ємних гідроприводів .....	49
Лабораторна робота № 8. Об'ємний гідропривод з дросельним керуванням .....	59
Перелік використаних джерел .....	75

Гідравліка, гідропневмопривод  
Лабораторна робота № 1

Ознайомлення з лабораторною базою кафедри БДМ ім. А.П. Холодова.  
Позначення гідропристроїв. Правила охорони праці та пожежної  
безпеки при роботах з об'ємними приводами.

Мета роботи – отримати інформацію про склад стендового гідравлічного обладнання. Ознайомитися зі стандартними позначеннями гідропневмопристроїв. Вивчити правила охорони праці та пожежної безпеки при роботах з об'ємними приводами, зокрема ознайомитися з вимогами ДСТУ ISO 4413:2002, зокрема розділи 4.2, 4.3 та додаток В.

На рис. 1...4 представлені стендові установки для проведення лабораторних робіт та практичних занять.

Стенд фірми «Festo Didactic» (рис. 1) дозволяє складати гідравлічні принципові схеми за допомогою гідропристроїв різного призначення, рукавів високого тиску (РВД) та швидкороз'ємних з'єднань (БРС).



Рис. 1 – Гідравлічний учбовий стенд фірми «Festo Didactic»

Стенд включає гідробак ємністю 40 дм<sup>3</sup> та дві насосних установки, кожна з котрих має секційний двохпотіковий насос та приводний електродвигун моделі FDR 90 S/4P потужністю 1,1 кВт для роботи на частоті обертання 1420 хв<sup>-1</sup> при напрузі 380 В. Робочий об'єм кожного з насосів складає 2,8 см<sup>3</sup>, тиск в гідросистемі до 6,3 МПа.

Стенд для проведення лабораторної роботи з пневматики «Розрахунок параметрів повітряного потоку за допомогою сопла Вентурі» приведений на рис.

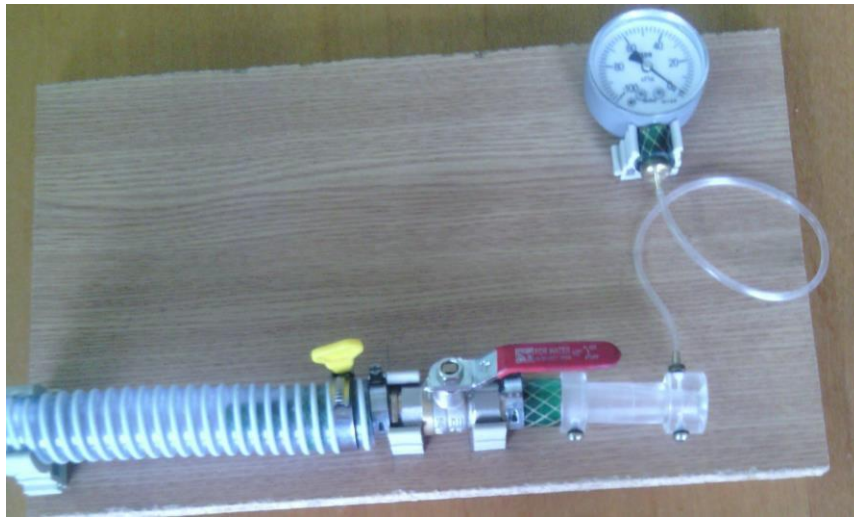


Рис. 2 – Стендова установка для виконання лабораторної роботи з пневматики (джерело відсмоктування повітря умовно не показаний)

Гідростанція (гідролінійний агрегат) моделі SMA05-79/8.M-C22-60E-B14/02400 виробництва фірми ARGO-HYTOS s.r.o. (Німеччина) представлена на рис. 3. До складу гідростанції входять гідробак (40 дм<sup>3</sup>), шестеренний насос з робочим об'ємом 7,9 см<sup>3</sup>, приводний електродвигун потужністю 1,5 кВт при частоті обертання 1500 хв<sup>-1</sup> та напрузі 230 В, що дає можливість розвивати подачу в 10,5 л/хв при тиску до 7,5 МПа. Гідророзподільник з електрогідролінійним пропорційним керуванням дозволяє регулювати витрату РР до гідроциліндра або гідромотора, що дає можливість змінювати безступеневої швидкість та частоту обертання цих гідроприскоїв.

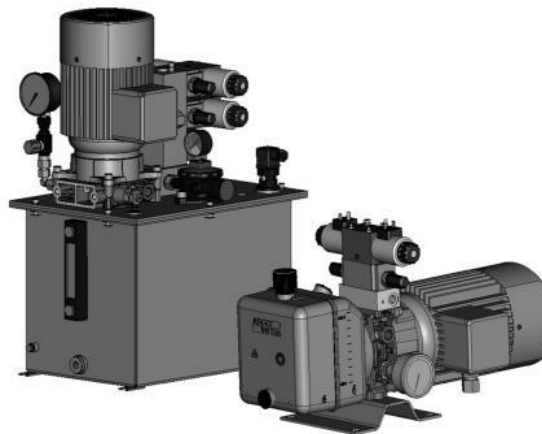


Рис. 3 – Гідростанція (гідролінійний агрегат) моделі SMA05-79/8.M- C22-60E-B14/02400 (зліва) фірми ARGO-HYTOS s.r.o. (Німеччина)

Планується до постачання в 2020 р. гідростанція моделі «Мотор-імпецк-ХНАДУ (рис. 4) з системою електрогідролінійного керування витратою РР за допомогою електрогідролінійного пропорційного (безступеневої) двопробідного регулятора витрати для регулювання швидкості одноштокового поршневого гідроциліндра (50x30x200 мм) або героторного гідромотора з робочим об'ємом 50 см<sup>3</sup>.

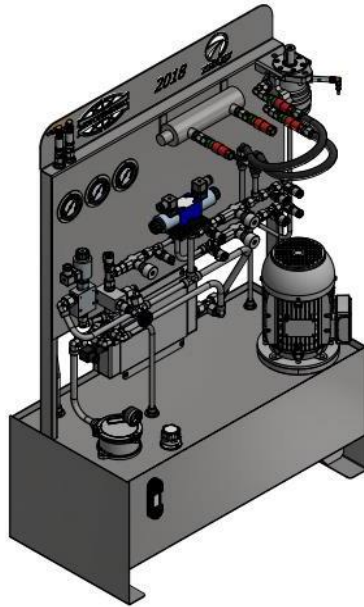


Рис. 4 – Гідростанція «Мотор-імпекс-ХНАДУ»

До складу гідростанції входять гідробак ємністю 60 дм<sup>3</sup>, шестеренний насос з робочим об'ємом 10 см<sup>3</sup>, який за допомогою приводного електродвигуна потужністю 2,2 кВт при частоті обертання 1500 хв<sup>-1</sup> та напрузі 220 В може розвивати тиск до 6,3 МПа, гідроприспори захисту від перевантажень, реверсування напрямку та значення витрати до гідроциліндра або гідромотора, засоби для кондиціонування РР (фільтри та охолоджувач), а також засоби для контролю параметрів ОГП (манометри, перетворювачі тиску, температури РР та частоти обертання гідромотора, реле рівня РР в гідробаку).

Лабораторна база для вивчення конструкцій окремих гідропневмопристроїв включає:

1. Радіальнопоршневої ексцентриковий насос з клапанним розподілом РР на тиск до 32 МПа (застосовується в ковальсько-пресовому обладнанні)
2. Мініатюрний радіальнопоршневої ексцентриковий насос з клапанним розподілом на тиск до 50 МПа в розібраному вигляді;
3. Поворотний пневмодвигун для приводів роботів і маніпуляторів;
4. Пневмоциліндр;
5. Запобіжний клапан непрямої дії;
6. Фільтр в зборі та окремі фільтроелементи;
7. Гідророзподільники з ручним і електромагнітним керуванням;
8. Електрогідравлічний перетворювач потужності (сервозолотник) для систем стежного управління і автоматизації виробничих процесів;
9. Пневмодвигун поворотний рейковий;
10. Клапан зворотний в розібраному вигляді;
11. Поршні і під'ятники аксіально-і радіальнопоршневих гідромашин (насосів і гідромоторів);
12. Золотникові пари різних гідророзподільників;
13. Деталі рукава високого тиску (РВД);

14. Датчик (перетворювач) рівня робочої рідини;
15. Датчики тиску і температури з аналоговим виходом;
16. Пневморозподільник.
17. Ущільнення різних типів для гідроциліндрів.
18. Прес для перевірки манометрів і перетворювачів тиску з аналоговим виходом;
19. Деталі автоматичної коробки передач з гідротрансформатором;
20. Плакати, на яких зображені гідропристрої різного призначення;
21. Каталоги фірм-виробників гідропневмообладнання.

Заходи безпеки і охорона праці при роботах з гідроприводами.

1. До небезпечних чинників під час експлуатації ОГП належать:
  - рухомі частини ОГП;
  - підвищений тиск у гідросистемі;
  - шум і вібрація;
  - забруднення природи через витоки РР.
2. Під час монтажу й експлуатації ОГП необхідно дотримуватися вимог безпеки за ГОСТ 12.1.004, ГОСТ 12.1.019, ГОСТ 12.2.086 і ГОСТ 12.2.040 та інструкцій з експлуатації на кожний гідропристрій і гідромашину.
3. Під час прокладання трубопроводів уздовж виробу не дозволене їх кріплення за допомогою зварювання.
4. Муфти з'єднання валів насосів і гідромоторів повинні мати огорожі відповідно до технічної документації.
5. На проставках (перехідниках), що з'єднують вали насосів і гідромоторів з приводними двигунами і виконавчими механізмами, відповідно, приєднувальних фланцях (штуцерах) і рукавах високого тиску мають бути нанесені червоною фарбою стрілки вказівки напряму обертання і мітки, що вказують на зони нагнітання (високого тиску) РР.
6. Підключення електроживлення до електродвигунів і датчиків на гідропристроях повинні проводитися тільки після повного закінчення складально-монтажних робіт.
7. Заборонено під час експлуатації ОГП проводити роботи щодо технічного обслуговування, зокрема підтягнення різьбових з'єднань, очищення і обтирання гідропристроїв.
8. Під час проведення випробувань ОГП електродвигуни стенда мають бути вимкнені при:
  - 1) руйнуванні або загорянні гідроелектрообладнання;
  - 2) спрацьовуванні аварійної сигналізації при максимальному тиску нагнітання, мінімальному тиску підживлення, мінімальному рівні РР у гідробаку або її максимальній температурі;
  - 3) відмові вимірювальних приладів, зокрема при будь-яких пошкодженнях манометрів;
  - 4) припиненні подачі охолоджувальної рідини;

- 5) появі підвищених зовнішніх витоків РР;
- 6) появі підвищеного шуму, стукоту і вібрації.

Подальше ввімкнення (запуск) ОГП можливе тільки після усунення несправностей.

9. Функціонування запобіжних клапанів необхідно перевіряти перед початком випробувань.

10. Заборонена експлуатація ОГП на режимах, що перевищують гранично допустимі за тиском, частотою обертання і температурою РР.

11. Під час перевірки на відсутність витоків РР для всіх випробовуваних гідропрстроїв повинен виконуватися такий регламент:

- при нульовому (мінімальному) тиску протягом 3 хв;
- при максимальному тиску протягом не менше 3 хв.

12. На манометрах (шкалі або корпусі) мають бути нанесені червоні мітки, відповідні найбільшому або найменшому тиску, що допускається, в магістралях ОГП (основних, підживлення, керування і дренажу) або стендового устаткування. Головки гвинтів отворів для випускання повітря і зливні пробки на гідромашинах мають бути забарвлені в контрастний колір.

На рис. 5 представлені позначення гідропрстроїв (перший рівень).

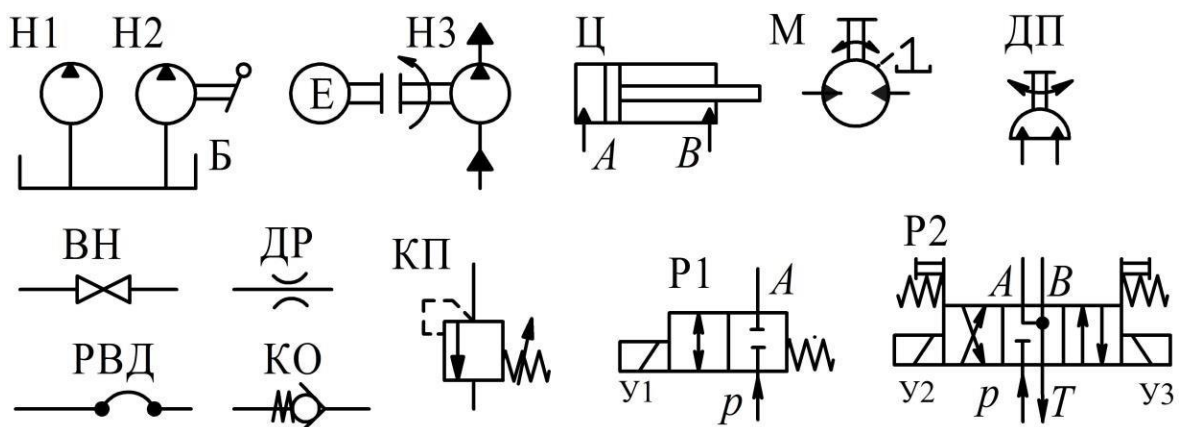


Рис. 5 – Позначення гідропрстроїв (перший рівень): Б – гідробак; Н1 – насос; Н2 – насос з ручним (мускульним) приводом; Н3 – насос з приводним електродвигуном Е; Ц – гідроциліндр поршневий з однібічним штоком; М – гідромотор реверсивний; ДП – двигун поворотний; ВН – засувка; РВД – рукав високого тиску; ДР – дросель нерегульований; КО – клапан зворотний; КП – клапан запобіжний; Р1 – гідророзподільник золотниковий двопозиційний з електромагнітним керуванням (електромагніт У); Р2 – гідророзподільник золотниковий трипозиційний з електромагнітним керуванням (електромагніти У1 і У2), з пружинним центруванням в середньому положенні та з ручним дублюванням робочих позицій.

Опис гідравлічної принципової схеми стендової установки.

Об'ємний гідропривод (ОГП) стендової установки для проведення лабораторних робіт наведено на рис. 6. До складу гідропривода входять приводний електродвигун  $E$  напругою 380 В, шестеренний насос  $H$  (на схемі показана тільки одна секція двохпотокового насоса), запобіжний клапан  $KП$ , гідроциліндр  $Ц$ , гідромотор  $M$ , гідророзподільники  $P1 \dots P3$ , дроселі  $ДР1$  і  $ДР2$ , мірна ємність (витратомір)  $РА$  з гідровентилем  $ВН$ , гидробак  $Б$ , фільтр  $\Phi$ , і вимірювальне обладнання. На стенді використовуються гідроциліндр  $Ц$  поршневого типу з одностороннім штоком та гідромотор  $M$  реверсивного типу з вихідним валом. Гідророзподільник  $P1$  забезпечує підведення робочої рідини (РР) до двох інших гідророзподільників:  $P2$  – переміщення гідроцилінра  $Ц$ ;  $P3$  – обертання гідромотора  $M$ .

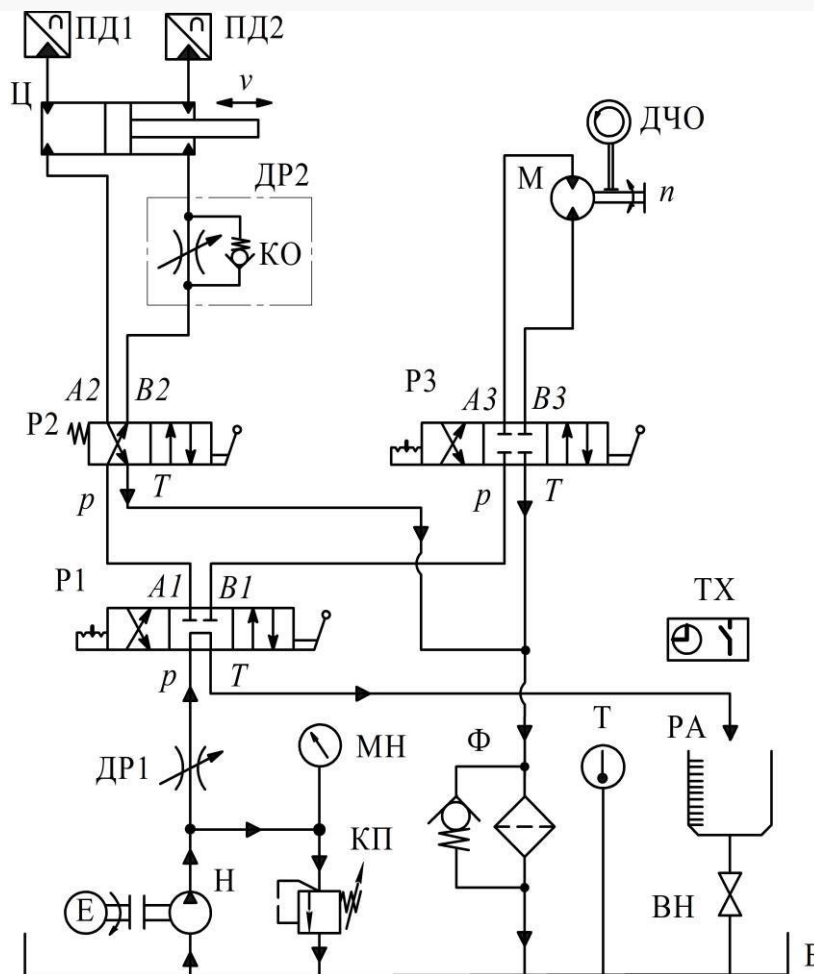


Рис. 6 – Гідравлічна принципова схема навчального стенду фірми «Фесто» (з'єднувальні рукава РВД між гідропристроями умовно не показані)

Всі гидророзподільники мають ручний вид управління, в тому числі:

$P1$  – трьохпозиційний, чотирипровідний з 64-ї схемою комутації каналів в середньому положенні ( $A$  і  $B$  перекриті,  $p$  і  $T$  повідомлені з баком), золот-

ник гідророзподільника центрується в нейтральному положенні завдяки пружинам з обох торців золотника;

Р2 – двопозиційний чотирипровідний;

Р3 – трьохпозиційний, чотирипровідний, в нейтральній позиції має 44-у схему комутації каналів (всі канали, *A*, *B*, *p* і *T* перекриті).

Дросель ДР1 служить для регулювання витрати РР на вході в гідророзподільник Р1, дросель ДР2 забезпечений зворотним клапаном КО для отримання різних значень швидкості переміщення поршня гідроциліндра в залежності від вимог технологічного процесу робочого органу ОГП.

Апаратура для контролю параметрів ОГП:

МН – манометр для візуального контролю тиску;

ПД1 і ПД2 – перетворювачі тиску з аналоговим вихідним сигналом;

ДЧВ – тахометр для вимірювання частоти обертання валу гідромотора;

Т – термометр в гідробаку стенду;

ТХ – секундомір для виміру часу переміщення штока гідроциліндра і заповнення ємності витратоміра РР.

Всі з'єднання гідропрстроїв виконані за допомогою рукавів високого тиску з швидкокороз'ємними муфтами і запірними клапанами, забезпечують легкий ремонт стенду для проведення лабораторних робіт. На рис. 7 представлений загальний вигляд швидкокорознімного з'єднання БРС, що складається з охоплювальної 1 (НР10-2-Х0041) і охопленої 2 напівмуфт із нарізкою М20х1,5 на кінцях, зовнішньої втулки з рифленням «а», шариків 3, які встановлені в каналці «б», зворотних клапанів 4 і 5 з кільцевими ущільнювачами 6, втулок 7 і замкових кілець 8, пружини 9.

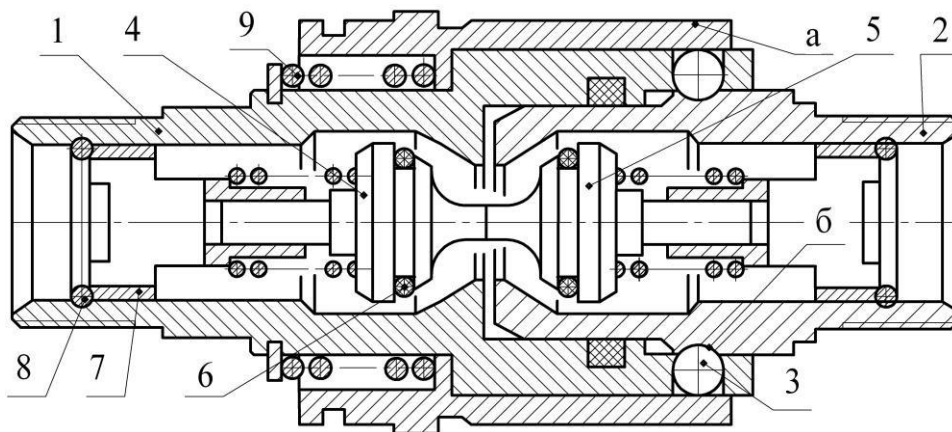


Рис. 7 – Швидкокорознімне з'єднання (БРС)

Для роз'єднання муфти необхідно:

– зрушити рифлену втулку «а» фіксатора напівмуфти 1 до виходу шариків фіксатора, при цьому охоплювана напівмуфта 2 виштовхується пружинами клапанів 4 і 5 напівмуфт;

– закрити напівмуфти захисними пластмасовими ковпачками.

Для з'єднання напівмуфт необхідно:

– зрушити рифлену втулку «а» фіксатора охоплювальної напівмуфти 1 до виходу шариків 3 фіксатора і вставити охоплювану напівмуфту 2 до заходу шариків фіксатора в канавку «б» корпусу охоплюваної напівмуфти 2. Відпустити рифлену втулку «а»;

– з'єднати між собою пластмасові ковпачки. Поряд з охоплювальною напівмуфтою НР10-2-Х0041 для під'єднання гідросистем, агрегованих із трактором машин, можливе застосування охоплювальних напівмуфт НР10-2-Х0048 (штуцер М27х1,5) і НР10-2-АGF-08 (штуцер G1/2).

На рис. 8 представлені як окремі позначення гідропрстроїв згідно рис. 6, де також введено позначення НУ (насосна установка) і добавлений витратомір РА1 в іншому позначенні.

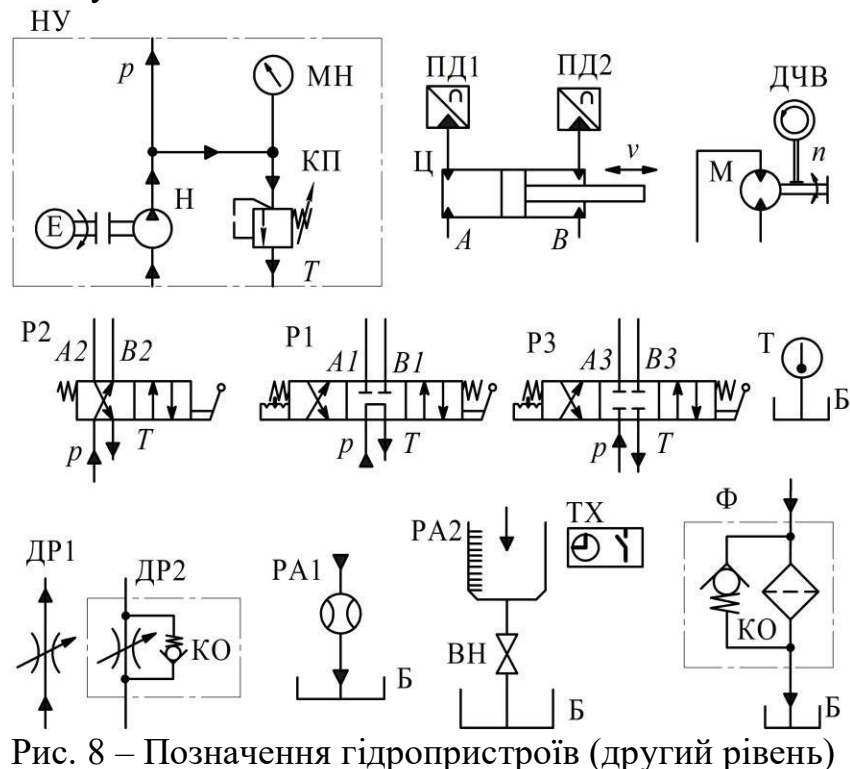


Рис. 8 – Позначення гідропрстроїв (другий рівень)

На рис. 9 приведена гідравлічна приципова схема ОГП з позначками з'єднання (роз'єднання) трубопроводів. Гідропрстрої, призначений для перемішування РР чи передавання тиску від одного гідропрстрою до іншого, називається гідропроводом. Конструктивно гідропроводами (трубопроводами) є труби, рукави, канали та їхні з'єднання. Розрізняють всмоктувальний, напірний і зливний гідропроводи, гідропровід керування, дренажний гідропровід, гнучкий та жорсткий гідропроводи. 1н – трубопровід нагнітання; 1зл – трубопровід зливу в гідробак Б; 1вс – трубопровід всмоктування; 2 – дренажні трубопроводи; 3 – фланцеві з'єднання трубопроводів до гідромотора М; 4 – з'єднання трубопроводів (трійник); 5 – місце приєднання до трубопроводу для відведення енергії або установки вимірювального приладу (закрите); 6 – місце приєднання до трубопроводу з можливістю підключення приладу без зупинки насоса; 7 – штуцерне різьбове з'єднання; 8 – відкритий вхід або вихід з трубопро-

воду; 9 і 10 – перетин трубопроводів без об'єднання (два варіанти позначення, що допускаються); РВТ (РВД) – рукав високого тиску (гнучкий рукав або шланг).

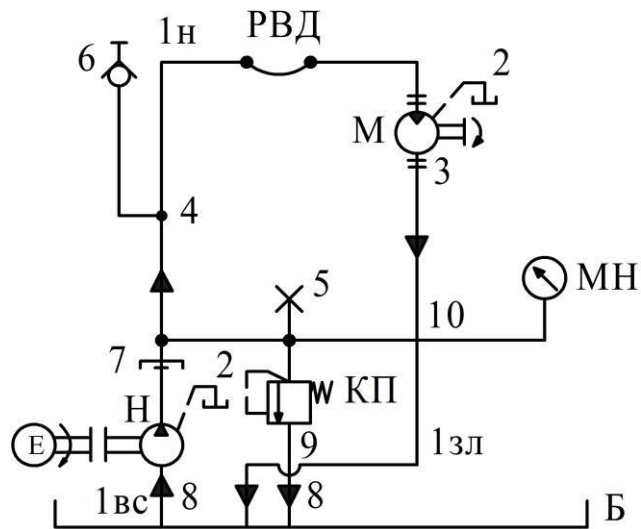


Рис. 9 – Гідралічна принципова схема ОГП, що включає різні типи трубопроводів і їх з'єднань

Для задачі роботи необхідно:

1. Навести ескізи позначень гідроприсроїв першого та другого рівня;
2. Знати основні правила охорони безпеки;
3. Дати огляд номенклатури гідростанцій та пневмоприсроїв для проведення лабораторних робіт з дисципліни.

## Гідравліка, гідропневмопривод

### Лабораторна робота 2 – Розрахунок і аналіз зусилля від тиску в об’ємному гідроприводі підйомника

Мета роботи: придбання студентом навичок роботи з методиками розрахунку параметрів гідропривода.

Завдання 1.4. Розрахувати діаметри поршнів, швидкість підйому вантажу, подачу насоса і потужність двохпоршневого підйомника с об’ємним гідроприводом (рис. 1) при заданих значеннях зусилля  $F_1$ , тиску  $p$  та часу  $t$  підйому вантажу масою  $m$  на висоту  $l_2$  (табл. 1.4). Побудувати залежності діаметра поршня від тиску  $D_2 = f(p)$  - варіанти 1...3; 4...6; 5...7 і 9...12, швидкості поршня від часу підйому вантажу  $v_2 = f(t)$  - варіанти 1...3; 4...6 і 7...9, витрати робочої рідини залежно від висоти підйому вантажу  $Q = f(l_2)$  - варіанти 10...12, вихідної потужності від швидкості підйому вантажу  $P = f(v_2)$  - варіанти 1...3; 4...6; 7...9 і 10...12.

Таблиця 1.4 – Розрахунок гідравлічного підйомника

Вар.	$m$ , кг	$F_2$ , Н	$F_1$ , Н	$p$ , МПа	$S_1$ , мм <sup>2</sup>	$D_1$ , мм		$S_2$ , мм <sup>2</sup>	$D_2$ , мм
1	1000		100	0,5					
2	1000		100	1,0					
3	1000		100	2,0					
4	5000		100	0,5					
5	5000		100	1,0					
6	5000		100	2,0					
7	25000		100	0,5					
8	25000		100	1,0					
9	25000		100	2,0					
10	60000		100	0,5					
11	60000		100	1,0					
12	60000		100	2,0					

Продовження табл. 1.4.

Вар.	$l_2$ , Мм	$t$ , с	$v_2$ , м/с	$Q$ , л/мин	$P_{\text{вих}}$ , кВт
1	1800	360			
2	1800	180			
3	1800	90			
4	1800	360			
5	1800	180			
6	1800	90			
7	2400	240			
8	2400	120			
9	2400	60			
10	2400	300			
11	2100	300			
12	1800	300			

Теоретична частина.

Як приклад використання на практиці закону Паскаля і рівняння нерозривності розглянемо гідравлічний підйомник, схема якого наведена на рис. 1.

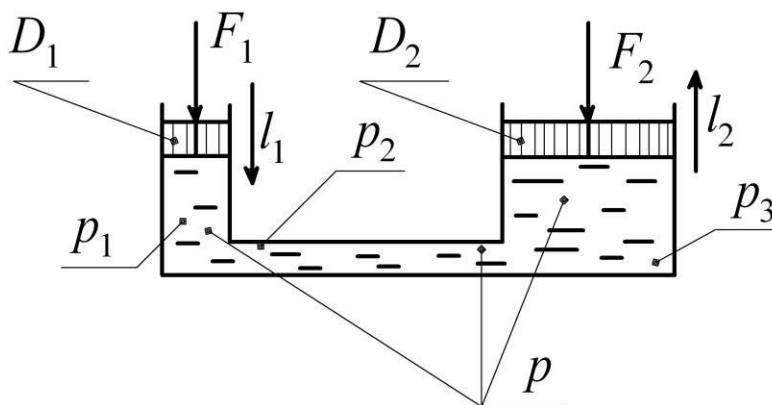


Рис. 1. Схема об'ємного гідропривода підйомника

Для підйому вантажу, що створює зусилля  $F_2$  на поршень, приводять в рух поршень малого діаметру  $D_1$  з зусиллям  $F_1$ . У зв'язку з рівністю тиску в усіх точках гідросистеми

$$p_1 = p_2 = p_3 = p = \text{const}, \quad (1)$$

запишемо наступні залежності

$$F_1 = p \cdot S_1, \text{ звідки } p = \frac{F_1}{S_1}; \text{ і } F_2 = p \cdot S_2, \text{ звідки } p = \frac{F_2}{S_2}, \quad (2)$$

на підставі яких одержимо співвідношення сил і площ

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \text{ і } \frac{F_1}{F_2} = \frac{S_1}{S_2}, \quad (3)$$

і шукане значення площі більшого поршня  $S_2$  діаметром, що забезпечує необхідне зусилля  $F_2$  при заданому зусиллі на малому поршні  $F_1$  і тиску в гідроприводі  $p$

$$S_2 = \frac{F_2 \cdot S_1}{F_1} = \frac{F_2}{p}, \text{ мм}^2, \text{ звідки } D_2 = 1,13 \sqrt{S_2}, \text{ мм.}$$

$$S_1 = \frac{F_1}{p} \text{ мм}^2, \text{ звідки } D_1 = 1,13 \sqrt{S_1}, \text{ мм.} \quad (4)$$

З рівняння нерозривності (4) виходить

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 \text{ і } \frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (5)$$

звідки одержуємо вираз

$$v_2 = \frac{v_1 \cdot S_1}{S_2}, \quad (6)$$

що показує, що із зменшенням співвідношення площ поршнів  $S_1 / S_2$  швидкість більшого поршня  $v_2$  також зменшується. Задаючись швидкістю поршня  $v_1$ , визначають швидкість переміщення поршня більшого діаметру  $D_2$ , або, задаючись необхідним часом  $t$  підйому вантажу  $F_2$ , визначають необхідну витрату РР.

Час підйому поршня  $D_2$  визначають за формулою

$$t = 10^{-3} \frac{l_2}{v_2}, \text{ с,} \quad (7)$$

де  $l_2$  – хід поршня, мм,

$v_2$  – швидкість поршня, м/с,

або при заданому часі  $t$  підйому вантажу  $F_2$  визначають необхідну швидкість руху поршня  $D_2$

$$v_2 = 10^{-3} \frac{l_2}{t}, \text{ м/с,} \quad (8)$$

і потрібну витрату РР (6)

$$Q = 0,06 \cdot v_2 \cdot S_2, \text{ л/хв,} \quad (9)$$

яка разом з тиском є основним параметром для вибору насоса приводу переміщення поршня  $D_1$ .

Зусилля, що розвиває підйомник, розраховують за формулою

$$F_2 = m \cdot g, \text{ Н,} \quad (10)$$

где  $m$  - маса вантажу, що піднімають кг,

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - прискорення вільного падіння.

Вихідна потужність гідроциліндра

$$P_{\text{вих}} = 10^{-3} F_2 \cdot v_2, \text{ кВт.} \quad (11)$$

Для задачі роботи необхідно:

1. Виконати розрахунки та побудувати необхідні залежності;
2. Зробити висновки;
3. Знати основні розрахункові формули.

## Гідравліка, гідропневмопривод

### Лабораторна робота № 3 – Розрахунок і аналіз втрат тиску та витрати ро- бочої рідини при турбулентному режимі течії

Мета роботи - розрахувати значення втрат тиску і витрати ро- бочої рідини через опір і зробити аналіз про характер залежності перепаду тисків від витрати.

Завдання:

1. Визначити число Рейнольдса для різних умов течії РР в трубопроводі круглого перерізу (табл. 1.6) і встановити режим течії РР, прийнявши як критичне значення  $Re_{кр} = 2300$ ;

2. Визначити витрату РР через дросель круглого перерізу при різних значеннях заданих параметрів (табл. 1.7). Побудувати залежності зміни витрати РР від змінного параметра: варіанти 1...5 – від діаметру дроселя; варіанти 6...10 і 11...15 – від перепаду тисків;

3. Визначити перепад тисків, необхідний для пропуску витрати РР через дросель (табл. 1.8). Побудувати залежності перепаду тисків від діаметру дроселя для варіантів 1...4; 5...8 і 9...12;

4. Визначити швидкість течії РР і перепад тисків на дроселі (табл. 1.9). Побудувати залежності швидкості течії РР від діаметру дроселя при постійній витраті для варіантів 1...4; 5...8 і 9...12.

Таблиця 1.6 – Розрахунок режиму течії РР в трубопроводі круглого перетину

Вар.	$Q$ , л/хв	$d$ , мм	$v$ , м/с	$v_{в'язк}$ , мм <sup>2</sup> /с	Re	Режим течії РР
1	20	8		5		
2	20	8		20		
3	20	8		200		
4	20	8		500		
5	5	8		20		
6	20	8		20		
7	30	8		20		
8	50	8		20		
9	20	20		20		
10	20	10		20		
11	20	5		20		
12	20	3		20		

Таблиця 1.7 – Розрахунок витоків РР через дросель при турбулентному режимі

Варіант	$d_{др}$ , мм	$S_{др}$ , мм <sup>2</sup>	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\mu$	$\Delta p$ , МПа	$Q_{др}$ , л/хв
1	0,6		900	0,62	1,8	
2	0,7		900	0,62	1,8	
3	0,8		900	0,62	1,8	
4	0,9		900	0,62	1,8	
5	1,0		900	0,62	1,8	
6	0,8		900	0,62	2,0	
7	0,8		900	0,62	2,5	
8	0,8		900	0,62	3,0	
9	0,8		900	0,62	3,5	
10	0,8		900	0,62	4,0	
11	2,0		900	0,64	2,0	
12	2,0		900	0,64	6,0	
13	2,0		900	0,64	10,0	
14	2,0		900	0,64	14,0	
15	2,0		900	0,64	18,0	

Таблиця 1.8 – Розрахунок перепаду тисків при течії РР через дросель

Варіант	$d_{др}$ , мм	$Q_{др}$ , л/хв	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\xi$	$\Delta p$ , МПа
1	0,6	2	900		
2	0,8	2	900		
3	1,0	2	900		
4	1,2	2	900		
5	0,8	3	900		
6	1,0	3	900		
7	1,2	3	900		
8	1,4	3	900		
9	0,4	1,2	900		
10	0,6	1,2	900		
11	0,7	1,2	900		
12	0,8	1,2	900		

Таблиця 1.9 - Розрахунок швидкості течії РР і перепаду тисків на дроселі

Вар.	$d_{др}$ , мм	$Q_{др}$ , л/хв	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\mu$	$\xi$	$\Delta p_{м.с}$ , МПа	$v$ , м/с
1	0,6	1,5	900	0,64			
2	0,8	1,5	900	0,64			
3	1,0	1,5	900	0,64			
4	1,2	1,5	900	0,64			
5	0,8	0,8	900	0,64			
6	1,0	0,8	900	0,64			
7	1,2	0,8	900	0,64			
8	1,4	0,8	900	0,64			
9	0,4	2	900	0,64			
10	0,5	2	900	0,64			
11	0,6	2	900	0,64			
12	0,8	2	900	0,64			

## Теоретична частина

Режим течії РР є важливим чинником, що визначає втрати потужності в гідросистемі. Розрізняють два види течії РР – ламінарний і турбулентний. При ламінарній течії шари рідини рухаються паралельно стінкам трубопроводу і внутрішній шар рідини має максимальну швидкість, а зовнішній шар знаходиться в статичному стані біля стінок трубопроводу (рис. 1, а). При зростанні швидкості РР і досягненні її критичного значення потік змінюється і стає турбулентним (рис. 1, б). При турбулентному режимі течії збільшується опір потоку РР і гідравлічні втрати. Критична швидкість не є точно визначеною величиною, оскільки залежить від в'язкості РР, швидкості її течії і конфігурації каналу. Режим течії РР визначають за допомогою безрозмірного числа Рейнольдса

$$Re=10^3 \frac{v \cdot d_{\Gamma}}{v_{в'язк}}, \quad (1)$$

де  $v$  – швидкість течії РР, м/с

$d_{\Gamma}$  – гідравлічний діаметр, визначуваний за формулою

$$d_{\Gamma} = \frac{4S}{\Pi}, \text{ мм}, \quad (2)$$

$S$  – площа перерізу (наприклад, трубопроводу), мм<sup>2</sup>,

$\Pi$  – змочений периметр, мм,

$\nu_{\text{в'язк}}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, мм<sup>2</sup>/с.

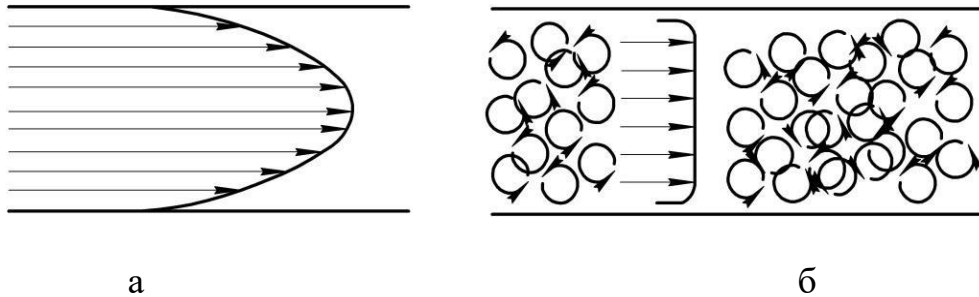


Рис. 1. Характер течії РР: а – ламінарний; б – турбулентний

Для циліндрових отворів і труб гідравлічний діаметр рівний діаметру отвору або труби

$$d_{\Gamma, \text{цил}} = \frac{4S}{\Pi} = \frac{4\pi \cdot d^2}{4\pi \cdot d} = d, \text{ мм}. \quad (3)$$

Для кільцевої циліндрової щілини гідравлічний діаметр набуває вигляду

$$d_{\Gamma, \text{к.щіл}} = \frac{4\pi \cdot d_{\text{середн}} \cdot h}{2\pi \cdot d_{\text{середн}}} = 2h, \text{ мм}, \quad (4)$$

де  $d_{\text{середн}}$  – середній діаметр кільцевої щілини, мм,

$h$  – ширина (висота) щілини, мм.

Для плоскої щілини гідравлічний діаметр має аналогічну форму запису

$$d_{\Gamma, \text{п.щіл}} = \frac{4h \cdot l}{2h + 2l} \approx 2h, \text{ мм}, \quad (5)$$

при допущенні про малу висоту щілини в порівнянні з її довжиною

$$h \ll l, \quad (6)$$

де  $h$  – висота щілини, мм,

$l$  – довжина щілини, мм.

Зміна режиму течії РР при критичному значенні числа  $Re$ :

– потік є ламінарним, якщо

$$Re < Re_{кр}; \quad (7)$$

– турбулентним, якщо

$$Re > Re_{кр}, \quad (8)$$

де  $Re_{кр}$  – критичне значення числа  $Re$ , яке від типу гідравлічного каналу знаходиться в межах

$$Re_{кр} = 20 \dots 2300, \quad (9)$$

причому для труб круглого перетину і гумових рукавів

$$Re_{кр} = 1600 \dots 2300, \quad (10)$$

гідравлічних щілин (зазорів), фільтрів, кранів розподільних і вікон золотникових гідророзподільників

$$Re_{кр} = 260 \dots 1100, \quad (11)$$

плоских і конічних клапанів

$$Re_{кр} = 20 \dots 100. \quad (12)$$

Для розрахунку числа Рейнольда значення коефіцієнта кінематичної в'язкості приймають за довідковими даними, а швидкість течії РР визначають за формулою

$$v = 21,2 \frac{Q}{d^2}, \text{ м/с}, \quad (13)$$

де  $Q$  – витрата, л/хв,

$d$  – діаметр трубопроводу, мм.

Розрахунок витрати і втрат тиску при течії РР через дросель при турбулентному режимі. Дроселем називається гідроапарат керування витратою, призначений для створення опору потокові РР. Застосовують нерегульовані (з постійним перерізом) і регульовані (зі змінним перерізом) дроселі. На рис. 2 наведена гідравлічна принципова схема установки для визначення втрат тиску і витрати через нерегульований дросель ДР типу «діафрагма», в корпусі якого 1 завдяки гострим кромкам дроселювального отвору 2 витрата практично не залежить від в'язкості РР. За допомогою приводного двигуна «М» насос Н нагнітає РР через дросель ДР і витратомір ВІ (РА) в гідробак Б. Захист від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КЗ (КП), вимірювання тиску забезпечує манометр МН1. Для створення змінного перерізу в регульованому дроселі знайшли розповсюдження голчаті дроселі, дроселі з канавками прямокутної і трикутної форми, щілисті дроселі, дроселі з кільцевою канавкою трикутної форми.

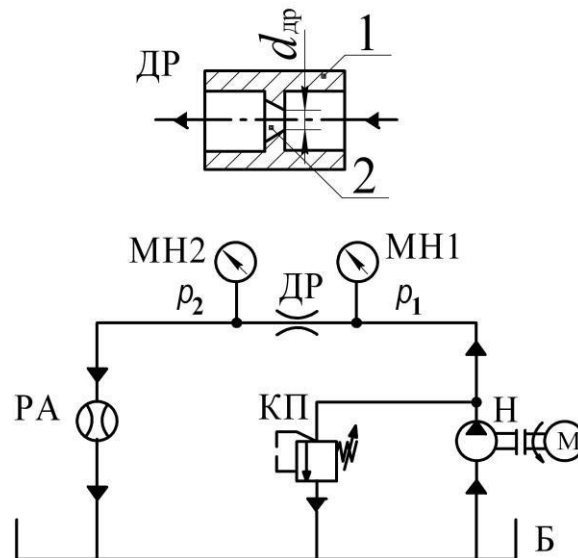


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема стенду для вимірювання перепаду тисків на дроселі ДР при турбулентному режимі течії РР

Витрату через дросель при турбулентному режимі течії визначають за формулою

$$Q_{др} = \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (14)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати, безрозмірне чисельне значення якого знаходиться в діапазоні 0,6...0,7,

$S_{др}$  – площа перерізу дроселя,  $\text{м}^2$ ,

$\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад тисків на дроселі (різниця тисків за показниками манометрів МН1 і МН2), Па,

$\rho$  – щільність РР, кг/м<sup>3</sup>,

або для поширеної розмірності витрати [л/хв] і звичайно малих перерізів дроселів [мм<sup>2</sup>]

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ л/хв}, \quad (15)$$

де  $S_{др}$  – площа дроселя (для дроселя круглого перерізу діаметром  $d_{др}$  визначають за формулою  $S_{др} = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}$ ), мм<sup>2</sup>,

$\Delta p$  – перепад тисків на дроселі, МПа.

Втрати тиску на місцевих опорах при турбулентному режимі визначають за формулою Вейсбаха

$$\Delta p_{м.с} = 10^{-6} \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ МПа}, \quad (16)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт місцевого опору, що залежить від конфігурації опору і визначається експериментальним шляхом (значення коефіцієнта місцевого опору наведені у відповідних довідниках за гідравлічними розрахунками),

$v$  – середня швидкість РР в перерізі, розташованому нижче за течією за даним опором, м/с,

$\rho$  – щільність РР, кг/м<sup>3</sup>.

Формулу (16) часто застосовують при використанні замість щільності питомої ваги РР

$$\Delta p = 10^{-6} \xi \frac{\gamma \cdot v^2}{2g}, \text{ МПа} \left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^2}{\text{м}^3 \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па} \right], \quad (17)$$

де  $\gamma$  – питома вага РР, Н/м<sup>3</sup>,

$g = 9,81$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>,

$\xi$  – коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат, який рівний відношенню перепаду тисків на опорі до швидкісного напору і є безрозмірним

$$\xi = \frac{\Delta p}{\frac{\gamma \cdot v^2}{2g}}. \quad (18)$$

Між коефіцієнтами витрати і місцевих гідравлічних втрат існує така залежність

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \quad \text{або} \quad \xi = \frac{1}{\mu^2}. \quad (19)$$

Перепад тисків одержимо з формули (1.65)

$$\Delta p = \frac{\rho}{2 \cdot 60^2} \frac{Q_{др}^2}{\mu^2 \cdot S_{др}^2}, \text{ МПа.} \quad (20)$$

При використанні у формулі (16) замість швидкості витрати і діаметру опору одержимо

$$\Delta p_{м.с} = 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{Q_{др}^2}{d_{др}^4}, \text{ МПа,} \quad (21)$$

у якій витрату РР визначають за формулою

$$Q_{др} = 0,047 \cdot v \cdot d_{др}^2, \text{ л/хв.} \quad (22)$$

Для розрахунку швидкості при відомих значеннях витрати РР і діаметру дроселя застосовують формулу (13)

$$v = 21,2 \frac{Q_{др}}{d_{др}^2}, \text{ м/с,} \quad (23)$$

де  $Q_{др}$  – витрата, л/хв, і  $d_{др}$  – діаметр дроселя, мм.

При здачі роботи студент пред'являє конспект з гідравлічною принциповою схемою стендової установки, необхідними розрахунками і графічними залежностями. У кінці роботи має бути зроблений висновок про характер залежності перепаду тиску від витрати робочої рідини. Студент повинен відповісти на питання викладача, пов'язані із застосуванням формул для розрахунку, розмірністю параметрів і отриманими графічними залежностями.

## Гідравліка, гідропневмопривод

### Лабораторна робота № 4 – Розрахунок і аналіз витоків робочої рідини при ламінарному режимі течії

Мета роботи: придбання навичок роботи з розрахунковими методиками при випробуваннях і дослідженнях об'ємного гідропривода.

Завдання:

1. Розрахувати витоки РР в зазорах золотникових пар, плоскій щілині і поршневих парах шарик-втулка (табл. 1.10).
2. Розрахувати витоки РР від перемінних параметрів (табл. 1.11), використовуючи необхідні вихідні дані з табл. 1.10 згідно з номерами варіантів: варіант 1 (табл. 1.10) – варіант 1 (табл. 1.11), варіант 2 (табл. 1.10) – варіант 2 (табл. 1.11) і т.д. Побудувати залежності зміни витоків від перемінних параметрів для кожного варіанта.

Таблиця 1.10 – Розрахунок витоків РР в зазорах гідропрістроїв

Варіант	$D$ , мм	$D_{\text{щ}}$ , мм	$h$ , мкм	$L_{\text{щ}}$ , мм	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\nu$ , мм <sup>2</sup> /с	$l$ , мм	$\Delta p$ , МПа	$k$	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв
1	10	-	10	5	900	30	-	25	1,75	
2	10	-	10	5	900	30	-	32	1,75	
3	20	-	20	10	900	10	-	25	1,75	
4	20	-	20	10	900	10	-	32	1,75	
5	50	-	30	10	900	10	-	25	2,5	
6	50	-	30	10	900	10	-	32	2,5	
7	-	-	40	10	900	5	20	25	1,0	
8	-	63,5	10	1,4	900	16	-	32	2,5	
9	-	63,5	20	1,4	900	16	-	32	2,5	
10	-	44,4	15	1,4	900	8	-	32	2,5	

Таблиця 1.1 – Розрахунок витоків РР в зазорах при перемінних параметрах (вхідні дані приведені в табл. 1.10)

Варіант	Перемінний параметр	Значення перемінних параметрів та результати розрахунку витоків РР						
1	$h$ , мкм	10	20	25	30	35	40	50
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
2	$h$ , мкм	10	20	25	30	35	40	50
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
3	$h$ , мкм	5	10	20	30	35	40	50
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
4	$L_{\text{Щ}}$ , мм	3	5	7	10	12	14	16
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
5	$L_{\text{Щ}}$ , мм	3	5	10	15	20	25	30
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
6	$v$ , мм <sup>2</sup> /с	5	10	20	25	30	35	40
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
7	$v$ , мм <sup>2</sup> /с	5	20	38	60	80	100	200
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
8	$\Delta p$ , МПа	5	10	15	20	32	35	40
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
9	$\Delta p$ , МПа	5	10	15	20	32	35	40
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							
10	$\Delta p$ , МПа	5	10	15	20	32	35	40
	$Q_{\text{ВИТ}}$ , л/хв							

### Теоретична частина

Витоки при ламінарній течії РР в зазорах поршневих і золотникових пар гідропрстроїв приводять до зниження ККД об'ємного гідропривода. Основними чинниками, що впливають на витоки, є в'язкість РР, перепад тисків, периметр і довжина щілини ущільнювача, зазор між контртілами. Розглядаємо три конструктивні елементи, що зустрічаються на практиці:

1. Кільцева щілина. Гідравлічна принципова схема стенду для

вимірювання витоків РР (рис. 1) включає насос Н з двигуном «М» і випробовуваний об'єкт ВО, в якому золотник 1 розміщений із зазором  $h$  в корпусі 2 і забезпечений упором 3. Для вимірювання витоків РР служить витратомір ВИ (РА).

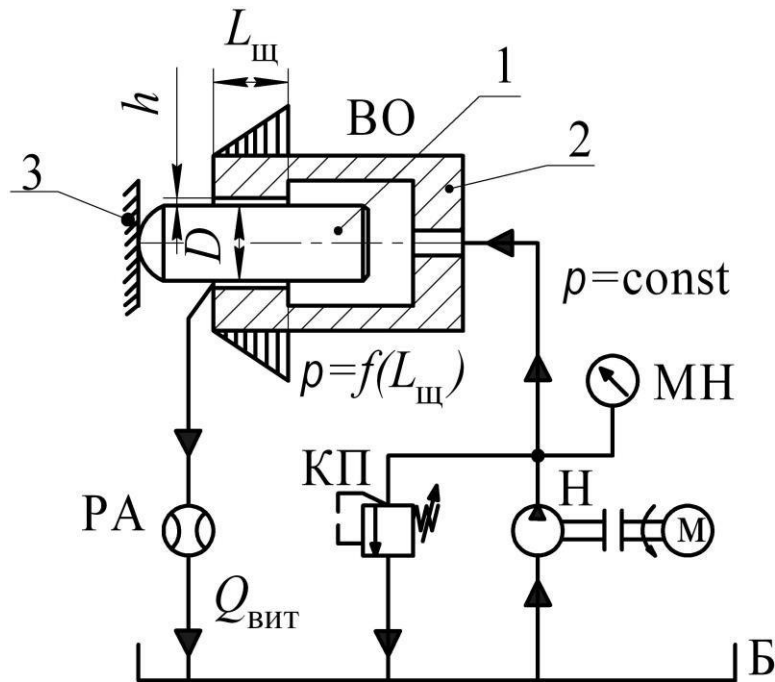


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема стенду для вимірювання витоків РР через кільцеве ущільнення

Настройку тиску здійснюють запобіжним клапаном КЗ (КП), що працює в режимі переливного, скидаючи постійно надлишкову частину витрати РР насоса в гідробак Б. Для вимірювання тиску служить манометр МН. Витоки через кільцеве щільне ущільнення без урахування деформації стінок контртіл і допущенні про постійність в'язкості РР в зазорі при ламінарній течії визначають за формулою Гагена-Пуазейля

$$Q_{\text{вит,кщ}} = 0,06 \frac{k \cdot \pi \cdot D \cdot h^3}{12 \cdot \rho \cdot \nu \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (1)$$

де  $k$  – коефіцієнт ексцентричності розташування золотника у втулці, що набуває значення:

$k = 1$  при концентричному розташуванні деталей;

$k = 2,5$  при максимальному ексцентриситеті між осями золотника і втулки;

$k = 1,75$  – середнє значення, що приймається зазвичай при розрахунках через невизначеність розташування золотника у втулці;

$D$  – діаметр золотника, мм,

$h$  – радіальний зазор між втулкою і золотником (напіввізниця їх діаметрів), вимірюваний в мікрометрах, мкм,

$L_{щ}$  – довжина щілини ущільнювача, мм,

$\Delta p$  – перепад тисків, МПа,

$\rho$  – щільність РР, кг/м<sup>3</sup>,

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, мм<sup>2</sup>/с;

2. Витоки через плоску щілину визначають за формулою

$$Q_{\text{вит,щ}} = 0,06 \frac{1}{12} \frac{l \cdot h^3}{\rho \cdot \nu \cdot L_{щ}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (2)$$

де  $l$  – ширина щілини, мм,

$L_{щ}$  – довжина щілини ущільнювача у напрямі потоку РР, мм,

$h$  – зазор, мкм;

3. Витоки через кільцевий зазор між шариком і циліндром визначають за формулою

$$Q_{\text{вит,ш-ц}} = 0,06 \frac{2,5 \pi \cdot D_{ш} \cdot h^3}{12 \rho \cdot \nu \cdot L_{щ}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (3)$$

де  $D_{ш}$  – діаметр шарика, мм,

$L_{щ} = 1,4$  мм – довжина щілини у напрямі витоків, одержана в результаті обробки експериментальних даних,

$h$  – радіальний зазор між шариком і циліндром (напіввізниця їх діаметрів), мкм.

При здачі роботи студент пред'являє конспект з гідравлічною принциповою схемою стендової установки, необхідними розрахунками і графічними залежностями. Студент повинен відповісти на питання викладача, пов'язані із застосуванням формул для розрахунку, розмірністю параметрів і отриманими графічними залежностями.

## Лабораторна робота № 5 – Розрахунок вихідних параметрів і ККД насосів

1. Розрахувати теоретичні значення частоти обертання і крутного моменту насосів (табл. 2.5). Побудувати залежності витрати від частоти обертання і крутного моменту від тиску для варіантів 1...4; 5...8 и 9...12.

Примітка: 1...8 – аксіальнопоршневі насоси з похилим блоком циліндрів НБ; 9...12 – радіальнопоршневий насос с шариками- поршнями.

Таблиця 2.5 – Розрахунок частоти обертання і крутного моменту насосів

Варіант – $V_p, \text{см}^3$	$n, \text{хв}^{-1}$	$Q_T, \text{л/хв}$	$p, \text{МПа}$	$M_T, \text{Н.м}$
1. 63		31,5	5	
2. 63		63	10	
3. 63		94,5	25	
4. 63		315	45	
5. 710		500	5	
6. 710		800	10	
7. 710		1000	32	
8. 710		1600	40	
9. 680		500	5	
10. 680		1000	10	
11. 680		1500	25	
12. 680		2000	32	

2. Розрахувати номінальну ефективну потужність, коефіцієнт подачі, загальний та гідромеханічний ККД насосів (табл. 2.6) і побудувати залежності коефіцієнта подачі, гідромеханічного і загального ККД від значення робочого об'єму для варіантів 1...4; 5...7; 8...11; 12...14; 15...17 і 21...28.

Таблиця 2.6 – Розрахунок вихідних параметрів і ККД насосів

Вар./ Модель насоса	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$P_{НОМ}$ , МПа	$Q_T$ , л/хв	$Q_{НОМ}$ , л/хв
1. НШ32-4	32	2400	20		68,4
2. НШ50-4	50	2400	20		106,8
3. НШ71-4	71	1920	20		123,1
4. НШ100-4	100	1920	20		173,4
5. НПЛ 5/16	5	1500	16		5,3
6. НПЛ16/16	16	1500	16		19,4
7. НПЛ25/16	25	1500	16		33
8. НПЛ 8/6,3	8	960	6,3		5,8
9. НПЛ 16/6,3	16	960	6,3		12,7
10. НПЛ 25/6,3	25	960	6,3		21,1
11. НПЛ 40/6,3	40	960	6,3		35,7
12. НПЛ45/16	45	1500	16		56,7
13. НПЛ56/16	56	1500	16		71,4
14. НПЛ80/16	80	1500	16		105,6
15. 50НР 125	125	1500	50		172,5
16. 50НР 250	250	1000	50		230
17. 50НР 500	500	1000	50		460
18. ГСТ(НП) 90	89	1500	25		126,8
19. А1-56/25	56	1500	25		79,8
20. А1-112/25	112	1500	25		159,6
21. 310.12	11,6	1800	20		19,84
22. 310.2.28	28	1800	20		48
23. 310.3.45	45	1500	20		64
24. 310.3.56	56	1500	20		80
25. 310.3.80	80	1200	20		91,2
26. 310.3.112	112	1200	20		128
27. 310.3.160	160	1200	20		182
28. 310.3.250	250	1000	20		238

Продовження таблиці 2.6

Вар./Модель насоса	$k_Q$	$P_e$ , кВт	$P_{\text{спож}}$ , кВт	$\eta$	$\eta_{\text{ГМ}}$
1. НШ32-4			27,47		
2. НШ50-4			42,89		
3. НШ71-4			47,7		
4. НШ100-4			67,21		
5. НПЛ 5/16			2,83		
6. НПЛ16/16			7,39		
7. НПЛ25/16			11,0		
8. НПЛ 8/6,3			1,05		
9. НПЛ 16/6,3			1,91		
10. НПЛ 25/6,3			2,8		
11. НПЛ 40/6,3			4,41		
12. НПЛ45/16			20,43		
13. НПЛ56/16			24,73		
14. НПЛ80/16			35,2		
15. 50НР 125			158,0		
16. 50НР 250			210,67		
17. 50НР 500			421,42		
18. ГСТ(НП)90			60,7		
19. А1-56/25			36,5		
20. А1-112/25			73,1		
21. 310.12			7,27		
22. 310.2.28			17,58		
23. 310.3.45			23,44		
24. 310.3.56			29,3		
25. 310.3.80			33,4		
26. 310.3.112			46,9		
27. 310.3.160			66,7		
28. 310.3.250			87,2		

Примітки: НШ – шестеренні насоси; НПЛ – пластинчасті насоси; 50 НР – радіальнопоршневі насоси; 310.... – аксіальнопоршневі насоси з похилим блоком циліндрів НБ; ГСТ(НП) і А1 – аксіальнопоршневі насоси з похилим диском НД.

3. Розрахувати коефіцієнт подачі насоса за результатами вимірювань при випробуваннях (табл. 2.7). Побудувати залежність коефіцієнта подачі від тиску нагнітання для варіантів 1...7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок коефіцієнта подачі насоса

Вар./Тиск	$Q_{p=0}$ , л/хв	$Q_p$ , л/хв	$n_{p=0}$ , хв <sup>-1</sup>	$n_p$ , хв <sup>-1</sup>	$k_Q$
1. 5 МПа	130	127	1450	1450	
2. 10 МПа	130	125	1450	1440	
3. 15 МПа	130	124	1450	1435	
4. 20 МПа	130	123	1450	1430	
5. 25 МПа	130	122	1450	1425	
6. 32 МПа	130	121	1450	1420	
7. 40 МПа	130	119	1450	1417	

4. Розрахувати ефективну потужність і коефіцієнт подачі насосів за результатами вимірювань при стендових випробуваннях (табл. 2.8). Побудувати залежності ефективної потужності від тиску для варіантів 1...4; 5...8 і 9...12.

Таблиця 2.8 – Розрахунок коефіцієнта подачі насоса

Вар.	$Q_{ном}$ , л/хв	$p_{ном}$ , МПа	$P_{е,ном}$ , кВт	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$Q_T$ , л/хв	$k_{Q,ном}$
1	100	5		71	1500		
2	95	10		71	1450		
3	93	25		71	1430		
4	92	32		71	1420		
5	250	5		180	1450		
6	245	10		180	1440		
7	242	25		180	1430		
8	238	40		180	1420		
9	470	5		500	1000		
10	460	10		500	980		
11	450	25		500	970		
12	440	40		500	965		

5. Розрахувати вихідні параметри, ККД та побудувати залежності подачі, гідромеханічного ККД, ефективної потужності і споживаної потужності від тиску (табл. 2.9) для радіальнопоршневого насоса типа НР2-710/32 виробницт-

ва ОАО «Гідропривод» (м. Харків). Робочий об'єм насоса  $V_p = 710 \text{ см}^3$ , постійна частота обертання  $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ .

Таблиця 2.9 – Розрахунок вихідних параметрів і ККД насоса

Вар.	$p$ , МПа	$k_Q$	$\eta$	$\eta_{ГМ}$	$Q_T$ , л/хв	$Q$ , л/хв	$P_e$ , кВт	$P_{\text{спож}}$ , кВт
1	2,5	0,99	0,5					
2	5,0	0,98	0,72					
3	10	0,97	0,85					
4	16	0,96	0,87					
5	20	0,95	0,87					
6	25	0,94	0,87					
7	32	0,93	0,87					

#### Теоретична частина

Вихідними параметрами об'ємного насоса є подача (витрата)  $PP$ , тиск і потужність, а втрати потужності в насосі оцінюють ККД (загальним, коефіцієнтом подачі або об'ємним ККД, і гідромеханічним ККД).

На рис. 1 представлена принципова гідравлічна схема стенду для визначення ККД насоса. Випробовуваний насос Н з регульованим робочим об'ємом приводиться в обертання двигуном «м» і нагнітає  $PP$  через дросель ДР і витратомір ВІ (РА) в гідробак Б. Тиск нагнітання створюється дроселем ДР шляхом зменшення площі його прохідного перерізу, для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КЗ (КП). При роботі стенду контролюють частоту обертання вхідного валу насоса перетворювачем (датчи-ком) ДЧО, крутний момент приводного двигуна «м» на обертання насоса вимірником ВМ, подачу  $PP$  на виході з насоса витратоміром ВІ (РА) і температуру  $PP$  в гідробаку термометром Т. Гідровентиль ВН служить для подачі  $PP$  в гідробак обминаючи витратомір РА при обкатці і прогріванні насоса перед випробуваннями.

Запобіжний клапан КП заздалегідь настроюють на максимальний тиск (вище на 2...3 МПа, ніж тиск при випробуваннях) при повністю закритому дроселі ДР. Для роботи при мінімальному тиску нагнітання насоса дросель ДР повністю відкривають, для створення необхідного тиску дросель ДР прикривають, контролюючи тиск за манометром МН.

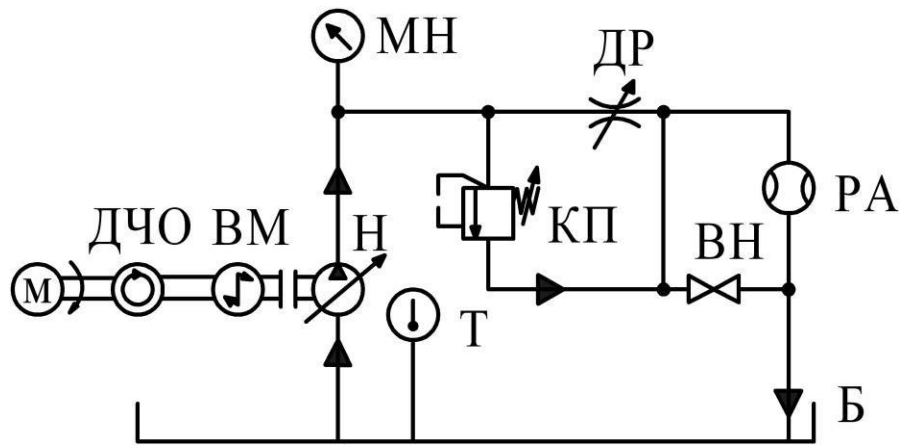


Рис. 1 – Гідравлічна принципова схема стенду для визначення ККД насоса Н

ККД насоса слід розраховувати за формулою

$$\eta = \frac{P_e}{P_{\text{спож}}} = \frac{p \cdot Q \cdot 9550}{60 \cdot M \cdot n} = 0,159 \cdot 10^3 \frac{p \cdot Q}{M \cdot n}, \quad (1)$$

де  $P_{\text{спож}}$  – споживана насосом потужність (кВт), визначувана в результаті вимірювань значень крутного моменту і частоти обертання

$$P_{\text{спож}} = \frac{P_e}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (2)$$

де  $P_e$  – ефективна потужність насоса

$$P_e = \frac{p \cdot Q}{60}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

де  $M$  – заміряний крутний момент на валу насоса, Н.м,

$n$  – заміряна частота обертання насоса,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$p$  – тиск нагнітання на виході з насоса або перепад тисків між виходом і входом в насос  $\Delta p$ , МПа,

$Q$  – заміряна подача насоса [л/хв] або ефективна, яка зв'язана з теоретичною через коефіцієнт подачі  $k_Q$  або об'ємний ККД ( $\eta_o$ )

$$Q = Q_T \cdot k_Q; \quad k_Q = \frac{Q}{Q_T} = \frac{10^3 \cdot Q}{V \cdot n}, \quad (4)$$

де  $Q_T$  – теоретична подача насоса, визначувана як добуток частоти обертання на робочий об’єм насоса

$$Q_T = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n, \text{ л/хв}, \quad (5)$$

де  $V_p$  – робочий об’єм насоса, см<sup>3</sup>.

В каталогах приводять значення номінальної подачі насоса  $Q = Q_{\text{ном}}$ , тобто заміряне значення подачі при роботі в номінальному режимі по тиску  $p = p_{\text{ном}}$  і частоті обертання  $n = n_{\text{ном}}$ , коефіцієнта подачі та ефективної потужності

$$k_{Q, \text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_T} \quad \text{і} \quad P_{e, \text{ном}} = \frac{p_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ном}}}{60}, \text{ кВт}, \quad (6)$$

або при відомому значенні коефіцієнта подачі визначають її номінальне значення

$$Q_{\text{ном}} = Q_T \cdot k_{Q, \text{ном}}, \text{ л/хв}. \quad (7)$$

Деякі виробники насосів приводять ширші за інформативністю характеристики, що включають параметри, відмінні від номінальних.

Для проведення заводських приймально-здавальних випробувань насосів зазвичай використовують стенди, в яких з метою зниження вартості виготовлення і експлуатаційних витрат приводного двигуна насоса, використовують електродвигуни з постійною синхронною частотою обертання: 750; 1000; 1500 або 3000 хв<sup>-1</sup>. Проте, у зв’язку з деякими відхиленнями частоти обертання залежно від навантаження, необхідний облік цих відхилень. Тому коефіцієнт подачі насоса  $k_Q$  при приймально-здавальних випробуваннях допускається розраховувати з урахуванням приведення подач насоса до однакової частоти обертання за наступною формулою

$$k_Q = \frac{Q_p}{Q_{p=0}} \cdot \frac{n_{p=0}}{n_p}, \quad (8)$$

де  $Q_p$  – зміряна подача насоса при роботі під тиском, л/хв,

$Q_{p=0}$  – змiряна подача насоса при роботi на мiнiмальному тиску в лiнii нагнiтання, л/хв,

$n_p$  – частота обертання валу насоса (приводного двигуна) при роботi пiд навантаженням (тиском), хв<sup>-1</sup>,

$n_{p=0}$  – частота обертання валу насоса (приводного двигуна) при роботi на мiнiмальному тиску, хв<sup>-1</sup>.

Гiдромеханiчний ККД насоса визначають за формулою

$$\eta_{\text{ГМ}} = \eta |k_Q. \quad (9)$$

Крутний момент приводного двигуна на обертання насоса визначають за формулою

$$M = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot p}{\eta_{\text{ГМ}}}, \text{ Н.м}, \quad (10)$$

який без урахування гiдромеханiчного ККД ( $\eta_{\text{ГМ}} = 1$ ) є теоретичним

$$M_T = 0,159 \cdot V_p \cdot p, \text{ Н.м}. \quad (11)$$

Сьогодні в об'ємних гiдроприводах широкого поширення набули насоси на тиск:

1. пластинчасті – 16...21 МПа;
2. шестеренні із зовнішнім зачепленням – 16...30 МПа, з внутрішнім зачепленням до 35 МПа;
3. аксіальнопоршневі – 35...52 МПа;
4. радіальнопоршневі – 50...100 МПа.

За коефіцієнтом корисної дії провідні позиції займають аксіально-і радіальнопоршневі насоси: загальний ККД – 90...93%, об'ємний – 95...98%. У шестеренних і пластинчастих насосах загальний ККД – 80...86%, об'ємний – 90...95%.

Робочий об'єм шестеренних і пластинчастих насосів не перевищує 250 см<sup>3</sup>, аксіальнопоршневих і радіальнопоршневих досягає 1000 см<sup>3</sup> і більше.

При здачі роботи студент пред'являє конспект з гiдравлiчною принциповою схемою стендової установки, необхідними розрахунками і графічними залежностями. Студент повинен відповісти на питання викладача, пов'язані із застосуванням формул для розрахунку, розмірністю параметрів і отриманими графічними залежностями.

Лабораторна робота № 6 – Розрахунок вихідних параметрів і ККД гідромоторів

5. Розрахувати крутний момент, вихідну (ефективну) потужність, об'ємний ККД, споживані потужність і витрату радіальнопоршневого гідромотора одноциклової дії МРФ-400/25М1 в повному діапазоні частоти обертання (табл. 2.13). Побудувати залежності крутного моменту і споживаної потужності від частоти обертання для варіантів 1...3, 4...7 і 1...7.

Таблиця 2.13 – Розрахунок вихідних характеристик гідромотора

Вар.	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$\Delta p$ , МПа	$\eta_{ГМ}$	$M$ , Н.м	$P$ , кВт	$\eta$	$\eta_v$	$Q_{\Sigma}$ , л/хв	$P_{\text{спож}}$ , кВт
1	400	5	25	0,85			0,26			
2	400	50	25	0,90			0,63			
3	400	100	25	0,92			0,74			
4	400	200	25	0,93			0,84			
5	400	300	25	0,95			0,90			
6	400	350	25	0,90			0,88			
7	400	400	25	0,85			0,84			

6. Розрахувати крутний момент, гідромеханічний ККД і вихідну потужність як середню за результатами випробування двох гідромоторів за рекупераційною схемою навантаження для радіальнопоршневих гідромоторів одноциклової дії (табл. 2.14). Побудувати залежності вихідної потужності, крутного моменту і гідромеханічного ККД від частоти обертання.

Таблиця 2.14 – Розрахунок середніх значень характеристик гідромоторів

Вар.	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$p_H$ , МПа	$p_{ВХ}$ , МПа	$p_{\text{Вих}}$ , МПа	$\eta_{Г.м.ср}$	$M_{ср}$ , Н.м	$P$ , кВт
1	2500	10	25	2,0	0,5			
2	2500	30	25	2,2	0,5			
3	2500	60	25	2,8	0,5			
4	2500	90	25	3,4	0,8			
5	2500	120	25	4,6	0,9			
6	2500	150	25	6,8	1,2			

7. Розрахувати витрату споживану радіальнопоршневим гідромотором одноциклової дії МРФ-1000/25М1 при роботі з постійною частотою обертання та перемінним навантаженням (табл. 2.15). Побудувати залежності витрати і об'ємного ККД гідромотора від тиску нагнітання.

Таблиця 2.15 – Розрахунок витрати гідромотора МРФ-1000/25М1

Вар.	$V_p,$ см <sup>3</sup>	$n,$ хв <sup>-1</sup>	$\Delta p,$ МПа	$Q_T,$ л/хв	$\eta_v$	$Q_\Sigma,$ л/хв
1	1000	240	25		0,95	
2	1000	240	20		0,96	
3	1000	240	16		0,97	
4	1000	240	10		0,98	
5	1000	240	5		0,985	
6	1000	240	2		0,99	

8. Розрахувати номінальні значення об'ємного, гідромеханічного, загального ККД та вихідної потужності аксіальнопоршневих гідромоторів (табл. 2.16). Побудувати залежності номінальної потужності та ККД від значень робочих об'ємів гідромоторів.

Таблиця 2.16 – Розрахунок номінальних характеристик аксіальнопоршневих гідромоторів

Вар./Модель гідромотора	$V_p,$ см <sup>3</sup>	$n_{\text{ном}},$ хв <sup>-1</sup>	$Q_{\text{ном}},$ л/хв	$\eta_v$	$\Delta p_{\text{ном}},$ МПа	$M_{\text{ном}},$ Н.м	$\eta_{\text{ГМ}}$	$P_{\text{ном}},$ кВт	$\eta$
1. МП 90	90	1500	136,5		25,5	321,1			
2. А1-56/25	56	1500	87,5		25	213,7			
3. А1-112/25	112	1500	175		25	427,4			
4. 310.3.112	112	1200	141		20	341,9			
5. 310.3.160	160	1200	202		20	488,4			
6. 310.3.250	250	1000	263		20	763,2			

Примітка: гідромотори МП 90 и А1 – з похилим диском НД, 310.3 – з похилим блоком циліндрів НБ.

9. Розрахувати номінальні значення об'ємного, гідромеханічного, загального ККД та вихідної потужності радіальнопоршневих гідромоторів багатocyклової дії конструкції НДГідропривода (табл. 2.17). Побудувати залежності номінальних значень крутного моменту і потужності від робочого об'єму гідромоторів.

Таблиця 2.17 – Розрахунок номінальних характеристик гідромоторів

Вар./Модель гідромотора	$V_p$ , $\text{см}^3$	$n_{\text{ном}}$ , $\text{хв}^{-1}$	$Q_{\text{ном}}$ , л/хв	$\eta_v$	$\Delta p$ , МПа	$M_{\text{ном}}$ , Н.м	$\eta_{\text{ГМ}}$	$\eta$	$P_{\text{ном}}$ , кВт
1. МР-1	1000	120	129		25	3776			
2. МР-1,6	1600	100	170		25	6042			
3. МР-2,5	2500	60	158		25	9441			
4. МР-4	4000	50	211		25	15105			
5. МР-6,3	6300	45	298		25	23790			
6. МР-16	16000	30	505		25	60420			
7. МР-32	32000	40	1347		25	117024			
8. МР-64	64000	15	1010		25	241680			

10. Виконати розрахунок і побудувати залежності частоти обертання і крутного моменту гідромоторів з регульованим робочим об'ємом від значень робочого об'єму: 1...5 – аксіальнопоршневого; 6...10 – радіальнопоршневого з шариками-поршнями.

Таблиця 2.18 – Розрахунок частоти обертання і крутного моменту при регулюванні робочого об'єму гідромотора

Вар.	$P_T$ , кВт	$\Delta p$ , МПа	$Q_T$ , л/хв	$V_p$ , $\text{см}^3$	$n$ , $\text{хв}^{-1}$	$M_T$ , Н.м
1	87,5	42	125	250		
2	87,5	42	125	200		
3	87,5	42	125	150		
4	87,5	42	125	100		
5	87,5	42	125	50		
6	177	25	424,8	680		
7	177	25	424,8	510		
8	177	25	424,8	340		
9	177	25	424,8	170		
10	177	25	424,8	85		

11. Розрахувати об'ємний ККД гідромотора МРФ-400/25М1 (робочий об'єм  $400 \text{ см}^3$ ) при частоті обертання  $300 \text{ хв}^{-1}$  і перепаді тисків  $25 \text{ МПа}$ , при якому витрата, виміряна витратоміром на виході  $Q_{\text{вих}} = 122 \text{ л/хв}$ , а зовнішні витоки РР з корпуса  $Q_{\text{вит}} = 5 \text{ л/хв}$ .

12. Розрахувати об'ємний ККД аксіальнопоршневих гідромоторів з робочим об'ємом  $250 \text{ см}^3$  при випробуваннях за рекуперативною схемою навантаження при параметрах:  $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ ; витоки РР в першому гідромоторі –  $Q_{\text{вит},1} = 7 \text{ л/хв}$ , в другому гідромоторі –  $Q_{\text{вит},2} = 11 \text{ л/хв}$ ; витрата на виході з гідромоторів  $Q_{\text{вих}} = 395 \text{ л/хв}$ .

### Теоретична частина

Вихідними параметрами гідромотора є крутний момент, частота обертання і потужність, а втрати потужності оцінюють ККД (загальним, об'ємним і гідромеханічним).

На рис. 1, а представлена принципова гідравлічна схема стенду для визначення ККД гідромотора при використанні пристрою гальмівного навантаження. За допомогою приводного двигуна «м» регульований насос Н нагнітає РР до випробовуваного нереверсивного гідромотора М з пристроєм навантаження ПН. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КЗ1 (КП1). За допомогою клапана тиску КТ2 (КП2) створюється протитиск на виході з гідромотора (залежно від особливостей конструкції і частоти обертання від  $0,1$  до  $2 \text{ МПа}$ ). Контроль параметрів забезпечується за допомогою витратомірів ВІ1 (РА1) і ВІ2 (РА2) на вході і виході з гідромотора М, датчика (перетворювача) частоти обертання ДЧО валу гідромотора, вимірника крутного моменту ВМ, створюваного пристроєм навантаження ПН, манометрів МН1...МН3 і термометра Т в гідробаку Б. Частоту обертання гідромотора М змінюють за допомогою регулятора робочого об'єму насоса Н.

Аналіз роботи гідрофікованої машини і визначення ефективності її застосування виробляється за зовнішніми характеристиками, що найбільш повно відображають технічний рівень і якість гідромотора [74]. Зовнішньою характеристикою гідромотора називається залежність крутного моменту від частоти обертання при постійних значеннях подачі, перепаду тисків і коефіцієнта кінематичної в'язкості РР. При визначенні зовнішніх характеристик при стендових випробуваннях знаходять залежність ККД гідромотора від частоти обертання і крутного моменту (перепаду тисків). При оцінці технічного рівня об'ємного гідропривода найбільш інформативною є зовнішня характеристика, що об'єднує вихідні характеристики гідромотора (крутний момент залежно від частоти обертання) і значення загального ККД гідропривода.

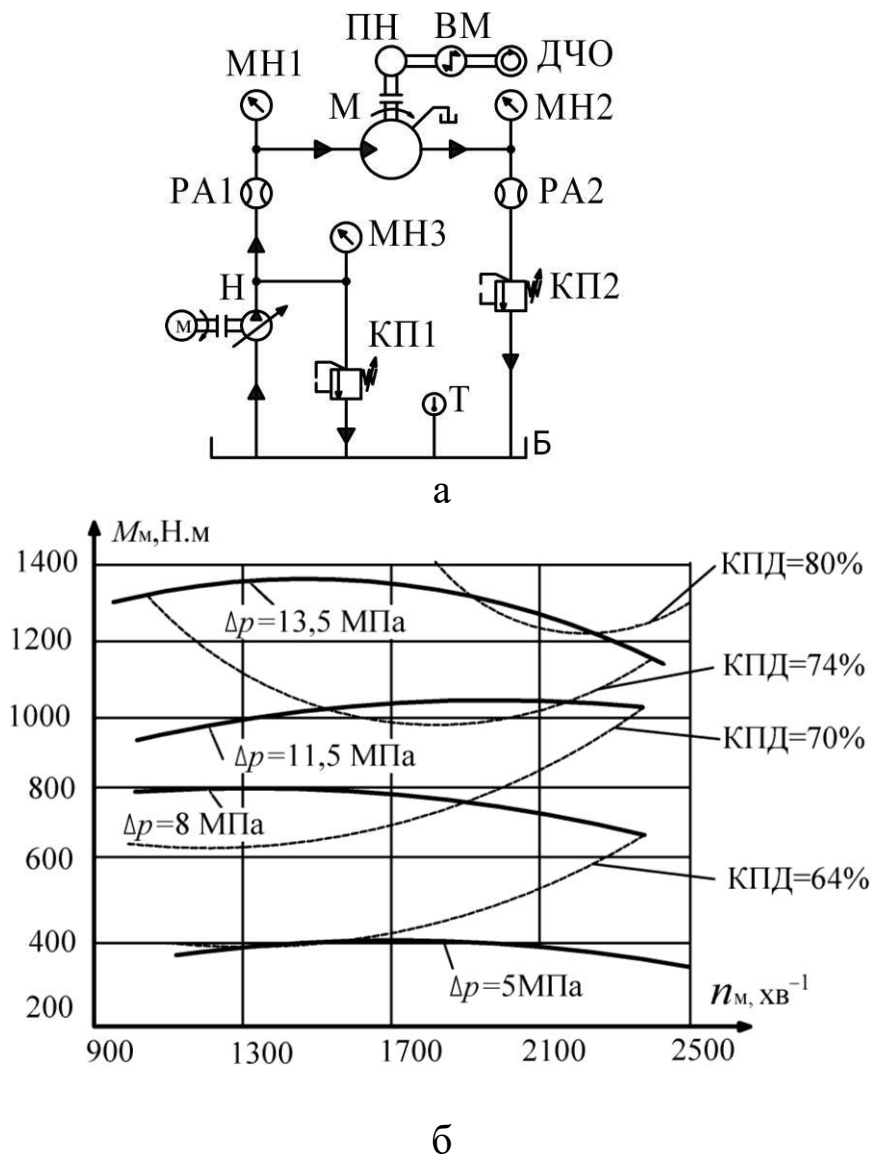


Рис. 1 – Гідравлічна принципова схема стенду з пристроєм навантаження для визначення ККД гідромотора М (а) та його зовнішня характеристика (б)

На рис. 1, б наведена зовнішня (зустрічаються також терміни – універсальна або топографічна) характеристика гідромотора радіальнопоршневого типу з шариками-поршнями, що входить до складу об'ємної гідропередачі ГОП-900, на якій наведені значення крутного моменту гідромотора від частоти обертання при постійних значеннях перепаду тисків і загального ККД гідропередачі в діапазоні експлуатаційних температур 90...110 °С. Зміна (зниження) крутного моменту гідромотора залежно від частоти обертання обумовлена ростом механічних втрат у зоні низьких частот обертання (мінімальне значення крутного моменту має місце в режимі зрушування) і ростом гідравлічних втрат на подолання місцевих опорів при течії РР у поршневих каналах і розподільному вузлі. Максимальне значення повного ККД гідропередачі досягає 80% при перепаді тисків 13,5 МПа і частоті обертання 1900...2200 хв<sup>-1</sup>, при малих навантаженнях

(перепадів тисків 5 і 8 МПа) ККД знижується до значення менше 70%. Зниження ККД при малих навантаженнях обумовлене тим, що втрати потужності не істотно залежать від тиску і тому відношення «втрат потужності до вихідної потужності» зростає.

ККД гідромотора (загальний) розраховують за формулою

$$\eta = \frac{P_M}{P_{M, \text{спож}}} = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{10^3 \cdot \Delta p (Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}})}, \quad (1)$$

де  $P_M = \frac{M \cdot n}{9550}$  – вихідна (ефективна) потужність гідромотора, кВт,

$$P_{M, \text{спож}} = \frac{Q_{\Sigma} \cdot \Delta p}{60} \text{ – потужність, споживана гідромотором, кВт,}$$

$M$  – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,

$n$  – заміряна частота обертання, хв<sup>-1</sup>,

$\Delta p$  – перепад тисків, заміряний за допомогою манометрів на вході МН1 і виході МН2 з гідромотора, МПа,

$Q_{\Sigma} = Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}}$  – витрата, що надходить до гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вих}}$  – витрата РР, зміряна витратоміром на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит}}$  – витоки РР з дренажного отвору гідромотора, заміряні за допомогою мірної ємкості і секундоміра або витратоміра, л/хв.

Гідромеханічний ( $\eta_{\text{ГМ}}$ ) і об'ємний ( $\eta_o$ ) ККД гідромотора розраховують за формулами

$$\eta_{\text{ГМ}} = \frac{M}{M_T}; \quad \eta_o = \frac{Q_T}{Q_{\Sigma}} = \frac{Q_T}{Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}}}, \quad (2)$$

де  $M$  – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,

$M_T$  – теоретичний крутний момент

$$M_T = \frac{1}{2 \cdot \pi} V_p \cdot \Delta p = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н.м,} \quad (3)$$

де  $V_p$  і  $Q_T$  – робочий об'єм [см<sup>3</sup>] і теоретична подача гідромотора [л/хв], відповідно.

Теоретичну (геометричну) подачу РР через гідромотор визначають за формулою

$$Q_T = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n, \text{ л/хв.} \quad (4)$$

Об'ємний ККД гідромотора розраховують також за формулою

$$\eta_o = \eta \cdot \eta_{ГМ}. \quad (5)$$

На рис. 2 представлена гідравлічна принципова схема стенду для випробувань двох гідромоторів М1 і М2 з рівними робочими об'ємами за рекуперативною схемою із взаємним навантаженням і жорстким з'єднанням валів. Два насоси Н1 і Н2 приводяться в обертання двигунами «м1» і «м2», відповідно, і нагнітають РР в гідросистему: насос Н1 низького тиску (зазвичай до 5 МПа) з регульованим робочим об'ємом забезпечує необхідну частоту обертання гідромоторів М1 і М2, а насос Н2 високого тиску створює навантаження на робочі елементи гідромоторів. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжними клапанами КП1 і КП2. Для контролю параметрів стенду служать витратомір ВИ (РА), манометри МН1...МН3 і термометр Т в гідробакі Б. При необхідності на виході з гідромотора М2 встановлюють клапан тиску для створення підпору в лінії зливу РР в гідробак Б. Рекуперативна схема стенду дозволяє проводити випробування гідромоторів без пристрою навантаження і з істотно меншими витратами потужності в порівнянні з схемою з пристроєм навантаження.

За наслідками вимірювань тиску розраховують середнє значення гідромеханічного ККД

$$\eta_{Г.м.середн} = \sqrt{\frac{p_H - p_{ВХ}}{p_H - p_{ВИХ}}}, \quad (6)$$

де  $p_H$  – тиск нагнітання на вході в гідромотори (манометр МН2), МПа,

$p_{ВХ}$  – тиск на вході в гідромотор М1 (манометр МН1), МПа,

$p_{ВИХ}$  – тиск на виході випробовуваного гідромотора М2 (манометр МН3), МПа.

Оскільки в наведеній формулі значення тиску нагнітання  $p_H$  і на виході  $p_{ВИХ}$  є постійними для кожного режиму вимірювань, то зв'язок між тиском на вході  $p_{ВХ}$  і гідромеханічним ККД  $\eta_{Г.м.середн}$  має такий вигляд:

$$p_{ВХ} = p_H - \eta_{Г.м.середн}^2 (p_H - p_{ВИХ}), \text{ МПа.} \quad (7)$$

Таким чином, кожному значенню гідромеханічного ККД відповідає певний тиск на вході  $p_{вх}$ , що дозволяє побудувати відповідну графічну залежність, достатньо зручну при проведенні випробувань.

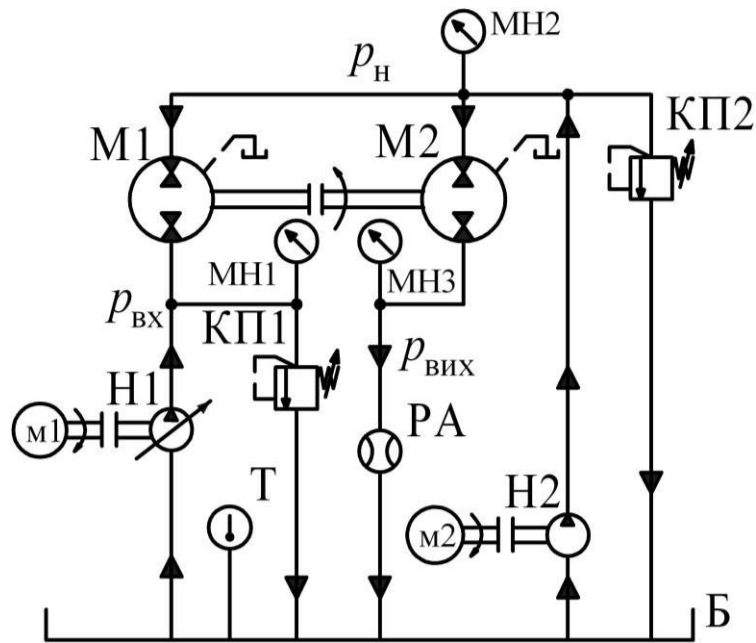


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема стенду для визначення ККД гідромоторів за рекуперативною схемою

Середнє значення загального ККД розраховують за формулою

$$\eta_{\text{середн}} = \eta_{\text{г.м.середн}} \cdot \eta_{\text{о.середн}}, \quad (8)$$

де  $\eta_{\text{о.середн}}$  – середнє значення об'ємного ККД гідромотора, що є відношенням корисної (теоретичної) витрати до загальної витрати РР, що пройшла через гідромотор

$$\eta_{\text{о.середн}} = \frac{Q_T}{Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит.середн}}}, \quad (9)$$

де  $Q_T$  – геометрична (теоретична) витрата РР через гідромотор [л/хв], яку визначають за формулою (4),

$V_p$  – робочий об'єм гідромотора,  $\text{см}^3$ ,

$n$  – змінна частота обертання гідромотора,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$Q_{\text{вих}}$  – витрата, змінна витратоміром РА на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит.середн}}$  – витоки РР з дренажного отвору гідромотора, (вимірюють витоки з обох гідромоторів і набувають середнього значення), л/хв.

Середнє значення крутного моменту випробовуваних гідромоторів слід встановлювати шляхом обчислення

$$M_{\text{середн}} = \frac{V_p}{2\pi} (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) \cdot \eta_{\text{г.м.середн}} = 0,159 \cdot V_p (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) \sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м.} \quad (7)$$

Крутний момент зрушування гідромотора (найменший крутний момент навантаженого гідромотора в момент урухомлення його частин чи за заданого перепаду тисків) розраховують за формулою

$$M_{\text{зруш.середн}} = \frac{V_p}{2\pi} (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) \sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м,} \quad (8)$$

де  $p_{\text{вих}}$  – тиск на вході в гідромотор М1, при якому нерухома система з двох гідромоторів починає обертатися, МПа.

Механічну потужність на валу гідромотора (зустрічаються також терміни вихідна і ефективна потужність) визначають за формулою

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт,} \quad (9)$$

де  $M$  – заміряний крутний момент, Н.м,  
 $n$  – заміряна частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ .

Потужність гідромотора при номінальних параметрах (тобто при встановлених розробником гідромоторів номінальних значеннях тиску і частоти обертання) визначають за формулою

$$P_{\text{НОМ}} = \frac{M_{\text{НОМ}} \cdot n_{\text{НОМ}}}{9550}, \text{ кВт.} \quad (10)$$

Потужність, споживану гідромотором, визначають за формулою

$$P_{\text{спож}} = \frac{P}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta} \text{ або } P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{НОМ}}}{\eta} = \frac{M_{\text{НОМ}} \cdot n_{\text{НОМ}}}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \quad (11)$$

де  $\eta$  – загальний ККД гідромотора, максимальне значення якого для сучасних конструкцій досягає 0,9...0,95.

Крутний момент гідромотора при відомому значенні гідромеханічного ККД розраховують за формулою

$$M = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p \cdot \eta_{ГМ}, \text{ Н.м}, \quad (12)$$

де значення гідромеханічного ККД ( $\eta_{ГМ}$ ) визначають розрахунковим шляхом на підставі аналізу втрат потужності в окремих вузлах гідромотора або за даних експериментальних вимірювань ви-робників гідромоторів у відповідних каталогах. В сучасних гідромоторах максимальні значення гідромеханічного ККД досягають  $\eta_{ГМ} = 0,95 \dots 0,97$ .

Витрату, споживану гідромотором при заданій частоті обертання, визначають за формулою

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}} = \frac{Q_T}{\eta_o}, \quad \text{л/хв}, \quad (13)$$

де  $Q_T$  – геометрична (теоретична) витрата через гідромотор, яку визначають за формулою (4),

$Q_{\text{вих}}$  – витрата зміряна витратоміром на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит}}$  – заміряні витоки РР з дренажного отвору гідромотора, л/хв,

$\eta_o$  – об'ємний ККД гідромотора, максимальне значення якого для сучасних конструкцій знаходиться в межах 0,95...0,99 (визначають розрахунковим шляхом при аналізі конструктивних вузлів гідромотора – поршневого і розподільного або за даними виробників гідромоторів).

У технічних характеристиках гідромоторів зазвичай приводять номінальні значення параметрів (параметрів в номінальному режимі експлуатації) – частоти обертання, тиску, витрати, крутного моменту і потужності

$$n = n_{\text{НОМ}}; \quad \Delta p = \Delta p_{\text{НОМ}}; \quad Q_{\Sigma} = Q_{\text{НОМ}}; \quad M = M_{\text{НОМ}}; \quad P_M = P_{\text{НОМ}}, \quad (14)$$

за допомогою яких можуть бути визначені за наведеними вище формулах значення об'ємного, гідромеханічного і загального ККД. В конкретних умовах експлуатації об'ємного гідропривода гідромотор має робочі параметри, що забезпечують функціонування машини або механізму із заданою частотою обер-

тання і крутним моментом, пропорційним тиску. Термін «робочий тиск» стандартизований як значення тиску в конкретному випадку експлуатації гідропривода.

В об'ємних гідроприводах підвищеної надійності робочий тиск не повинен перевищувати 75% від номінального, тому важливе значення має етап конструкторсько-добробочних випробувань (КДВ) гідрофікованої машини, в процесі яких визначають робочі параметри і, при необхідності, уточнюють робочий об'єм гідромоторів.

При здачі роботи студент пред'являє конспект з гідравлічною принциповою схемою стендової установки, необхідними розрахунками і графічними залежностями. Студент повинен відповісти на питання викладача, пов'язані із застосуванням формул для розрахунку, розмірністю параметрів і отриманими графічними залежностями.

## Гідравліка, гідропневмопривод

### Лабораторна робота № 7 – Гідроапаратура для об'ємних гідроприводів

1. Розрахувати гідравлічні втрати тиску та сили, що діють на золотники гідророзподільників різних типів (табл. 2.19).

Таблиця 2.19 – Розрахунок гідророзподільника

Вар./ Шифр	$D_{зол}$ , мм	$h$ , мм	$l$ , мм	$Q$ , л/хв	$\Delta p_{кр}$ , МПа	$\Delta p_{ном}$ , МПа*	$\frac{\Delta p_{кр}}{\Delta p_{ном}} 100\%$	$F_{гд}$ , Н
1. ВЕ 6	10	4	15	16		0,18		
2. РЕ 6	12	4	15	25		0,15		
3. ВЕ 10	16	5	18	32		0,12		
4. РЕ10	16	5	18	40		0,10		
5. ВЕ 16	25	8	36	125		0,15		
6. ВЕ 20	32	10	42	200		0,13		
7. ВЕ 32	40	10	60	500		0,18		
8. Р 503	50	12	80	800		0,12		
9. ГГ420	30	10	70	160		**	-	
10. ГГ432	40	12	90	360		**	-	

Вар./ шифр	$F_{в.т}$ , Н	$m$ , кг	$z$ , Мм	$t$ , с	$a$ , м/с <sup>2</sup>	$F_{1н}$ , Н	$F_{с.т}$ , Н	$F_{\Sigma}$ , Н
1. ВЕ 6		0,0273	2,5					
2. РЕ 6		0,0393	2,5					
3. ВЕ 10		0,094	3,2					
4. РЕ 10		0,094	3,2					
5. ВЕ 16		0,427	8					
6. ВЕ 20		0,91	12					
7. ВЕ 32		2,08	18					
8. Р 503		4,27	22					
9. ГГ420		1,53	14					
10. ГГ432		3,28	18					

Примітки: 1. (\*) – за каталогами, (\*\*) – дані відсутні; 2.  $\mu = 0,62$ ;  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ;  $v_{в\text{язк}} = 30 \text{ мм}^2/\text{с}$ ;  $v = 1 \text{ м/с}$ ; 3. При розрахунку  $F_{стр}$  за формулою (8)  $f = 0,1$  і  $P = 32 \text{ МПа}$ ;

4. Тягове зусилля для електромагнітів перемінного/постійного струму: для ВЕ6 (РЕ6) – 18/25 Н, для ВЕ10 (РЕ10) – 47/90 Н; 5. Для усіх гідророзподільників в варіантах 5...10 управління гідравлічне або или електрогідравлічне.

2. Яким чином визначають зведений гідроапаратура ?
3. Які способи управління застосовують в гідророзподільниках ?

## Теоретична частина

Гідропрстроєм називається технічний пристрій, призначений для виконання певної самостійної функції в об'ємному гідроприводі через робоче середовище, при цьому розрізняють:

- 1) некерований гідропрістрій – гідропрістрій без елемента керування;
- 2) керований гідропрістрій – гідропрістрій, що має елемент керування;
- 3) гідроапарат – гідропрістрій, призначений для керування потоком РР. Під керуванням потоком РР розуміють змінення чи підтримування заданих значень тиску чи витрати РР, або змінення напрямку, пуск і зупинення потоку РР. Як збірна назва гідроапаратів використовується термін «гідроапаратура».

Конструктивні особливості гідроапаратів:

1. Золотниковим гідроапаратом називається гідроапарат, за-пірно-регулювальний елемент якого виконує зворотно-поступальний рух вздовж спряжуваних поверхонь. Під запірно-регулювальним елементом розуміють рухому деталь чи групу деталей гідроапарата, під час переміщення якої частково чи цілком перекри-вається робочий прохідний отвір. За типом запірно-регулювального елемента розрізняють золотникові гідроапарати з плоским і ци-ліндричним елементами;
2. Крановим гідроапаратом називається гідроапарат, запірно-регулювальний елемент якого виконує зворотно-поворотний або поворотний рух. За типом запірно-регулювального елемента роз-різняють кранові гідроапарати з плоским, циліндричним, конічним і сферичним елементами;
3. Сідловим гідроапаратом називається гідроапарат, запірно-регулювальний елемент якого виконує зворотно-поступальний рух до сідла та від сідла гідроапарата. За типом запірно-регулювального елемента розрізняють сідлові гідроапарати з кульковим (шариковим), плоским, конічним, коноїдним та іншими елементами;
4. Регульованим гідроапаратом називається гідроапарат, в якому розміри робочого прохідного отвору чи силова дія на запірно-регулювальний елемент можуть бути змінені зовні з метою одержання заданих значень тиску та витрати РР;
5. Нерегульованим гідроапаратом називається гідроапарат, в якому розміри робочого прохідного отвору чи силова дія на запірно-регулювальний елемент не можуть бути змінені зовні;
6. Гідроклапаном називається регулювальний гідроапарат, призначений для керування тиском РР;
7. Регулювальним гідроапаратом називається гідроапарат, який керує тиском, витратою та напрямком потоку РР завдяки неповному відкриванню робочого прохідного отвору.

Функціональне призначення гідроапаратів наведено у відпо-відних розділах посібника.

Види керування гідроапаратами:

- 1) ручне (мускульне);
- 2) механічне (наприклад, з приводом від кулачка);
- 3) електромагнітне;
- 4) гідравлічне;
- 5) пневматичне;
- 6) електрогідравлічне;
- 7) електропневматичне;
- 8) пневмогідравлічне.

Основні параметри гідроапаратів:

1. Тривалість спрацьовування гідроапарата з електричним керуванням – проміжок часу від моменту подання керувального сигналу до моменту, коли параметр гідроапарата на виході до споживача досягне заданого значення;
2. Тривалість спрацьовування гідроапарата з гідравлічним керуванням – проміжок часу від моменту, коли тиск керування зростає (спаде) вище (нижче) заданого до моменту, коли параметр гідроапарата на виході до споживача досягне заданого значення;
3. Тиск перемикання гідроапарата – мінімальний тиск керування, необхідний для змінення стану на виході гідроапарата;
4. Потужність перемикання гідроапарата – мінімальна потужність у лінії керування, яка урухомлює

гідроапарат.

Зведеним діаметром гідропристою називається діаметр круга, округлений до найближчого значення зі встановленого ряду, площа якого дорівнює площі перерізу характерного прохідного отвору каналу гідропристою чи площі перерізу прохідного отвору приєднуваного трубопроводу. Зведені діаметри вибирають з ряду за ГОСТ 16516: 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм.

Пропускна спроможність гідроапарата згідно з ГОСТ 14691 характеризується витратою РР з густиною в 1 кг/дм<sup>3</sup> (1000 кг/м<sup>3</sup>) при перепаді тисків в 1 кгс/см<sup>2</sup> (≈ 0,1 МПа). Розмірність

пропускної спроможності [л/хв], позначення  $K_v$ .

В гідроапаратурі течія РР через прохідний переріз  $\epsilon$ , як правило, турбулентною, а в щілинах (зазорах) ущільнювачів між контртілами – ламінарною.

1. Формули для розрахунку площі прохідного отвору різної конфігурації, утвореної золотником і робочим вікном (рис. 1):

1.1. Циліндровий золотник і кільцеве проточування у втулці (рис. 1, а)

$$S_1 = \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot z, \text{ мм}^2, \quad (1)$$

де  $D_{\text{зол}}$  – діаметр золотника, мм,

$z$  – переміщення золотника від положення, відповідного початку відкриття вікна, мм;

1.1.1. Конічна частина золотника і кільцеве проточування у втулці (рис.1, б)

$$S_2 = \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot z \cdot \sin \alpha, \text{ мм}^2, \quad (2)$$

де  $\alpha$  – кут конічного зрізу на золотнику;

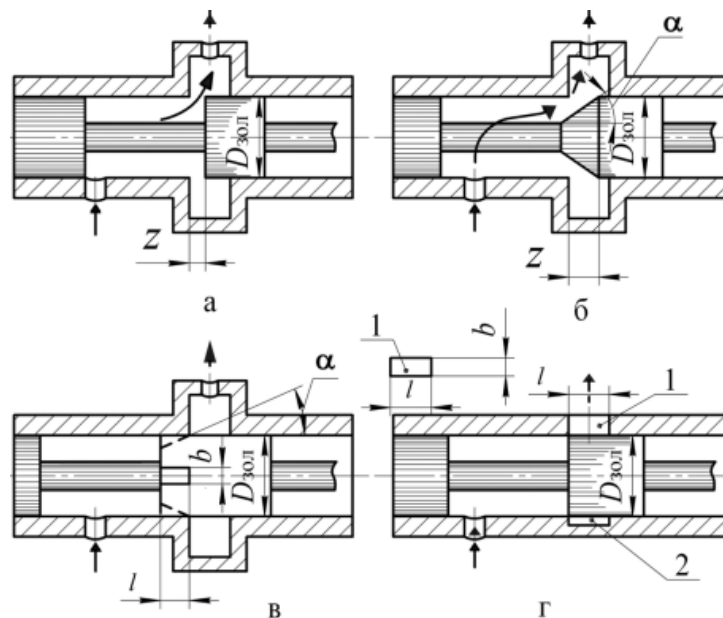


Рис. 1 – Розрахункові схеми прохідного отвору золотникових гідророзподільників

1.3. Кільцеве проточування у втулці і прямокутні пази на поверхні золотника (рис. 1, в)

$$S_3 = n \cdot b \cdot l \cdot \sin \alpha, \text{ мм}^2, \quad (3)$$

де  $b$  – ширина паза, розташованого під кутом  $\alpha$ , мм,

$n$  – кількість пазів змінної довжини  $l$  [мм];

1.4. Циліндровий золотник і прямокутне вікно 1 у втулці (рис. 1, г), а паз 2 у втулці забезпечує розвантаження золотника від радіальної невідножаної сили з боку вікна 1

$$S_4 = b \cdot z, \text{ мм}^2, \quad (4)$$

де  $b$  – ширина вікна у втулці, мм,

$z$  – переміщення золотника від положення, відповідного початку відкриття ( $z = 0$  і  $l = 0$ ) до максимального значення відкриття  $z_{\text{макс}} = l$ , мм.

2. Витоки в зазорах між контртілами золотникових пар гідроприсроїв приводять до зниження об'ємного ККД гідропривода і точності відпрацювання заданих керувальних сигналів. Основними чинниками, що впливають на витоки, є радіальний зазор між контртілами, в'язкість РР, перепад тисків на щілині, периметр і довжина щілини ущільнювача.

## 2. Гідророзподільники. Розрахунок гідравлічних характеристик і сил, діючих на золотник

Гідророзподільники належать до спрямівних гідроапаратів, що керують пуском, зупиненням та напрямом потоку РР завдяки повному відкриванню чи повному закриванню робочого прохідного отвору.

Спрямівним гідророзподільником називається гідроапарат, призначений для керування пуском, зупиненням та напрямком потоку РР у двох чи більше гідропроводах залежно від наявності зовнішньої керувальної дії. Залежно від кількості фіксованих позицій запірно-регульовального елемента гідророзподільники можуть бути двопозиційними, трипозиційними і т.д. Залежно від кількості зовнішніх гідропроводів (трубопроводів), в яких потік керується розподільником, гідророзподільники можуть бути двопроводними, трипроводними і ін.

При керуванні підвищеними витратами РР (більше 30...50 л/хв) конструкція гідророзподільника включає:

1) основний спрямівний гідророзподільник;

2) гідропілот – допоміжний гідророзподільник, призначений для керування іншим основним гідророзподільником.

На рис. 2, а наведена конструктивна схема спрямівного чотирипровідного гідророзподільника золотникового типу з гідравлічним керуванням і його гідравлічна принципова схема, а на рис. 2, б показані напрямки потоків РР при зсуві золотника ліворуч від нейтрального положення.

При рівності тиску в торцевих камерах  $P_{к1} = P_{к2} = 0$  золотник знаходиться в середньому щодо робочих вікон  $A$  і  $B$  положенні і перекидає до них потік РР від вікна підведення  $P$  (позитивне перекриття або 44-а схема комутації каналів в середньому положенні золотника). При

підводі тиску керування в праву торцеву камеру (рис. 2, б) за рахунок різниці тисків  $P_{к2} > P_{к1}$  золотник зміщується вліво і РР надходить з каналу  $P$  у робоче вікно  $A$  і в ліву порожнину гідроциліндра Ц, переміщаючи його поршень управо. З правої порожнини РР надходить через

робоче вікно  $B$  і зливне  $T$  у гідробак Б. При підводі тиску керування в ліву торцеву камеру золотника останній зміщується управо, завдяки чому поршень зміщується вліво.

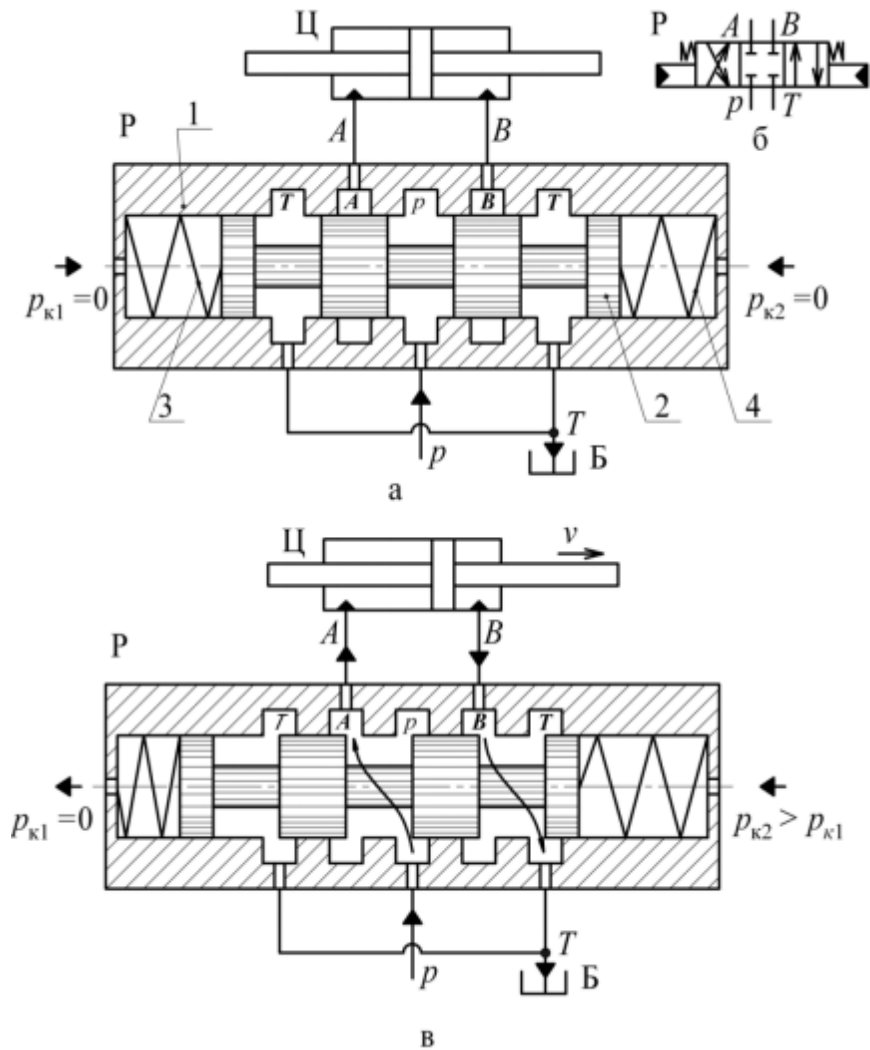


Рис. 2 – Спрямівний чотирипровідний гідророзподільник золотникового типу з гідравлічним керуванням (а), графічне умовне зображення (б) і напрямки потоків РР при зсуві золотника вліво від нейтрального положення (б)

У розточуванні корпусу 1 розміщені циліндровий золотник 2 і пружини 3 і 4, що забезпечують центрування золотника щодо вікна підведення тиску  $P$  (від насоса), робочих вікон  $A$  і  $B$  (до гідродвигуна) і зливних вікон  $T$ . Для переміщення золотника 2 служать торцеві камери, до яких підводиться тиск керування  $P_k$  від зовнішнього джерела гідравлічної потужності (витрати і тиску). Сили в гідророзподільнику протидіють переміщенню золотника з нейтральної позиції в робочу і навпаки

$$F_{\Sigma} = F_{с.т} + F_{в.т} + F_{ГД} + F_{1Н} + F_{обл, Н}, \quad (5)$$

де  $F_{с.т}$  – сила сухого тертя (або зусилля зрушування),

$F_{в.т}$  – сила в'язкого тертя,

$F_{гд}$  – гідродинамічна сила,

$F_{ін}$  – сила інерції,

$F_{обл}$  – сила облітерації.

Силу сухого тертя в зазорі між золотником і втулкою, викликану відхиленням геометрії поверхні золотника і втулки від ідеальної і тому появою нерівномірного розподілу тиску в зазорі і радіальної нерівноваженої сили, рекомендувалося визначати за формулою

$$F_{с.т} = f \cdot F_{рад} = f \cdot 0,265 \cdot D_{зол} \cdot l \cdot p, \text{ Н}, \quad (6)$$

де  $F_{рад}$  – радіальна сила, що діє на золотник, Н,

$f$  – коефіцієнт тертя між золотником і втулкою,

$D_{зол}$  – діаметр золотника, мм,

$l$  – сумарна довжина поясків ущільнювачів золотника, мм,

$p$  – тиск на вході в гідророзподільник, МПа.

При виборі пружини, що створює необхідне зусилля для повернення золотника в початкове положення (наприклад, в гідро-розподільниках з електромагнітним або гідравлічним керуванням), рекомендують таку формулу

$$F_{пр} = f \cdot k \cdot D_{зол} \cdot l \cdot p = f \cdot (0,15...0,3) \cdot D_{зол} \cdot l \cdot p, \text{ Н}, \quad (7)$$

де  $k = 0,15...0,3$  – коефіцієнт, що характеризує точність виготовлення золотника і втулки гідророзподільника.

Слід зазначити, що коефіцієнт 0,265 у формулі (6) для визначення сили сухого тертя знаходиться усередині інтервалу значень коефіцієнта  $k$  для зусилля, що розвивається пружиною. Розрахунки, проведені за формулами (6) і (7) для сучасних золотникових гідророзподільників, показали, що при номінальному тиску 32 МПа зусилля сухого тертя істотно (в 3...5 разів) перевищує тягові характеристики електромагнітів для гідророзподільників прямої дії зі зведеним діаметром 6 і 10 мм. Пояснення цьому може бути дано виходячи з того, що діапазон  $k = 0,15...0,3$  був одержаний для гідророзподільників на тиск 5...20 МПа, які виготовлялися більше 40 років тому та істотно поступаються якістю обробки поверхонь деталей сучасному рівню технології виготовлення. У зв'язку з цим, виходячи з того, що сума діючих на золотник сил не повинна перевищувати тягову характеристику електромагніту для забезпечення гарантованого перемикання золотника, формулу (6) для практичного розрахунку сили сухого тертя представимо в уточненому вигляді

$$F_{с.т} = f \cdot F_{рад} = f \cdot 0,015 \cdot D_{зол} \cdot l \cdot p, \text{ Н}. \quad (8)$$

Сучасні електромагніти випускаються на напругу змінного струму 36; 110; 220 і 380 В і 12; 24; 48; 110 і 220 В постійного струму. Тягове зусилля електромагнітів постійного струму майже в 2 рази

перевищує зусилля, створюване електромагнітами змінного струму (наприклад, співвідношення зусиль для електромагнітів змінного/постійного струму гідророзподільників типу ВЕ виробництва ВАТ «Гідроапарат» (м. Ульяновськ): для ВЕ6 – 18/25 Н, для ВЕ10 – 47/90 Н. Силу в'язкого тертя визначають за формулою

$$F_{\text{в.т}} = 10^{-6} \frac{\rho \cdot v_{\text{в'язк}} \cdot v \cdot b \cdot l}{2 \cdot h} = 10^{-6} \frac{\rho \cdot v_{\text{в'язк}} \cdot v \cdot \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot l}{2 \cdot h}, \text{ Н}, \quad (9)$$

$$[F_{\text{в.т}}] = \left[ \frac{\text{кг} \cdot \text{мм}^2 \cdot \text{м} \cdot \text{мм} \cdot \text{мм}}{\text{м}^3 \cdot \text{с} \cdot \text{с} \cdot \text{мкм}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}^3 \cdot 10^{-9} \cdot \text{мм}}{\text{м}^3 \cdot \text{мкм} \cdot 10^{-3}} \right],$$

де  $v$  – швидкість переміщення золотника, м/с,

$b = \pi \cdot D_{\text{зол}}$  – периметр щілини витоків золотника, мм,

$h$  – радіальний зазор між втулкою і золотником (напіврізниця їх діаметрів), мкм,

$\rho$  – щільність РР, кг/м<sup>3</sup>,

$v_{\text{в'язк}}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, мм<sup>2</sup>/с.

Таким чином, сила в'язкого тертя пропорційна щільності й в'язкості РР, швидкості переміщення й діаметру золотника, довжині поясків ущільнювачів і зменшується зі збільшенням радіального зазору між золотником й корпусом (втулкою).

Осьова гідродинамічна сила викликана реактивною дією потоку РР, що проходить через робочі вікна (щілини) золотників. Ця сила робить істотний вплив на роботу гідророзподільників при керуванні золотниками від малопотужних пристроїв, наприклад, в електро- або пневмогідролічних перетворювачах. Поява гідродинамічної сили обумовлена зміною кількості руху потоку РР, що протікає через вікна гідророзподільників.

Гідродинамічну силу визначають за формулою

$$F_{\text{гд}} = 2 \cdot \frac{Q}{60} \cos \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{\text{кр}}}, \text{ Н}, \quad (10)$$

де  $Q$  – витрата РР через гідророзподільник, л/хв,

2 – коефіцієнт на початку формули показує наявність в гідро-розподільнику двох крайок, на яких діють гідродинамічні сили,

$\beta$  – кут нахилу гідродинамічної сили до осі золотника, град,

$\rho$  – щільність РР, кг/мм<sup>3</sup>,

$d_{\text{к}}$  – перепад тисків на крайках золотника

$$\Delta p_{\text{кр}} = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot z)^2}, \text{ МПа}. \quad (11)$$

Кут нахилу гідродинамічної сили до осі золотника при допущенні про нульовий радіальний зазор і прями (без закруглення) крайки золотника, рівний  $\beta = 69^\circ$ , і при  $\cos\beta = 0,36$  формула (10) набуває такого вигляду:

$$F_{\text{гд}} = \frac{0,72 \cdot Q}{60} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{\text{кр}}}, \text{ Н.} \quad (12)$$

Силу інерції золотника при спрацьовуванні гідророзподільника визначають за формулою

$$F_{\text{ін}} = m \cdot a = m \cdot \frac{v}{t} \left[ \frac{\text{КГ} \cdot \text{М}}{\text{С} \cdot \text{С}} \right], \text{ Н,} \quad (13)$$

де  $m$  – маса золотника, кг,

$a$  – прискорення золотника, визначуване за формулою

$$a = \frac{v}{t}, \text{ м/с}^2, \quad (14)$$

де  $t$  – час переміщення золотника з нейтрального положення в робоче і навпаки [с] з швидкістю  $v$  [м/с].

Швидкодія сучасних гідророзподільників (час спрацьовування) знаходиться в діапазоні від 0,01 до 0,2 с залежно від типорозміру (зведеного діаметру). В тому випадку, коли необхідне сповільнене перемикання гідророзподільника, в конструкцію вводять дроселювальний пристрій, що забезпечує збільшення часу перемикання до 3 с.

Сила облітерації викликана заростанням вузьких ламінарних щілин, утворених зазором між золотником і корпусом (втулкою) гідророзподільника, частинками забруднень РР і молекулярним зчепленням частинок РР з поверхнями контртіл. Основними методами боротьби з облітерацією щілин є очищення РР і введення осцилюючого (коливального з високою частотою і малою амплітудою) руху золотника. При цьому частота коливань повинна знаходитися в межах 100...1000 Гц, а амплітуда не повинна робити істотного впливу на положення золотника гідророзподільника щодо робочих вікон (на практиці, не більше 3...5% від максимального зсуву золотника). При роботі об'ємного гідропривода з частими перемиканнями гідророзподільників силу облітерації не враховують.

Розрахунок гідравлічних параметрів золотникового гідророзподільника зводиться до визначення витрати за формулою

$$Q = 60 \cdot \mu \cdot S_{\text{рв}} \sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{кр}}}{\rho}} = 60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{кр}}}{\rho}}, \text{ л/хв,} \quad (15)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати,

$S_{\text{рв}} = \pi \cdot D_{\text{зол}} \cdot z$  – площа перерізу робочого вікна, мм<sup>2</sup>,

$D_{\text{зол}}$  – діаметр золотника, мм,

$z$  – ширина щілини відкриття робочого вікна, мм,

$\Delta p_{кр}$  – перепад тисків на робочому вікні, МПа,

$\rho$  – щільність РР, кг/м<sup>3</sup>.

Перепад тисків на робочому вікні гідророзподільника визначають за формулою

$$\Delta p_{кр} = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot z)^2}, \text{ МПа.} \quad (16)$$

Швидкість РР в робочому вікні визначають за формулою

$$v_{кр} = \frac{10^3 \cdot Q}{60 \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot z}, \text{ м/с.} \quad (17)$$

При розрахунку гідророзподільника слід враховувати:

1. При використуванні стандартних електромагнітів робочий хід золотника повинен бути обмежений робочим ходом якоря в 2,5 мм для зведеного діаметра 6 мм і 3,2 мм для 10 мм. Для гідро-розподільників з ручним керуванням значення ходу золотника визначається кінематикою механізму керування. Для гідророзподільників з гідравлічним і пневматичним керуванням значення ходу обмежується тільки осьовими габаритами гідророзподільника;

2. Співвідношення між діаметром шийки (проточування) і зовнішнім діаметром золотника призначають в межах

$$d_{ш} = (0,67 \dots 0,8) D_{зол}, \text{ мм.} \quad (18)$$

3. Діаметральний зазор між золотником і корпусом (втулкою) призначають на підставі рекомендацій:

$D_{зол} < 6$  мм;  $2 \cdot h = 7 \dots 14$  мкм;  $D_{зол} = 6 \dots 18$  мм;  $2 \cdot h = 9 \dots 18$  мкм;  $D_{зол} = 18 \dots 30$  мм;  $2 \cdot h = 10 \dots 23$  мкм;  $D_{зол} = 30 \dots 50$  мм;  $2 \cdot h = 11 \dots 26$  мкм;  $D_{зол} = 50 \dots 80$  мм;  $2 \cdot h = 12 \dots 29$  мкм;

4. Сумарні втрати тиску, що включають втрати на робочих вікнах (16) і каналах підведення і відведення РР до гідророзподільника, не повинні перевищувати 5% від номінального значення тиску. Втрати тиску в каналах течії РР визначають за формулою

$$\Delta p_{м.оп} = \frac{\xi_{оп} \cdot Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot S_{оп})^2}, \text{ МПа,} \quad (19)$$

де  $\xi_{оп}$  – коефіцієнт місцевого опору (наведений в довідниках з гідравлічних опорів),

$S_{оп}$  – площа перерізу відповідного опору, мм<sup>2</sup>.

На практиці важливе значення має співвідношення втрат на робочих вікнах і номінального тиску в гідророзподільнику

$$\frac{\Delta p_{кр}}{\Delta p_{ном}} 100\% \quad (20)$$

Чим менше цей показник, тим вище технічний рівень гідророзподільника із втрат потужності. Гідророзподільники золотникового типу випускаються зі зведеним діаметром від 4 до 100 мм на витрату від 12 до 7000 л/хв і робочий тиск до 35 МПа. В Україні золотникові гідророзподільники в стиковому виконанні виробляють харківські підприємства «Промгідропривод» та «Гідроапарат». Гідророзподільники трубного приєднання для морської техніки випускає ВАТ «Фрегат». Для вживання в гідроприводах мобільних машин випускаються секційні (ВАТ «Гідропривод», м. Харків) і моноблокові гідророзподільники (Мелітопольський завод тракторних гідроагрегатів і ВАТ «Стройгідравліка», м. Харків).

При здачі роботи студент пред'являє конспект з гідравлічною принциповою схемою стендової установки, необхідними розрахунками і графічними залежностями. Студент повинен відповісти на питання викладача, пов'язані із застосуванням формул для розрахунку, розмірністю параметрів і отриманими графічними залежностями.

## Гідравліка, гідропневмопривод

### Лабораторна робота № 8 – Об’ємний гідропровід з дросельним керуванням

1. Розрахувати витрати крізь циліндричний дросель  $d_{др}$  перемінного перетину при постійному перепаді тисків (табл. 1). Побудувати залежність витрати РР від діаметра дроселя для варіантів 1...5 і 6...10. Прийняти для всіх варіантів  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

Таблиця 3.1 – Розрахунок РР крізь дросель

Вар.	$d_{др}$ , мм	$S_{др}$ , мм <sup>2</sup>	$\Delta p_{др}$ , МПа	$\mu$	$Q_{др}$ , л/хв
1	0,4		25	0,62	
2	0,6		25	0,62	
3	0,8		25	0,62	
4	1,0		25	0,62	
5	1,2		25	0,62	
6	1,4		25	0,62	
7	1,6		25	0,62	
8	1,8		25	0,62	
9	2,0		25	0,62	
10	2,2		25	0,62	

2. Розрахувати перепад тисків на дроселі  $d_{др}$  постійного перетину (табл. 3.2). Побудувати залежності перепаду тисків від витрати РР для варіантів 1...3; 4...6; 7...9 і 10...12. Прийняти для всіх варіантів  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

3. Визначити швидкість поршня гідроциліндра при регулюванні дроселем на вході в безштокову ( $d = 0$ ) порожнину (табл. 3.3). Побудувати залежності швидкості поршня від тиску нагнітання для варіантів 1...3; 4...6; 7...9 і 10...12. Прийняти для всіх варіантів  $\mu = 0,6$  і  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

Таблиця 3.2 – Розрахунок перепаду тисків на дроселі

Вар.	$d_{др}$ , мм	$S_{др}$ , мм <sup>2</sup>	$Q_{др}$ , л/хв	$\mu$	$\Delta p_{др}$ , МПа
1	0,8		1	0,62	
2	0,8		3	0,62	
3	0,8		5	0,62	
4	1,0		1,5	0,62	
5	1,0		5	0,62	
6	1,0		7	0,62	
7	1,6		5	0,62	
8	1,6		10	0,62	
9	1,6		17	0,62	
10	2,2		10	0,62	
11	2,2		15	0,62	
12	2,2		35	0,62	

Таблиця 3.3 – Розрахунок швидкості гідроциліндра (дросель на вході)

Вар.	$D_{п}$ , мм	$S_{ц}$ , мм <sup>2</sup>	$d_{др}$ , мм	$S_{др}$ , мм <sup>2</sup>	$p_{н}$ , МПа	$F_{ц}$ , Н	$\Delta p_{др}$ , МПа	$Q_{др}$ , л/хв	$v_{п}$ , м/с
1	50		3		7	12000			
2	50		3		10	12000			
3	50		3		15	12000			
4	50		3		20	12000			
5	50		3		25	12000			
6	50		3		32	12000			
7	63		2		7	16000			
8	63		2		10	16000			
9	63		2		15	16000			
10	63		2		20	16000			
11	63		2		25	16000			
12	63		2		32	16000			

4. Розрахувати швидкість поршня гідроциліндра при регулюванні дроселем паралельно безштоковій ( $d = 0$ ) порожнині (табл. 3.4). Побудувати залежність швидкості поршня від зовнішнього навантаження для варіантів 1...3; 4...6; 7...9 і 10...12. Прийняти для всіх варіантів  $\mu = 0,6$  і  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

Таблиця 3.4 – Розрахунок швидкості гідроциліндра (дроссель на паралельному потоці)

Вар.	$D_{\text{п}},$ мм	$S_{\text{ц}},$ мм <sup>2</sup>	$d_{\text{др}},$ мм	$S_{\text{др}},$ мм <sup>2</sup>	$F_{\text{ц}},$ Н	$\Delta p_{\text{др}},$ МПа	$Q_{\text{др}},$ л/хв	$Q_{\text{н}},$ л/хв	$v_{\text{п}},$ м/с
1	50		3		1000			50,0	
2	50		3		12000			50,0	
3	50		3		30000			50,0	
4	50		2		1000			25,0	
5	50		2		12000			25,0	
6	50		2		30000			25,0	
7	63		3		1000			60,0	
8	63		3		15000			60,0	
9	63		3		30000			60,0	
10	63		2		1000			20,0	
11	63		2		15000			20	
12	63		2		30000			20	

5. Розрахувати швидкість гідроциліндра при дроселюванні на виході з безштокової ( $d = 0$ ) порожнини (табл. 3.5). Побудувати залежності швидкості поршня від тиску нагнітання для варіантів 1...6 і 7...12. Прийняти для всіх варіантів  $\mu = 0,6$  і  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

Таблиця 3.5 – Розрахунок швидкості гідроциліндра (дроссель на виході)

Вар.	$D_{\text{п}},$ мм	$S_{\text{ц}},$ мм <sup>2</sup>	$d_{\text{др}},$ мм	$S_{\text{др}},$ мм <sup>2</sup>	$p_{\text{н}},$ МПа	$F_{\text{ц}},$ Н	$\Delta p_{\text{др}},$ МПа	$Q_{\text{др}},$ л/хв	$v_{\text{п}},$ м/с
1	50		3		7	12000			
2	50		3		10	12000			
3	50		3		15	12000			
4	50		3		20	12000			
5	50		3		25	12000			
6	50		3		32	12000			
7	63		2		7	16000			
8	63		2		10	16000			
9	63		2		15	16000			
10	63		2		20	16000			
11	63		2		25	16000			
12	63		2		32	16000			

6. Розрахувати частоту обертання гідромотора (табл. 3.6) при установці дроселя послідовно (варіанти 1...9) і паралельно (варіанти 10...12). Побудувати залежності частоти обертання: варіанти 1...3; 7...9 і 10...12 – від діаметра дроселя; варіанти 4...6 – від крутного моменту гідромотора.

Таблиця 3.6 – Розрахунок частоти обертання гідромотора

Вар.	$V_M$ , см <sup>3</sup>	$d_{др}$ , мм	$S_{др}$ , мм <sup>2</sup>	$M_M$ , Н.м	$\Delta p_{др}$ , МПа	$p_H$ , МПа	$Q_{др}$ , л/хв	$Q_H$ , л/хв	$n_M$ , хв <sup>-1</sup>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	56	0,4		160		20		-	
2	56	1,6		160		20		-	
3	56	4,8		160		20		-	
4	56	4,8		50		20		-	
5	56	4,8		100		20			
6	56	4,8		160		20			
7	400	0,6		1200		25		-	
8	400	1,6		1200		25		-	
9	400	4,8		1200		25		-	
10	400	0,6		1200				150	
	400	1,6		1200				150	
	400	4,8		1200				150	

Примітки: 1. Для всіх варіантів  $\mu = 0,6$  і  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>; 2. Місце встановлення дроселя: варіанти (1...3) – на вході в аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів НБ типа 410.56; (4...6) – на виході з гідромотора типа 410.56; (7...9) – на вході в радіальнопоршневий гідромотор одноциклової дії типа МРФ-400/25М1; (10...12) паралельно гідромотору типа МРФ-400/25М1.

3.7. Вказати найбільш економічний спосіб дросельного регулювання швидкості об'ємного гідропривода.

3.8. При якому способі дросельного регулювання можливе гальмування гідроциліндра при попутному навантаженні ?

3.9. Дати пояснення залежності впливу зовнішнього навантаження на швидкість гідродвигуна.

## Теоретична частина

Керованим об'ємним гідроприводом називається гідропривод зі змінними параметрами руху вихідної ланки гідродвигуна.

Гідропривод, керований машиною – керований гідропривод, в якому керування параметрами руху вихідної ланки здійснюється регульованим насосом або регульованим гідромотором чи обома об'ємними гідромашинами.

Гідропривод, керований приводним двигуном – керований гідропривод, в якому керування параметрами руху вихідної ланки здійснюється змінюванням частоти обертання приводного двигуна.

Гідропривод, керований дроселем – гідропривод, в якому керування параметрами руху вихідної ланки здійснюється регульовальним гідроапаратом.

Гідропривод, керований дроселем і машиною – керований гідропривод, в якому керування параметрами руху вихідної ланки здійснюється регульовальним гідроапаратом і об'ємною гідромашиною.

Гідродроселем називається гідроапарат керування витратою, призначений для створення опору потокові РР.

Дросельне керування гідропривода здійснюється:

- 1) дроселюванням потоку РР на вході в гідродвигун;
- 2) дроселюванням потоку РР на виході гідродвигуна;
- 3) дроселюванням потоку РР паралельно гідродвигуну.

Гідравлічні принципові схеми гідроприводів з дросельним керуванням (рис. 1...3) включають: насос Н з приводним двигуном «м»; гідроциліндр Ц; гіддорозподільник Р (чотирипровідний, три-позиційний з електромагнітним керуванням, схема комутації каналів в середньому положенні 14-а, де канали  $p$ ,  $A$ ,  $B$  і  $T$  об'єднані і тому насос Н розвантажений від тиску); гідродросель ДР; запобіжний клапан КП; манометри МН1...МН3; гідробак Б.

Дросельний спосіб регулювання швидкості характеризується перевищенням подачі РР насоса над потрібною для забезпечення необхідної (менше за максимальну) швидкості гідродвигуна

$$Q_H > Q_{ГД}, \quad (1)$$

а рівняння нерозривності має вигляд

$$Q_H = Q_{ГД} + Q_{втр}, \quad (2)$$

де  $Q_H$  1.подача насоса,

$Q_{ГД}$  2.витрата, що надходить до гідродвигуна,

$Q_{втр}$  3.втрати, обумовлені дросельним способом регулювання витрати, точніше, надмірною витратою (подачею) насоса.

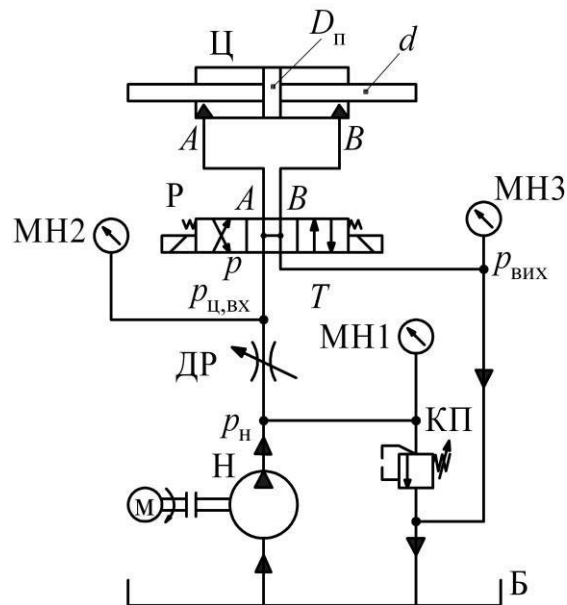


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода з установкою дроселя ДР на вході в гідроциліндр Ц

При установці дроселя ДР на вході або на виході гідродвигуна Ц надмірна подача насоса Н скидається через клапан КП в гідробак Б (рис. 1 і 2), при установці дроселя паралельно гідро-двигуну надмірна подача насоса скидається безпосередньо через дросель ДР в гідробак (рис. 3), а клапан КП знаходиться в закритому положенні.

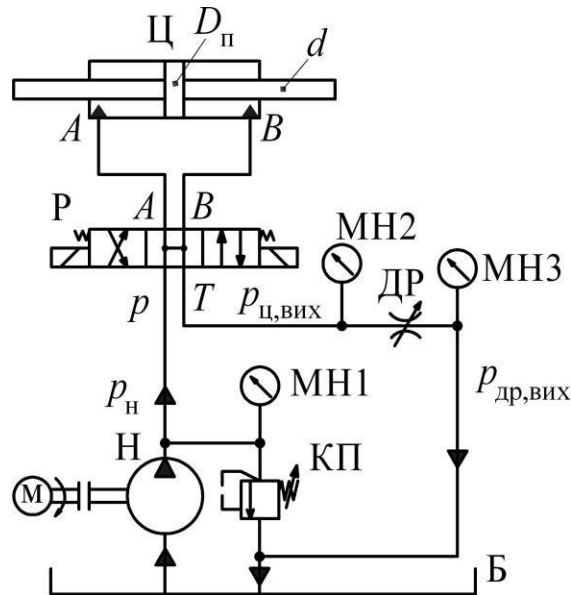


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода з установкою дроселя ДР на виході з гідроциліндра Ц

Гідропривод з дросельним керуванням відрізняється простотою, надійністю і нижчою вартістю в порівнянні з гідроприводом з машинним керуванням і забезпечує функціонування декількох споживачів від одного насоса. Проте, у зв'язку з підвищеними втратами потужності, обумовленими різницею між подачею насоса і споживаною гідродвигуном витратою при роботі на швидкості менше за максимальну (1), гідропривод з дросельним керуванням знаходить застосування в установках потужністю до 5 кВт.

У гідроприводах з дросельним керуванням швидкості гідро-двигуна в основному використовуються гідродроселі з турбулентним режимом течії РР, при якому витрату і перепад тисків визначають за формулою

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p_{др}}{\rho}}, \text{ л/хв}; \quad \Delta p_{др} = \frac{Q_{др}^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot S_{др})^2}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

де  $S_{др}$  – площа дроселя [ $\text{мм}^2$ ] (для дроселя круглого перерізу діаметром  $d_{др}$  [ $\text{мм}$ ] площа рівна  $S_{др} = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}$ ),

$\Delta p_{др}$  – перепад тисків на дроселі, МПа,

$\rho$  – щільність РР,  $\text{кг/м}^3$ ,

$\mu$  – коефіцієнт витрати.



паном насоса) і виходом  $p_{ц,вх}$  (відповідає тиску на вході в гідроциліндр) при допущенні про відсутність протитиску на виході  $p_{вих} = 0$

$$\Delta p_{др} = p_{н} - p_{ц,вх} = p_{н} - \frac{F_{ц}}{S_{ц}}, \quad (6)$$

де  $F_{ц}$  – зусилля, що розвивається гідроциліндром для подолання зовнішнього навантаження, Н.

Після підстановки перепаду  $\Delta p_{др}$  в (5) і (3), отримаємо

$$v_{п} = 16,7 \frac{Q_{др}}{S_{ц}} = 10^3 \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_{ц}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{н} - \frac{F_{ц}}{S_{ц}}}, \text{ м/с,}$$

$$Q_{др} = 60 \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{н} - \frac{F_{ц}}{S_{ц}}}, \text{ л/хв,} \quad (7)$$

де  $S_{ц} = S_{п} - S_{шт} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$  – площа штокової порожнини, мм<sup>2</sup>,

$D_{п}$  і  $d$  – діаметри поршня і штока, відповідно, мм.

Проведемо аналіз виразу для швидкості гідроциліндра, керованого дроселем на вході:

1.1. За відсутності зовнішнього навантаження  $F_{ц} = 0$  швидкість поршня досягає максимального значення

$$v_{п} = 16,7 \frac{Q_{др}}{S_{ц}} = 10^3 \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_{ц}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{н}} = v_{п,макс}, \text{ м/с;} \quad (8)$$

1.2. При зовнішньому навантаженні, відповідному тиску налаштування переливного клапана, швидкість поршня дорівнює нулю

$$F_{ц} = p_{н} \cdot S_{ц}, \quad \text{звідки } p_{н} - \frac{F_{ц}}{S_{ц}} = 0 \quad \text{і} \quad v_{п} = 0. \quad (9)$$

2. Дросель встановлений на виході з гідродвигуна (рис. 2). Для виведення залежності швидкості від зовнішнього навантаження введемо такі позначення:

$$p_H = p_{ц,вх}; \quad \Delta p_{др} = p_{ц,вих} - p_{др,вих}, \quad (10)$$

і запишемо умову рівноваги поршня при зустрічному навантаженні

$$p_{ц,вх} \cdot S_{ц} = F_{ц} + p_{ц,вих} \cdot S_{ц}, \quad (11)$$

з якого набудемо значення тиску перед дроселем

$$p_{ц,вих} = \frac{p_{ц,вх} \cdot S_{ц} - F_{ц}}{S_{ц}} = p_{ц,вх} - \frac{F_{ц}}{S_{ц}}, \quad (12)$$

перепаду тисків на дроселі при допущенні про відсутність тиску на виході з дроселя

$$\Delta p_{др} = p_{ц,вих} \quad \text{при} \quad p_{др,вих} = 0, \quad (13)$$

і формулу для визначення швидкості поршня з обліком (5)

$$\begin{aligned} v_{п} &= 16,7 \frac{Q_{др}}{S_{ц}} = 10^3 \frac{\mu \cdot S_{др}}{S_{ц}} \sqrt{2} \sqrt{\rho} \sqrt{\Delta p_{др}} = \\ &= 10^3 \frac{\mu \cdot S_{др}}{S_{ц}} \sqrt{2} \cdot \sqrt{p_H - \frac{F_{ц}}{S_{ц}}}, \text{ м/с}, \end{aligned} \quad (14)$$

яка ідентична формулі (7) при установці дроселя на вході.

Особливістю регулювання швидкості при дроселюванні на виході з гідродвигуна є режим роботи без навантаження, коли тиск на вході і виході з гідроциліндра рівний (11)

$$p_{ц,вх} \approx p_H \approx p_{ц,вих} \quad \text{при} \quad F_{ц} = 0, \quad (15)$$

а невелика різниця тиску має місце тільки через сили тертя. Такий режим роботи необхідно враховувати при роботі гідромоторів, оскільки підвищений тиск у вхідній (нагнітання) і вихідній (зливу) порожнинах призводить до зниження ресурсу підшипників кочення, зростання витоків РР, деформацій корпусу. Тому

сумарний тиск не повинен перевищувати вказаного виготівником гідромотора в технічній характеристиці.

При дроселюванні РР на виході з гідродвигуна можна забезпечити його гальмування, що дуже важливо при роботі з попутним навантаженням. У граничному випадку дросель можна повністю закрити для зупинки гідродвигуна, проте для захисту від перевантажень деталей гідродвигуна, розриву трубопроводів і власне дроселя необхідно паралельно дроселю встановлювати запобіжний клапан, налаштований на максимальний тиск для «найслабкішого» з вказаних гідроприскоїв гідропривода.

3. При установці дроселя ДР паралельно гідроциліндру (рис. 3) рівняння витрат має вигляд

$$Q_{ГД} = Q_{Н} - Q_{др}, \quad (16)$$

де  $Q_{др}$  – витрата через дросель,

і формула для розрахунку швидкості поршня гідроциліндра

$$\begin{aligned} v_{п} &= 16,7 \frac{(Q_{Н} - Q_{др})}{S_{ц}} = 16,7 \frac{Q_{Н} - 10^3 \mu \cdot S_{др}}{S_{ц}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{др}} = \\ &= \frac{1}{S_{ц}} \left( 16,7 Q_{Н} - 10^3 \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{F_{ц}}{S_{ц}}} \right), \text{ м/с}, \end{aligned} \quad (17)$$

де  $Q_{др} = 60 \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{F_{ц}}{S_{ц}}}$ , л/хв,

$\Delta p_{др} = p_{Н} - p_{др,вих}$  10. перепад тисків на дроселі (МПа), який з урахуванням допущень про рівність тиску на виході з насоса і вході в гідроциліндр і малому тиску на виході з дроселя

$$p_{Н} \approx p_{ц,вих} \text{ і } p_{др,вих} = 0, \quad (18)$$

залежить тільки від навантаження

$$\Delta p_{др} = p_{Н} = \frac{F_{ц}}{S_{ц}}, \text{ МПа}. \quad (19)$$

Головною особливістю способу регулювання дроселем на паралельному потоці є його економічність, обумовлена тим, що тиск, потрібний для переміщення гідроциліндра, дорівнює тиску, який розвивається насосом (18).

Максимальна швидкість поршня гідроциліндра досягається при роботі без зовнішнього навантаження  $F_{ц} = 0$

$$v_{п,макс} = \frac{16,7Q_H}{S_{ц}}, \text{ м/с.} \quad (20)$$

Таким чином, швидкість поршня гідроциліндра визначають: при послідовній установці дроселя за формулою (7) або (14); при установці на паралельному потоці за формулою (17).

Запишемо формули для частоти обертання гідромотора:

– при послідовному підключенні дроселя

$$n_M = \frac{10^3 \cdot Q_{др}}{V_M} = 60 \cdot 10^3 \frac{\mu \cdot S_{др}}{V_M} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H - \frac{M_M}{0,159 \cdot V_M}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (21)$$

де витрату і перепад тисків  $\Delta p_{др}$  визначають за формулою

$$\begin{aligned} Q_{др} &= 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{др}} = \\ &= 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H - \frac{M_M}{0,159 \cdot V_M}}, \text{ л/хв,} \end{aligned} \quad (22)$$

– при паралельному підключенні дроселя

$$\begin{aligned} n_M &= \frac{10^3}{V_M} (Q_H - Q_{др}) = \frac{10^3 Q_H}{V_M} - \frac{60 \cdot 10^3 \mu \cdot S_{др}}{V_M} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{M_M}{0,159 \cdot V_M}} = \\ &= \frac{10^3}{V_M} \left( Q_H - 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{M_M}{0,159 \cdot V_M}} \right), \text{ хв}^{-1}, \end{aligned} \quad (23)$$

де витрату і перепад тисків визначають за формулами

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{M_M}{0,159 \cdot V_M}}, \text{ л/хв,}$$

$$\Delta p_{др} = p_H = \frac{M_M}{0,159 \cdot V_M}, \text{ МПа,} \quad (24)$$

де  $V_M$  11. – робочий об'єм гідромотора,  $\text{см}^3$ ,

$M_M$  – крутний момент на валу гідромотора [Н.м], який без урахування гідромеханічного ККД визначають за формулою

$$M_M = 0,159 \cdot V_M \cdot \Delta p, \text{ Н.м,} \quad (25)$$

де  $\Delta p$  12. – перепад тисків, визначуваний за різницею свідчень манометрів МН2-МН3, МН1-МН2 і МН1-МН3 (рис. 1...3), МПа

Типові графічні залежності швидкості гідродвигуна від зовнішнього навантаження (рис. 4) показують існування «м'якої» («нежорсткої») характеристики гідропривода з дросельним керуванням.

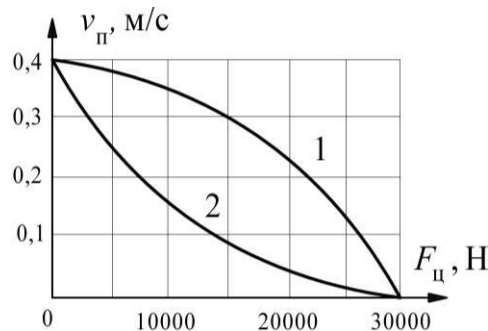


Рис. 4. Залежність зміни швидкості гідроциліндра від зовнішнього навантаження при різних способах дросельного керування

Інтенсивніший характер зниження швидкості гідродвигуна дає установка дроселя на паралельному потоці (2) в порівнянні із способами послідовного підключення дроселів (1). Максимальне значення швидкості визначається відкриттям дроселя (площиною його перерізу), а мінімальне граничним зовнішнім навантаженням, тому завжди можна побудувати сімейство кривих і визначити швидкість гідродвигуна при поточних значеннях відкриття дроселя і зовнішнього навантаження.

Слід зазначити, що при виведенні залежностей для швидкості гідродвигуна зроблені допущення про відсутність сил тертя в поршневих та штокових ущільненнях гідроциліндра і вузлах тертя гідромотора, а також гідравлічних втрат тиску в трубопроводах між насосом, дроселем і гідродвигуном.

#### 4. Порівняння способів регулювання швидкості.

##### 4.1. Дроселювання на вході:

1) рекомендується для гідроприводів, в яких регулюється швидкість гідродвигуна, що долає протидіюче навантаження (силу або момент), тобто позитивний опір;

2) тиск між дроселем і гідродвигуном залежить тільки від зовнішнього навантаження, завдяки чому знижуються до мінімуму втрати на тертя в гідродвигуні (ущільненнях гідроциліндра і поршневих групах і розподільному вузлі гідромотора);

3) головним недоліком способу регулювання на вході є те, що насос працює постійно на максимальному тиску, значення якого визначається попереднім налаштуванням переливного клапана. Навіть коли гідродвигун працює при малому навантаженні або в режимі холостого ходу, вимагаючи мінімального тиску, тиск насоса залишається максимальним, що приводить до підвищеного тепловиділення і зниження його ресурсу;

4) Тепло, що виділяється при дроселюванні, надходить в гідродвигун.

##### 4.2. Дроселювання на виході:

1) така схема регулювання рекомендується для гідроприводів з негативним (що тягне) навантаженням, яке прагне змусити поршень гідроциліндра рухатися швидше в порівнянні з швидкістю, відповідною подачі насоса;

2) перевагою способу регулювання на виході є можливість виключення гідроклапана противотиску (підпірного клапана) і відведення тепла в гідробак;

3) недоліком способу регулювання є постійна робота насоса на максимальному тиску, відповідному налаштуванню переливного клапана, що призводить до підвищеного тепловиділення і зниження ресурсу насоса;

4) всі елементи гідродвигуна знаходяться постійно під дією максимального робочого тиску навіть при роботі на часткових навантаженнях і холостому ході, викликаючи підвищений знос вузлів тертя (ущільнень в гідроциліндрах і робочих елементів в гідромоторах – поршневих груп, підшипників і розподільного вузла).

##### 4.3. Дроселювання на паралельному потоці:

1) головна перевага такого способу регулювання полягає в його економічності, оскільки тиск, що розвивається насосом, дорівнює тиску на гідродвигуні (без урахування гідравлічних втрат в трубопроводі між насосом і гідродвигуном);

2) підвищений нагрів РР може мати місце тільки при засто-суванні гідроциліндра і досягши його поршнем крайнього положення – тиск на насосі підвищується до значення налаштування запобіжного клапана й втрати потужності досягають максимального значення, оскільки вся витрата насоса скидається через дросель і запобіжний клапан;

3) Тепло, що виділяється при дроселюванні, прямує в гідробак минувши гідродвигун.

Оцінку втрат потужності при дросельному способі регулювання швидкості гідродвигуна проводять виходячи з наявних надмірних (додаткових) значень витрати і тиску насоса

$$\Delta P_{др} = \frac{P_{доп} \cdot Q_{доп}}{60}, \text{ кВт}, \quad (26)$$

де  $P_{доп}$  13. різниця тисків між насосом і споживаним гідродвигуном (визначається навантаженням  $F_{ц}$ )

$$P_{доп} = P_{н} - P_{ц,вх}, \text{ МПа}, \quad (27)$$

де  $Q_{доп}$  14. різниця між подачею насоса і споживаною витратою гідродвигуна (визначається виходячи із заданої швидкості)

$$Q_{доп} = Q_{н} - Q_{дв}, \text{ л/хв.} \quad (28)$$

При максимальних значеннях швидкості (споживаної витрати) і зовнішнього навантаження (тиску) на гідродвигуні втрати потужності мінімальні, оскільки практично вся потужність насоса йде на виконання корисної роботи, при роботі ж на часткових за швидкістю і навантаженням режимах втрати потужності зростають і стають максимальними при роботі гідродвигуна на мінімальній швидкості та холостому ході.

З розглянутих способів регулювання швидкості гідродвигуна найекономічнішим є гідропривод з установкою дроселя на паралельному потоці, для якого тиск на вході в гідродвигун дорівнює тиску, що розвивається насосом (без урахування втрат тиску по довжині трубопроводу)

$$P_{доп} = 0 \text{ при } P_{н} = P_{ц,вх}, \quad (29)$$

а втрати потужності визначають за формулою

$$\Delta P_{др} = \frac{P_{н} \cdot Q_{доп}}{60}, \text{ кВт.} \quad (30)$$

Загальним недоліком дросельного регулювання швидкості є неекономічність і отримання «нежорсткої» характеристики швидкості гідродвигуна при збільшенні зовнішнього навантаження. Для подолання цього недоліку створені спеціальні гідроапарати – регулятори витрати.

При здачі роботи студент пред'являє конспект з гідравлічною принциповою схемою стендової установки, необхідними розрахунками і графічними залежностями. Студент повинен відповісти на питання викладача, пов'язані із застосуванням формул для розрахунку, розмірністю параметрів і отриманими графічними залежностями.

## Перелік джерел інформації

1. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків. : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
2. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
3. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT). – [Чинний с 2002-09-01]. ДСТУ ISO 4413:2002. – Київ : – 2005. – 34 с. – (Держспоживстандарт України).
4. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).
5. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 61 с. – (Держспоживстандарт України).
6. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Держспоживстандарт України).
7. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 4. Кондиціонери робочого середовища, гідропосудини та пневмопосудини, гідропроводи та пневмопроводи. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 30 с. – (Держспоживстандарт України).
8. Гидропривод объемный. Методы измерения параметров (ГОСТ 17108-79). – [Введен с 1988-01-01]. – 15 с – (Межгосударственный стандарт).
9. Гидроприводы объемные. Общие технические требования (ГОСТ 17411-91). – [Введен с 1992-01-01]. – М. : Стандартинформ, 2006. – 3 с. – (Межгосударственный стандарт).

10. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель: Бош Рекрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.

11. Лурье З.Я. Сравнительный анализ схем гидроприводов с дроссельным управлением по эксплуатационным показателям // Промислова гідравліка і пневматика / З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова – 2007. – №4(18). – С. 62–65.

12. Насосы объемных гидроприводов. Правила приемки и методы испытаний (ГОСТ 14658). – [Введен 1988-01-01]. – 13 с. (Межгосударственный стандарт).

13. Axial Piston Pump Animation (відеофільм).

14. Bent-axis hydraulic motor animation and exploded view (відеофільм).

15. Closed Center Valve (відеофільм).

16. H1DR11.AVI (mp4) фірми «Festo Didactic» (відеофільм).

17. Hidravlica I Pneumatika 07 Razvodnici 02 (відеофільм).

18. Hydrostatic Transmission (відеофільм).

19. Pressure Relief Valve (відеофільм).

20. Schragachsenmaschine-bent-axis (axial piston) pump (відеофільм).

21. Принцип роботи тракторної гідравліки (відеофільм).

Навчальне видання

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни  
«Гідравліка, гідропневмопривод». Частина 2 – «Гідропневмопривод»  
(лабораторні роботи)

Українською мовою

Укладачі: Аврунін Григорій Аврамович  
Пімонов Ігор Георгійович

Відповідальний за випуск доцент Шербак О.В..

В авторській редакції

Підп. до друку \_01.10.2022 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Cyr . Ум. друк. арк. 3,75

Замовлення Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна

---

Віддруковано  
Свідоцтво