

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»
(Лекції 11-13)

рівень підготовки

бакалавр

галузь знань

13 – Механічна інженерія

спеціальність

133 – Галузеве машинобудування

Затверджено радою механічного факультету,
протокол № 2 від 14.10.2022 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 16 лекційних занять. Метою проведення теретичних занять є ознайомлення студентів с основними законами та рівняннями, конструкціями гідропрстроїв, методиками їх 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 та машинного способів регулювання витрати робочої рідини

В основі складання лекцій є сучасні інформаційні видання та учбово-методична література провідних вітчизняних та закординних фахівців, попередній досвід викладання дисциплін в ХНАДУ, пов'язаних з об'ємним гідроприводом та гідропневмоавтоматикою, методика навчання фірми «Festo Didactic» (Hydraulics course for vocational training Instructors manual – курс гідравліки для професійного навчання, інструкція виклада).

Видання складається з 4 частин. Частина 3 (лекції 11 – 13)

Укладач: Г. А. Аврунін

Рецензент: О.В. Щербак

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова. ХНАДУ – 50 с.

ВСТУП

Наведені лекції 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 конструкціями гідроприсроїв, методиками їх розрахунку та аналізом їх результатів. Отримані навички можуть бути застосовані при виконанні спеціальних завдань в бакалаврських та магістерських дипломних роботах.

При проведенні лекційних занять студенти знайомляться з теоретичним основами об'ємних гідропневмоприводів, конструкціями окремих гідроприсроїв, робочими рідинами та засобами їх кондиціонування, розрахунками параметрів та ККД гідравлічних машин, позначеннями гідропневмоприсроїв, гідравлічними та пневматичними принциповими схемами гідропневмоприводів.

Особлива увага в лекційному курсі приділена сучасній термінології гідропневмоприсроїв, ознайомленню з вітчизняними та міжнародними стандартами, зокрема з ДСТУ ISO 4413:2002 (Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування).

Третя частина курсу містить 3 лекційних заняття (лекції 11 - 13).

ЗМІСТ

Лекція 11. Класифікація і поняття зведеного діаметру. Гідророзподільники, конструкції та типові схеми застосування. Гідравлічні характеристики та сили, що діють на золотник. Розрахунок діаметра трубопровода.....	5
Лекція 12. Гідроклапани тиску прямої і непрямої дії. Розвантаження запобіжного клапана від тиску. Редукційні клапани. Види монтажу гідропрстроїв.....	13
Лекція 13. Об'ємні гідроприводи з дросельним та машинним керуванням. Розрахунок швидкості гідроциліндра та гідромотора.....	31
Перелік використаних джере.....	49

Лекція 11. Класифікація і поняття зведеного діаметру. Гідророзподільники, конструкції та типові схеми застосування. Гідравлічні характеристики та сили, що діють на золотник. Розрахунок діаметра трубопровода

План лекції

- 1.Класифікація гідророзподільників і поняття зведеного діаметру.
- 2.Конструкції та типові схеми застосування гідророзподільників.
- 3.Гідророзподільники прямої та непрямої дії.
- 4.Гідравлічні характеристики та сили, що діють на золотник гідророзподільника.
- 5.Розрахунок діаметра трубопровода, що приєднується до гідророзподільника.
- 6.Відеофільми за темою лекції.

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

- 1) некерований гідропристрій – гідропристрій без елемента керування;
- 2) керований гідропристрій – гідропристрій, що має елемент керування;
- 3) гідроапарат – гідропристрій, 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-регульовальний елемент якого виконує зворотно-поступальний рух вздовж спряжуваних поверхонь. Під за-пірно-регульовальним елементом розуміють рухому деталь чи групу деталей гідроапарата, під час переміщення якої частково чи цілком перекривається робочий прохідний отвір. За типом за-пірно-регульовального елемента розрізняють золотникові гідроапарати з плоским і ци-ліндричним елементами;

2. Крановим гідроапаратом називається гідроапарат, за-пірно-регульовальний елемент якого виконує зворотно-поворотний або поворотний рух. За типом за-пірно-регульовального елемента розрізняють кранові гідроапарати з плоским, ци-ліндричним, конічним і сферичним елементами;

3. Сідловим гідроапаратом називається гідроапарат, за-пірно-регульовальний елемент якого виконує зворотно-поступальний рух до сідла та від сідла гідроапарата. За типом за-пірно-регульовального 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 за-пірно-регульовальний 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;

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 зросте (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 гідропристрою називається діаметр круга, округлений до найближчого значення зі встановленого ряду, площа якого дорівнює площі перерізу характерного прохідного отвору каналу гідропристрою 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^3 (1000 кг/м^3) при перепаді тисків в 1 кгс/см^2 ($\approx 0,1 \text{ МПа}$). Розмірність пропускної спроможності [л/хв], позначення K_v .

В гідроапаратурі течія РР через прохідний переріз є, 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;

1.2. 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 α – кут конічного зрізу на золотнику;

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 α , 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 нерівноваженої 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.

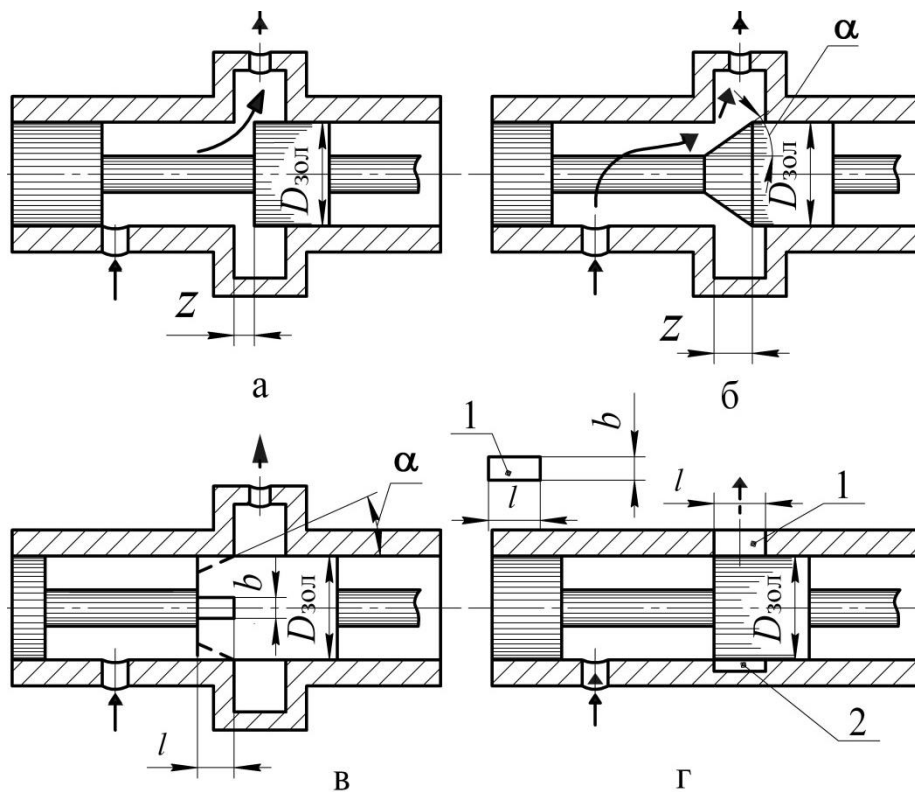


Рис. 1. Розрахункові схеми прохідного отвору золотникових гідророзподільників

2. Витоки в зазорах між контртілами золотникових пар гідропрстроїв 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.

3. 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-регулювального 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 чотирипроводного 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.

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). При рівності тиску в торцевих камерах $p_{k1} = p_{k2} = 0$ золотник знаходиться в середньому щодо робочих вікон A і B положенні і перекриває 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 $p_{k2} > p_{k1}$ 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 зливе T у гідробак Б. При підводі тиску керування в ліву торцеву камеру золотника останній зміщується управо, завдяки чому поршень зміщується вліво.

Сили в гідророзподільнику протидіють переміщенню золотника з нейтральної позиції в робочу і навпаки

$$F_{\Sigma} = F_{c.t} + F_{b.t} + F_{гд} + F_{ін} + F_{обл}, Н, \quad (1)$$

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.

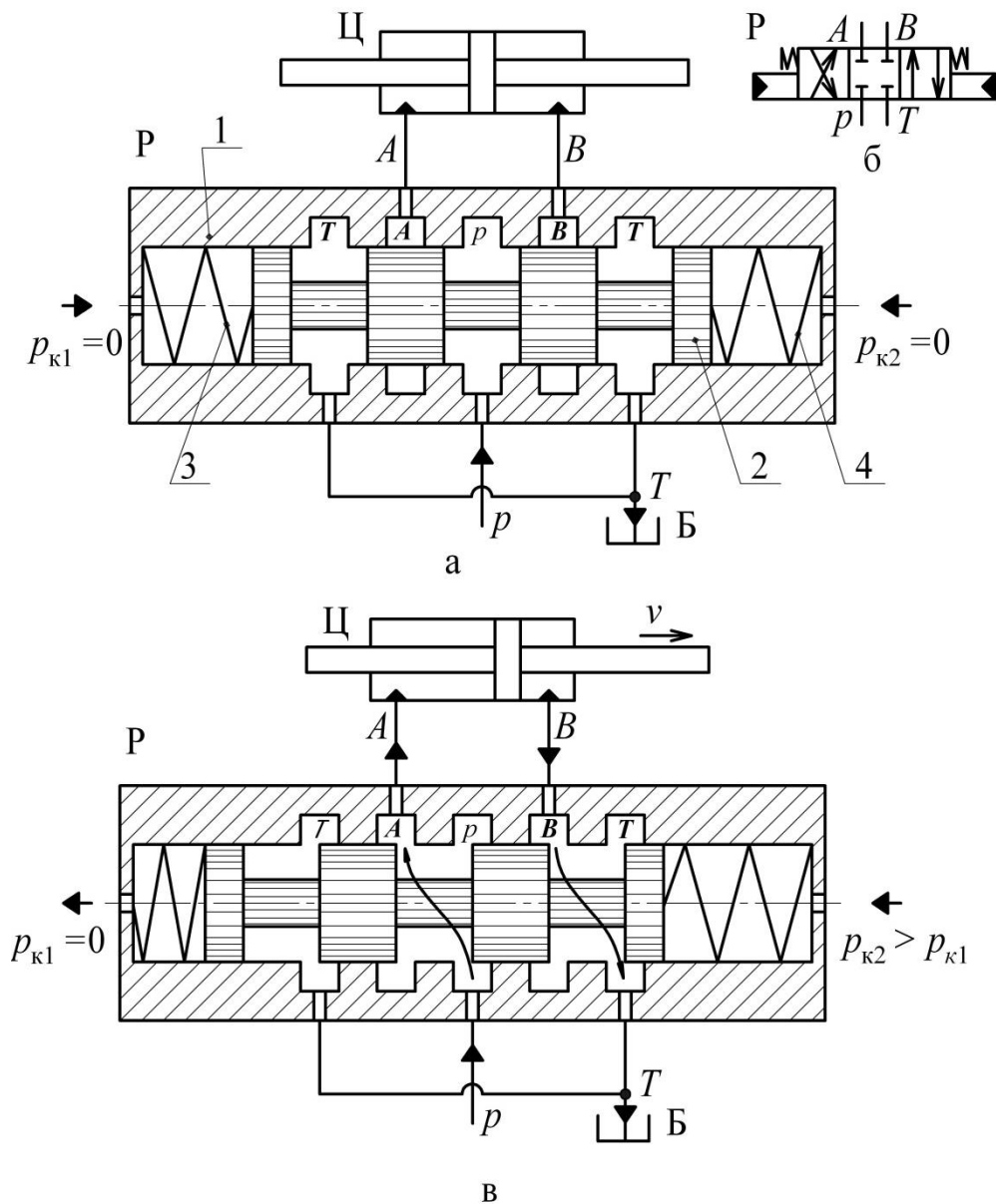


Рис. 2. Спрямівний чотирипровідний гідророзподільник золотникового типу з гідравлічним керуванням (а), графічне умовне зображення (б) і напрямки потоків РР при зсуві золотника вліво від нейтрального положення (б)

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 невірвноваженої сили, рекомендувалося визначати за формулою

$$F_{с.т} = f \cdot F_{рад} = f \cdot 0,015 \cdot D_{зол} \cdot l \cdot p, \text{ Н.} \quad (2)$$

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

$f = 0,1$ – коефіцієнт тертя між золотником і втулкою,

$D_{зол}$ – діаметр золотника, мм,

l – сумарна довжина поясків ущільнювачів золотника, мм,

$p = 32$ МПа – тиск на вході в гідророзподільник, МПа.

Силу в'язкого тертя визначають за формулою

$$F_{в.т} = 10^{-6} \frac{\rho \cdot v_{в'язк} \cdot v \cdot b \cdot l}{2 \cdot h} = 10^{-6} \frac{\rho \cdot v_{в'язк} \cdot v \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot l}{2 \cdot h}, \text{ Н,} \quad (3)$$

де $v = 1$ м/с – швидкість переміщення золотника,

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

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

$\rho = 900$ кг/м³ щільність РР,

$v_{в'язк} = 30$ мм²/с – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР.

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 пневмогідравлічних перетворювачах. Поява гідродинамічної сили обумовлена зміною кількості руху потоку РР, що протікає через вікна гідророзподільників.

Гідродинамічну силу визначають за формулою

$$F_{гд} = 2 \cdot \frac{Q}{60} \cos \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{кр}} = \frac{0,72 \cdot Q}{60} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{кр}}, \text{ Н,} \quad (4)$$

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,

$\beta = 69^\circ$ – кут нахилу гідродинамічної сили до осі золотника ($\cos \beta = 0,36$),

$\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ щільність РР,

Δp_k – перепад тисків на крайках золотника

$$\Delta p_{кр} = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot z)^2}, \text{ МПа.} \quad (5)$$

де $\mu = 0,62$ – коефіцієнт витрати.

Силу інерції золотника при спрацьовуванні гідророзподільника визначають за формулою

$$F_{ін} = m \cdot a = m \cdot \frac{v}{t} \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с} \cdot \text{с}} \right], \text{ Н,} \quad (6)$$

де m – маса золотника, кг,

a – прискорення золотника, визначаване за формулою

$$a = \frac{v}{t}, \text{ м/с}^2, \quad (7)$$

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

$$t = 10^{-3} \frac{z}{v}, \text{ с.} \quad (8)$$

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

$$\frac{\Delta p_{кр}}{\Delta p_{ном}} 100\% . \quad (9)$$

Чим менше цей показник, тим вище технічний рівень гідророзподільника із втрат потужності.

Внутрішній діаметр трубопроводів визначають за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм,} \quad (10)$$

де Q – теоретичне значення подачі насоса ($Q_{нт}$ – в основних магістралях; $Q_{нпт}$ –

для ліній всмоктування, нагнітання і зливу насоса під- живлення),

$[v]$ – допустима швидкість течії РР [м/с], значення якої вибирають згідно з наданими рекомендаціями: для всмоктувальних гідропроводів $[v_{вс}] = 1,2$ м/с або не більше значення швидкості (або не менше тиску), встановленого постачальником насоса; для напірних трубопроводів $[v_{н}] = 5$ м/с; для зливних трубопроводів $[v_{зл}] = 4$ м/с, а замість значення d підставляють, $d_{н}$, $d_{зл}$ і $d_{вс}$ – діаметри гідро-проводів нагнітання, зливу і всмоктування основного насоса при не-замкненому ланцюзі циркуляції РР, відповідно; $d_{вснп}$ – всмоктування насоса підживлення; $d_{нп}$ – нагнітання насоса підживлення; $d_{злп}$ – зливу у гідробак.

Діаметри гідропроводів округлюють: при розрахунковому значенні вище до 1 мм від стандартного – у менший бік; при розрахунковому значенні більше 1,1 мм – у більший. Зведені діаметри вибирають з ряду за ГОСТ 16516: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм.

Швидкість РР у всмоктувальному гідропроводі жорстко пов'язана з можливостями функціонування насосів без кавітації, швидкості в напірному і зливному гідропроводах встановлюють у результаті розрахунку ККД ОГП і виконання умови (6.16), тому в ОГП високих тисків допускаються швидкості до 8 м/с і більше.

Лекція 11. Запитання

1. Який гідропристрій називається гідророзподільником ?
2. Яку класифікацію мають гідророзподільники ?
3. Дати поняття зведеного діаметру.
4. Які конструкції гідророзподільників відносяться до прямої і непрямої дії ?
5. Які типові схеми мають гідророзподільники за типом управління ?
6. Які сили діють на золотник гідророзподільника ?
7. Які типові схеми застосування гідророзподільників ?
8. Як визначити кількість провідності гідророзподільника ?
9. Яким чином позначені канали на вході та виході гідророзподільника ?
10. Як розрахувати діаметра трубопровода, що приєднується до гідророзподільника ?

Лекція 12. Гідроклапани тиску прямої і непрямої дії. Розвантаження запобіжного клапана від тиску. Редукційні клапани. Види монтажу гідропрстроїв

План лекції

1. Гідроклапани тиску прямої і непрямої дії.
2. Розрахунок запобіжного клапана прямої дії. Характеристики клапана.
3. Розвантаження запобіжного клапана від тиску.
4. Переливні гідроклапани.
5. Редукційні клапани.
6. Види монтажу гідроклапанів.
7. Відеофільми за темою лекції.

Гідроклапаном називається регулювальний гідроапарат, призначений для керування тиском робочого середовища.

Класифікація гідроклапанів:

1. Гідроклапан прямої дії – гідроклапан, в якому розміри робочого прохідного отвору змінюються внаслідок безпосередньої дії потоку робочого середовища на запірно-регулювальний елемент;
2. Гідроклапан непрямої дії – гідроклапан, в якому розміри робочого прохідного отвору змінюються основним запірно-регулювальним елементом внаслідок дії потоку робочого середовища на допоміжний запірно-регулювальний елемент;
3. Гідроклапан тиску – регулювальний гідроапарат, призначений для керування тиском РР;
4. Напірний гідроклапан – гідроклапан тиску, призначений для обмеження тиску у підводжуваному до нього потоці РР;
5. Запобіжний гідроклапан – напірний гідроклапан, призначений для забезпечення гідропривода від надмірного тиску відносно встановленого;
6. Переливний гідроклапан – напірний гідроклапан, призначений для підтримування заданого тиску безперервним зливанням РР під час роботи;
7. Редукційний гідроклапан – гідроклапан тиску, призначений для підтримування у відводжуваному від нього потоці РР тиску нижчого, ніж у вхідному потоці;
8. Гідропілот – допоміжний гідроклапан, призначений для керування іншим гідроапаратом;
9. Гідроклапан послідовності – спрямівний гідроапарат, призначений для пуску потоку РР за умови досягнення в ньому заданого значення тиску.

На рис. 1 наведена напівконструктивна схема запобіжного гідроклапана тиску прямої дії (1 – корпус; 2 – клапан; 3 – пружина; 4 – канал сполучення надклапанної порожнини із зливом) в двох положеннях запірно-регулювального органу, що має конічну форму: а – при закритому положенні (РР не надходить через сідло клапана з порожнини А на злив В; б – при відкритому положенні (РР надходить з

порожнини A на злив B).

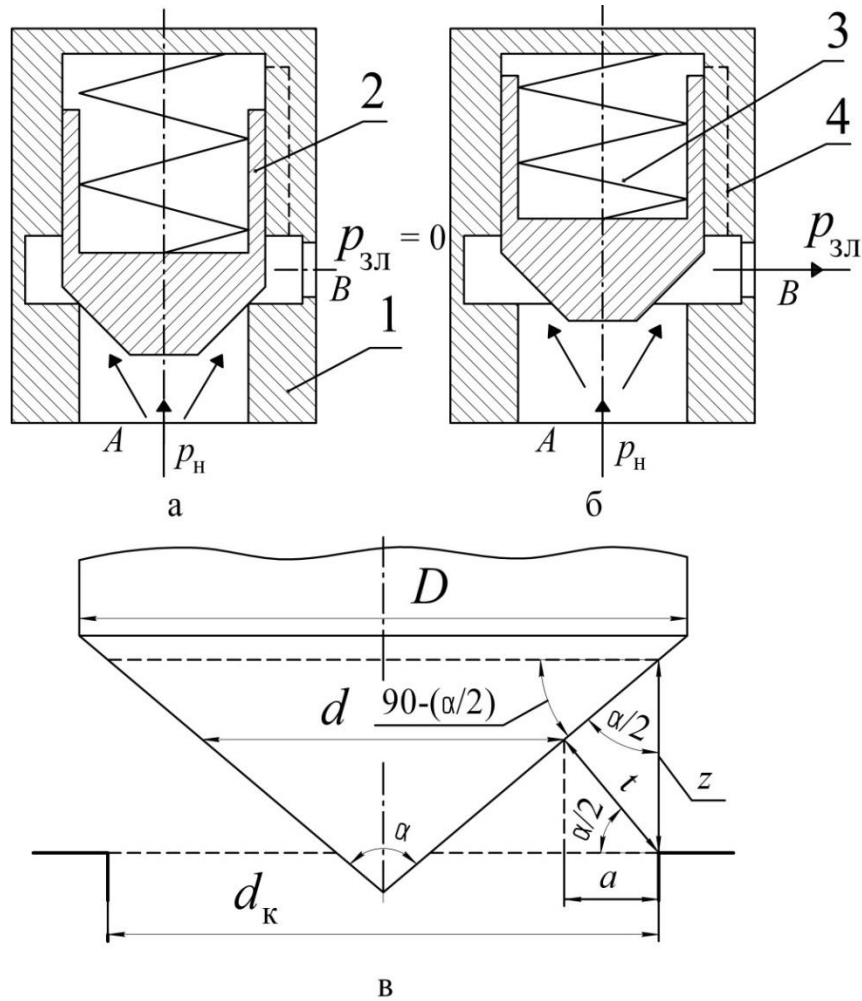


Рис. 1. Запобіжний клапан прямої дії при закритому (а) і відкритому (б) положеннях; в – геометричні розміри клапану

На клапан діють сили гідростатичного тиску, гідродинамічної дії потоку PP і тертя, обумовлені несиметричним розташуванням клапана в отворі через неточність виготовлення і перекосом пружини, створюючи при цьому радіальну силу гідростатичного тиску в кільцевому зазорі. На першому етапі розрахунку обліку підлягають тільки сили гідростатичного тиску.

Рівняння сил, діючих на клапан при допущенні про постійність площі поверхні клапана, на яку діє тиск PP , має такий вигляд:

$$\Delta p \cdot S = F_0 + F = c \cdot l_0 + c \cdot z, \quad (1)$$

де $\Delta p = p_H - p_{3Л}$ – перепад тисків на клапані,

S – площа клапана діаметром d (поточне значення), на яку діє перепад тиску Δp ,

F_0 – початкове зусилля пружини завдовжки l_0 і жорсткістю c ,

F – додаткове зусилля, обумовлене стисненням пружини при переміщенні (підйомі) клапана на відстань z ,
з якого визначають перепад тисків на клапані

$$\Delta p = \frac{F_0 + c \cdot z}{S} = \Delta p_0 + \frac{c \cdot z}{S}, \quad (2)$$

причому вираз

$$\Delta p_0 = \frac{F_0}{S}, \quad (3)$$

є перепадом тисків, відповідним початку відкриття клапана, а площа поверхні клапана, на яку діє тиск PP , рівна

$$S = S_0 = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}, \quad (4)$$

де d_k – діаметр каналу підведення PP

$$d_k = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \text{ мм}, \quad (5)$$

де Q – витрата, що пропускається клапаном (задається при проектуванні), л/хв,

v – швидкість течії PP , значеннями якої задаються в межах 15 м/с для тиску до 20 МПа і до 30 м/с для тиску більше 20 МПа.

Реальна картина роботи клапана відрізняється тим, що після початку його підйому площа перерізу, на яку діє сила гідростатичного тиску, зменшується

$$S \ll S_0, \text{ оскільки } d \ll d_k. \quad (6)$$

Умова рівноваги сил, діючих на клапан в момент його закриття (посадки на сідло), має такий вигляд:

$$\Delta p_{\text{закр}} \cdot S_0 = F_0 + F - p_{\text{середн}} \cdot S_{\text{закр}} = F_0 + c \cdot z - p_{\text{середн}} \frac{\pi(D^2 - d_k^2)}{4}, \quad (7)$$

де $p_{\text{середн}}$ – середній тиск, діючий на поясок після відриву клапана від сідла,

D – діаметр клапана (або діаметр $d_{\text{к}}$ каналу підведення РР з площиною дії гідростатичного тиску)

$$S_{\text{закр}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{\text{к}}^2)}{4}. \quad (8)$$

Додаткову силу з боку РР при її течії в щілині визначають на підставі експериментальних даних

$$p_{\text{середн}} = 0,45 \cdot \Delta p_{\text{закр}}, \quad (9)$$

звідки перепад тисків, при якому клапан закриється (при $z = 0$)

$$\Delta p_{\text{закр}} = \frac{F_0 + F}{S_0 + 0,45 \cdot S_{\text{закр}}}. \quad (10)$$

Через різницю площ при відкритті і закритті клапана, дії гідродинамічних сил, змінного зусилля пружини, обумовленого зміною її довжини, а також сил тертя і забрудненості РР, запобіжний клапан має гістерезис, під яким розуміють різницю тисків при відкритті і закритті клапана при постійній витраті РР.

На рис. 2 наведена реальна характеристика запобіжного клапана прямої дії 1, яка відрізняється від ідеальної 2 (при зміні витрати тиск залишається постійним) і має три зони:

- 1) А – зона гістерезису в діапазоні малих витрат;
- 2) Б – зона нормального (розрахункового) підвищення тиску при збільшенні витрати;
- 3) В – зона нерозрахункового підвищення тиску, обумовлена переходом клапана в режим роботи дроселя постійного перерізу (клапан знаходиться на максимальній відстані від сідла, а витрата РР продовжує наростати).

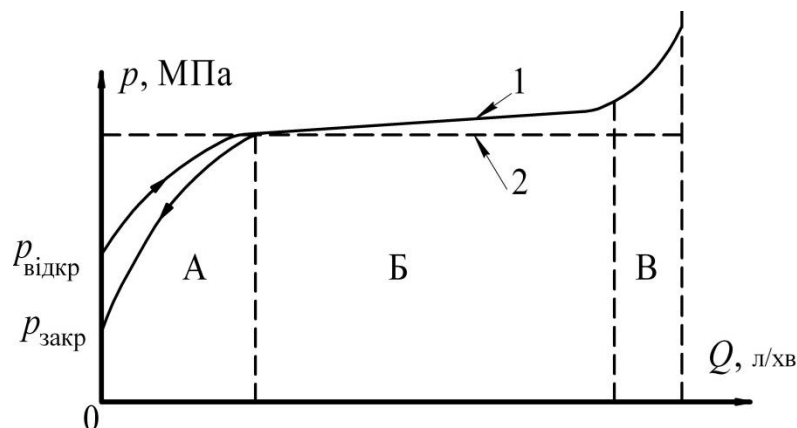


Рис. 2. Залежність зміни тиску від витрати РР у запобіжному гідроклапані прямої дії

Основним рівнянням для розрахунку клапана є залежність для витрати через дросель при турбулентному режимі, з якої визначають площу прохідного перерізу клапана

$$S = \frac{Q}{60\mu\sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}} = \frac{Q}{A\sqrt{\Delta p}}, \text{ мм}^2, \quad (11)$$

де μ – коефіцієнт витрати,

S – площа прохідного перерізу клапана (наприклад, для круглого перерізу площа діаметром $d_{др}$ [мм] рівна $S = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}$), мм²,

Δp – перепад тисків на клапані, який призначається мінімальним з робочих тисків клапана, МПа,

ρ – щільність РР, кг/м³,

$A = 60\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – постійний коефіцієнт.

Оскільки площа щілини між клапаном (затвором) і сідлом клапана при його підйомі збільшується, то при розрахунку приймають середнє наближене значення діаметра

$$d_{\text{середн}} = \frac{d_{\text{к}} + d}{2}, \text{ мм}, \quad (12)$$

де d – поточне значення діаметра, відповідне торканню перпендикуляра t від верхньої кромки сідла до конічної створюючої клапана.

Площа перетину для клапана конічної форми рівна

$$S = \pi \cdot d_{\text{середн}} \cdot t = \pi \cdot t \cdot \frac{d_{\text{к}} + d}{2}, \text{ мм}^2, \quad (13)$$

де $t = z \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$, мм,

α – кут конічної частини клапана, град,

z – переміщення клапана (або «підйом» клапана), мм.

Поточне значення діаметра d визначають за формулою

$$d = d_{\text{к}} - 2 \cdot a = d_{\text{к}} - z \cdot \sin \alpha, \text{ мм}, \quad (14)$$

$$\text{де } a = t \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} \cdot z \cdot \sin \alpha.$$

Після підстановки одержимо вираз для площі перерізу

$$\begin{aligned} S &= \pi \cdot t \cdot \frac{d_k + d}{2} = \pi \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \left(d_k - \frac{z}{2} \cdot \sin \alpha \right) = \\ &= \pi \cdot z \cdot d_k \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{z}{2 \cdot d_k} \sin \alpha \right), \end{aligned} \quad (15)$$

який через мале співвідношення між максимальним переміщенням (підйомом) клапана в порівнянні з діаметром каналу підведення (на основі практичного досвіду конструювання)

$$\frac{z_{\text{макс}}}{2 \cdot d_k} \ll 1, \quad (16)$$

приймає спрощену форму запису

$$S = \pi \cdot d_k \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (17)$$

Витрату через клапан визначають за формулою

$$Q = 60\mu \cdot S \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} = 60\mu \cdot \pi \cdot d_k \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} = K \cdot z \cdot \sqrt{\Delta p}, \text{ л/хв}, \quad (18)$$

де $K = 60\mu \cdot \pi \cdot d_k \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – постійний коефіцієнт,

$\Delta p = p_n + \Delta p_Q$ – перепад тисків на клапані, МПа,

Δp_Q – підвищення тиску, відповідне номінальній витраті через клапан [МПа], при задалегідь заданих значеннях перепаду тисків Δp , діаметра каналу d_k , кута конуса клапана α і коефіцієнта витрати μ .

Переміщення (підйом) клапана визначають за формулою

$$z = \frac{Q}{K \cdot \sqrt{\Delta p}} = \frac{Q}{60\mu \cdot \pi \cdot d_k \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H + \Delta p_Q}}, \text{ мм.} \quad (19)$$

При конструюванні клапанів задають співвідношення між максимальним переміщенням і зведеним діаметром

$$z_{\text{макс}} = (0,1 \dots 0,5) d_k, \text{ мм,} \quad (20)$$

і початкове зусилля затягування пружини в межах

$$F_0 = (0,1 \dots 0,5) F_{\text{макс}}, \text{ Н,} \quad (21)$$

де $F_{\text{макс}}$ – максимальне зусилля затягування пружини жорсткістю c , визначуване за формулою

$$F_{\text{макс}} = p_H \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}, \text{ Н,} \quad (22)$$

де $p_H = (1,1 \dots 1,2) \Delta p_{\text{роб}}$ – тиск відкриття клапана, який приймають на 10...20% вище за робочий перепад тисків $\Delta p_{\text{роб}}$ у гідроприводі, МПа.

Осьова гідродинамічна сила викликана реакцією потоку РР на затвор клапана при дроселюванні і направлена в бік закриття клапана. Цю силу розглядають як додаткову гідравлічну пружину зі змінною жорсткістю і визначають виходячи із зміни кількості руху за формулою

$$F_{\text{гд}} = \frac{Q \cdot \rho}{60} \left(v_1 - v_2 \cos \frac{\alpha}{2} \right), \text{ Н,} \quad (23)$$

де Q – витрата РР через гідроклапан, л/хв,

ρ – щільність РР, кг/м³,

v_1 і v_2 – швидкості течії РР на вході і в прохідній щілині клапана, відповідно, визначувані за формулами

$$v_1 = 16,7 \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_k^2} = 21,2 \frac{Q}{d_k^2}, \text{ м/с,} \quad (24)$$

$$v_2 = 16,7 \frac{Q}{S} = 16,7 \frac{Q}{\pi \cdot z \cdot d_K \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}, \text{ м/с.} \quad (25)$$

Практичні рекомендації для розрахунку клапанів:

- кут конусності клапана $\alpha = 60 \dots 90^\circ$;
- максимальний хід конусного клапана

$$z_{\text{макс}} = \frac{d_K}{4 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}, \text{ мм;} \quad (26)$$

- максимальний хід шарикового (кулькового) клапана

$$z_{\text{макс}} = 0,3 \cdot d_K, \text{ мм;} \quad (27)$$

- діаметр шарика (кульки)

$$d_{\text{ш}} \approx 1,5 \cdot d_K, \text{ мм.} \quad (28)$$

Можливості використання запобіжних клапанів прямої дії для великих витрат обмежені розмірами пружин, оскільки зусилля пружини пропорційне площі прохідного перерізу клапана, тобто діаметру d_K у квадраті.

Порядок розрахунку запобіжного клапана прямої дії при заданих параметрах:

- витрата РР (номінальна) – Q , л/хв;
- тиск (перепад тисків) відкриття клапана – p_H , МПа;
- перепад тисків на клапані Δp при номінальній витраті, МПа;
- підвищення тиску, відповідне номінальній витраті через клапан – Δp_Q , МПа;
- щільність РР – ρ , кг/м³;
- допустима швидкість течії в каналі підводу РР – v , м/с;
- кут конусності клапана – α , град;
- коефіцієнт витрати – μ .

1). Заздалегідь визначають діаметр каналу підведення РР

$$d_K^{\text{пр}} = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \text{ мм,} \quad (29)$$

і округляють до стандартного значення d_K (див. 2.2.1).

2). Визначають площу каналу підведення РР

$$S_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4}, \text{ мм}^2. \quad (30)$$

3). Визначають хід клапана при номінальній витраті РР

$$z = \frac{Q}{K \cdot \sqrt{\Delta p}} = \frac{Q}{60\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{\text{н}} + \Delta p_Q}}, \text{ мм.} \quad (31)$$

4). Визначають жорсткість пружини клапана

$$c = \frac{\Delta p_Q \cdot S_{\text{к}}}{z} = \frac{\Delta p_Q \cdot \pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4 \cdot z}, \text{ Н/мм.} \quad (32)$$

5). Визначають силу пружини при попередній деформації

$$F_0 = p_{\text{н}} \cdot S_{\text{к}} = p_{\text{н}} \frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4}, \text{ Н.} \quad (33)$$

6). Визначають попередню деформацію пружини

$$l_0 = \frac{F_0}{c}, \text{ мм.} \quad (34)$$

7). Визначають площу опорної фаски

$$S_{\text{оп}} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_{\text{к}}^2), \text{ мм}^2, \quad (35)$$

де d – зовнішній діаметр конічного опорного пояса.

8). Визначають перепад тисків закриття клапана

$$\Delta p_{\text{закр}} = \frac{F_0}{S_{\text{к}} + 0,45 \cdot S_{\text{оп}}} = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4} + 0,45 \frac{\pi}{4} (d^2 - d_{\text{к}}^2)}, \text{ МПа.} \quad (36)$$

9). Визначають гістерезис клапана

$$\Delta p_{\text{гіст}} = p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{закр}}, \text{ МПа.} \quad (37)$$

10). Визначають контактні напруги на опорній фасці клапана

$$\sigma = 1,5 \frac{F_0}{S_{\text{оп}}}, \text{ МПа,} \quad (38)$$

значення, яких повинне бути вище за тиск РР.

На рис. 3 наведена схема роботи переливного клапана прямої дії золотникового типу в двох положеннях – за відсутності тиску РР в підклапанній (під торцем золотника) порожнині (а) і при зсуві золотника вгору та відкритті вікна для проходу РР на злив (б). Переливний клапан має золотник 1 і упор 2, розміщені в корпусі з двома циліндровими розточуваннями для підведення ($p_{\text{н}}$) і відведення ($p_{\text{зл}}$) РР. Надклапанна порожнина містить пружину 3, що зміщує золотник в нижнє крайнє положення за відсутності тиску $p_{\text{н}}$ і перекриває прохід РР в канал $p_{\text{зл}}$. При цьому золотник створює позитивне перекриття z_0 , яке необхідно подолати при переміщенні золотника вгору до початку перетікання РР в порожнину $p_{\text{зл}}$. Надклапанна порожнина повідомлена каналом 4 з каналом зливу $p_{\text{зл}}$.

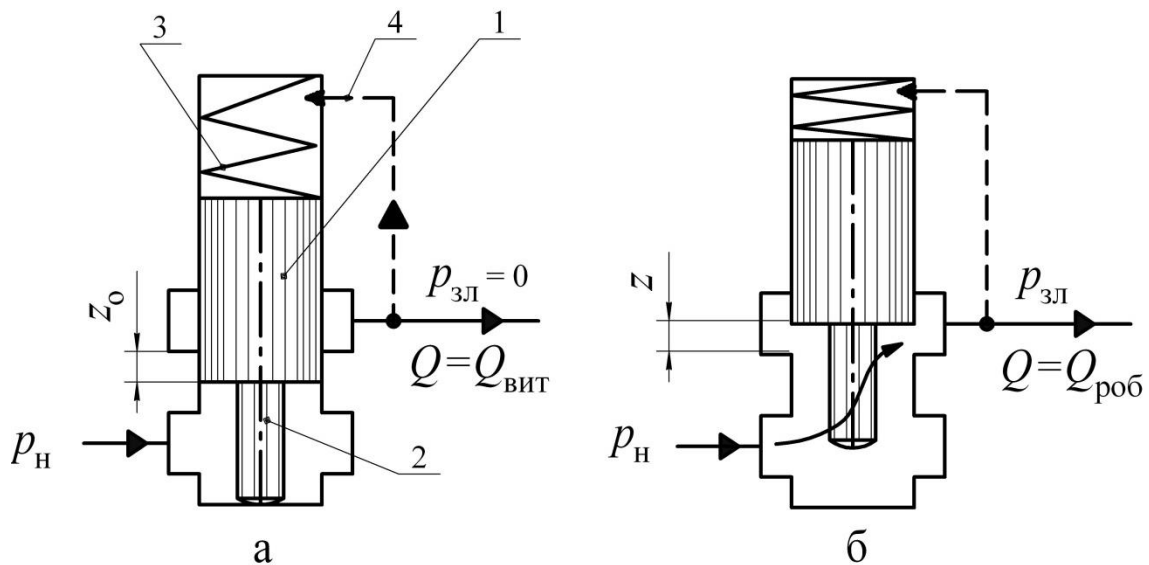


Рис. 3. Переливний золотниковий гідроклапан у закритому (а) і відкритому (б) положеннях золотника для проходу РР

Запишемо умову рівноваги сил, діючих на золотник

$$p_{\text{н}} \cdot S_{\text{зол}} = p_{\text{зл}} \cdot S_{\text{зол}} + F_{\text{пр}}, \quad (39)$$

де p_H і $p_{зл}$ – тиск нагнітання і зливу, відповідно (або тиск на вході і виході з клапана),

$S_{зол}$ – площа золотника клапана,

$F_{пр} = c \cdot l_0$ – зусилля пружини жорсткістю c і попереднім зсуенням (деформацією) l_0 ,

що набуває значення перепаду тисків

$$\Delta p = p_H - p_{зл} = \frac{c \cdot l}{S_{зол}} \approx \text{const}, \quad (40)$$

який є практично постійним у зв'язку з малим переміщення пружини в порівнянні з її загальною довжиною.

Запобіжний клапан непрямої дії. Розвантаження клапана від тиску.

Гідроклапаном непрямої дії називається гідроапарат, в якому розміри робочого прохідного отвору змінюються основним запірно-регулювальним елементом в результаті дії потоку РР.

На рис. 4, а представлена гідравлічна принципова схема запобіжного клапана непрямої дії, що включає насос Н з приводним двигуном «м», основний ОК і допоміжний ДК – керувальний або пілотний запобіжні клапани. Особливістю конструкції є наявність нерегульованого дроселя ДР в каналі керування, що проходить через основний клапан ОК. При закритому положенні пілотного клапана ДК тиски РР в підклапанній і надклапанній порожнинах клапана ОК рівні і результуючою силою є зусилля пружини 1, що притискує клапан до сідла. При збільшенні тиску до значення, що створює достатню для відкриття клапана ДК силу (долаючи силу затягування пружини 2), РР починає протікати через дросель ДР і клапан ДК в гідробак Б (рис. 2.21, б). При цьому на дроселі виникає перепад тисків і умова рівноваги основного клапана ОК порушується, викликаючи його підйом і пропуск РР з каналу нагнітання на злив в гідробак Б.

При закритому допоміжному клапані ДК сили гідростатичного тиску на основний клапан ОК урівноважені

$$p_H \cdot S_{ок} = p_K \cdot S_{ок}, \text{ оскільки } p_H = p_K, \quad (41)$$

де $S_{ок}$ – площа основного клапана діаметром $d_{ок}$,

p_H – тиск у лінії нагнітання (перед клапаном),

p_K – тиск у камері керування (за клапаном), і сила пружини 1 утримує клапан в закритому положенні.

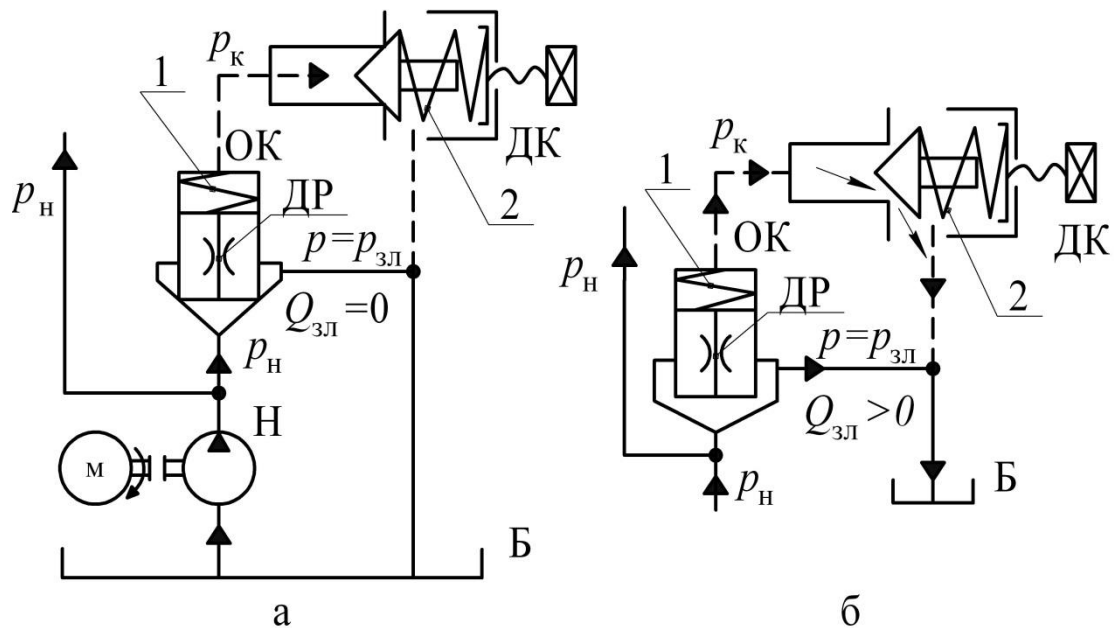


Рис. 4. Запобіжний клапан непрямої дії у закритому (а) і відкритому (б) положеннях допоміжного клапана ДК

При відкритті допоміжного клапана ДК запишемо умови рівноваги основного клапана ОК

$$p_H \cdot S_{OK} = p_K \cdot S_{OK} + F_{пр}^{OK} = (p_H - \Delta p_{др}) \cdot S_{OK} + F_{пр}^{OK}, \quad (42)$$

де $\Delta p_{др} = p_H - p_K$ – перепад тисків на дроселі, викликаний течією через нього РР,

$F_{пр}^{OK}$ – зусилля пружини основного клапана ОК,

з якого одержимо

$$\Delta p_{др} = p_H - p_K = \frac{F_{пр}^{OK}}{S_{OK}}, \quad (43)$$

і рівняння рівноваги допоміжного (пілотного) клапана ДК

$$(p_K - p_{3л}) \cdot S_{ДК} = F_{пр}^{ДК}, \quad (44)$$

де $p_{3л}$ – тиск на виході з клапана ДК,

$S_{ДК}$ – площа клапана ДК,

$F_{пр}^{ДК}$ – зусилля пружини клапана ДК,

з якого набудемо значення перепаду тисків

$$\Delta p_{\text{ДК}} = p_{\text{к}} - p_{\text{зл}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\text{ДК}}}{S_{\text{ДК}}}, \quad (45)$$

і тиск на вході в клапан ДК

$$p_{\text{к}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\text{ДК}}}{S_{\text{ДК}}} + p_{\text{зл}}. \quad (46)$$

Після підстановки у вираз для перепаду тисків на дроселі $\Delta p_{\text{др}}$ значення тиску в камері $p_{\text{к}}$

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - p_{\text{к}} = p_{\text{н}} - \frac{F_{\text{пр}}^{\text{ДК}}}{S_{\text{ДК}}} - p_{\text{зл}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\text{ОК}}}{S_{\text{ОК}}}, \quad (47)$$

одержимо постійність перепаду тисків між каналами нагнітання і зливу в гідробак

$$p_{\text{н}} - p_{\text{зл}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\text{ДК}}}{S_{\text{ДК}}} + \frac{F_{\text{пр}}^{\text{ОК}}}{S_{\text{ОК}}} = \frac{c_{\text{ДК}} \cdot l_{\text{ДК}}}{S_{\text{ДК}}} + \frac{c_{\text{ОК}} \cdot l_{\text{ОК}}}{S_{\text{ОК}}} \approx \text{const}, \quad (48)$$

де $c_{\text{ДК}}$ і $l_{\text{ДК}}$ – жорсткість і попереднє зсування пружини клапана ДК, відповідно,

$c_{\text{ОК}}$ і $l_{\text{ОК}}$ – жорсткість і попереднє зсування пружини основного клапана ОК, відповідно,

яке справедливе при малих переміщеннях пружин допоміжного (пілотного) і основного клапанів.

Таким чином, на запобіжному клапані непрямої дії перепад тисків залежить від значення настройки пружин основного і допоміжного клапанів. У зв'язку з істотно великим зусиллям пружини допоміжного клапана ДК в порівнянні з основним ОК

$$\frac{c_{\text{ДК}} \cdot l_{\text{ДК}}}{S_{\text{ДК}}} \gg \frac{c_{\text{ОК}} \cdot l_{\text{ОК}}}{S_{\text{ОК}}}, \quad (49)$$

перепад тисків на основному клапані ОК визначається переважно значенням настройки пружини пілотного клапана ДК.

На рис. 5 представлена схема запобіжного клапана непрямої дії з електромагнітним розвантаження насоса від тиску. Клапан КП (обведений штрихпунктирною лінією), забезпечений пілотним гідророзподільником Р для розвантаження насоса від тиску, наприклад, в «паузі» роботи ОГП, коли зупиняти ДВЗ недоцільно, а зниження втрат потужності може бути досягнуто за рахунок настройки клапана КП на мінімальне значення тиску. Режим розвантаження запобіжного клапана КП здійснюється пілотним гідророзподільником Р з електромагнітним керуванням на ділянці між основним клапаном ОК діаметром $D_{\text{кл}}$ і допоміжним ДК.

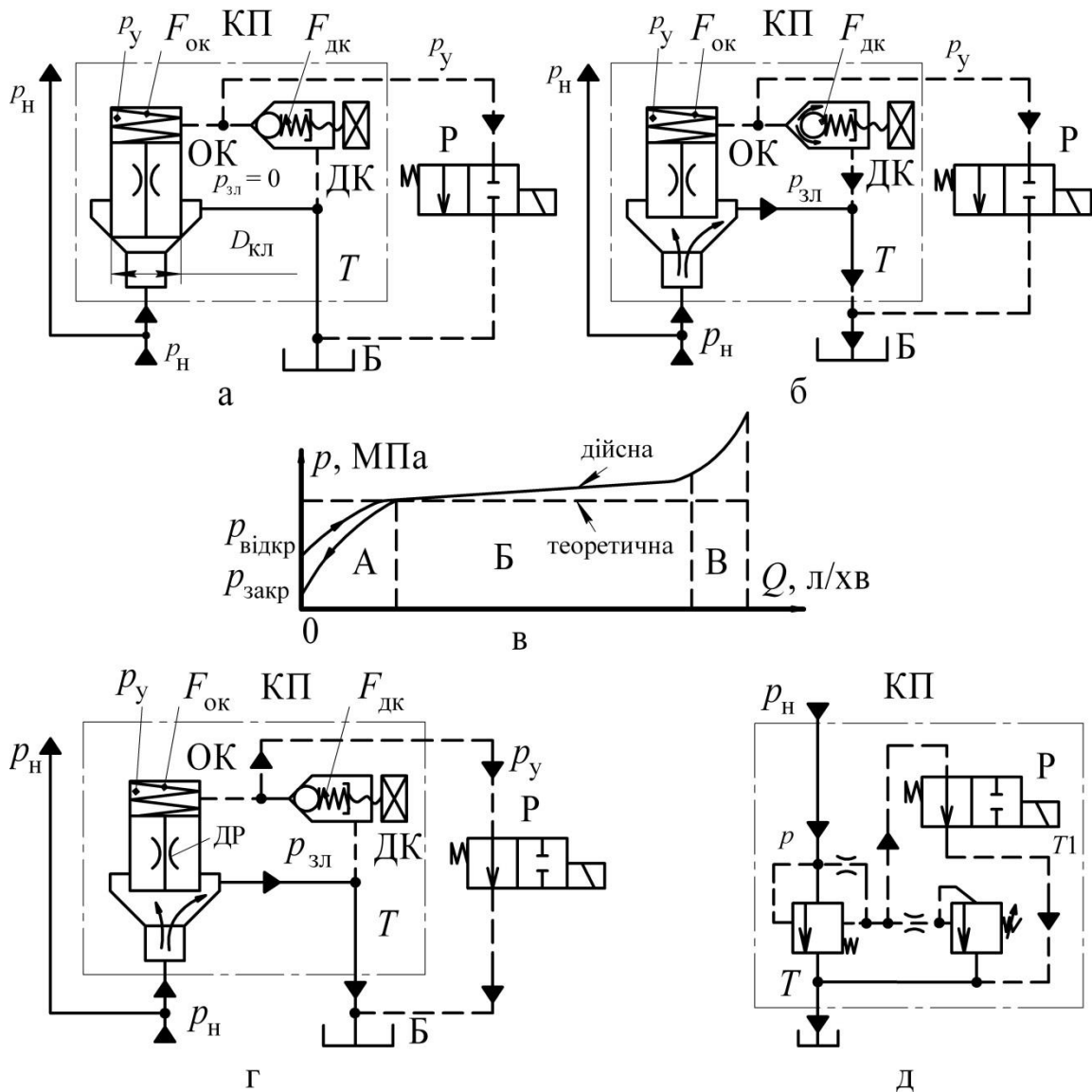


Рис. 5 Запобіжний клапан непрямої дії в закритому (а) і відкритому (б) положеннях допоміжного клапана ВК, характеристика клапана (в) і схема роботи клапана в режимі розвантаження (г) і його умовне графічне позначення (д)

При подачі електроживлення на магніт гідророзподільника Р

(рис. 5,а) останній перекриває лінію зливу РР з камери управління p_y клапана ДК і запобіжний клапан працює у звичайному режимі – до тих пір поки тиск РР не створить зусилля, достатнього для подолання сили пружини $F_{\text{ДК}}$, основний клапан ОК не відірветься від свого сідла і РР не буде надходити на злив T до баку Б. При підвищенні тиску p_y до значення, що долає силу пружини $F_{\text{ДК}}$ (рис. 5,б) допоміжний ДК і основний клапани ОК послідовно відкриваються (за рахунок перепаду тисків на дроселі ДР) і почнеться режим переливу РР з лінії нагнітання насоса в бак Б під тиском налаштування клапана ДК. При відключенні електроживлення від магніту гідророзподільника Р лінія керування p_y сполучається з баком Б і на дроселі виникає перепад тисків, внаслідок якого клапан ОК відривається від сідла і починається режим розвантаження насоса (рис. 5,в) – РР під мінімальним тиском (достатнім тільки для подолання опору пружини $F_{\text{ОК}}$ основного клапана ОК) зливається з лінії нагнітання насоса в бак.

Редукційним клапаном називається гідроклапан тиску, призначений для підтримування у відводжуваному від нього потоці РР тиску нижчого, ніж у вхідному потоці.

Редукційний клапан непрямої дії (рис. 6,а) конструктивно подібний до запобіжного і містить основний клапан ОК (золотник 1 із внутрішнім розточуванням, розміщений із зазором у корпусі 2) і допоміжний ДК (інші назви пілотний або керувальний).

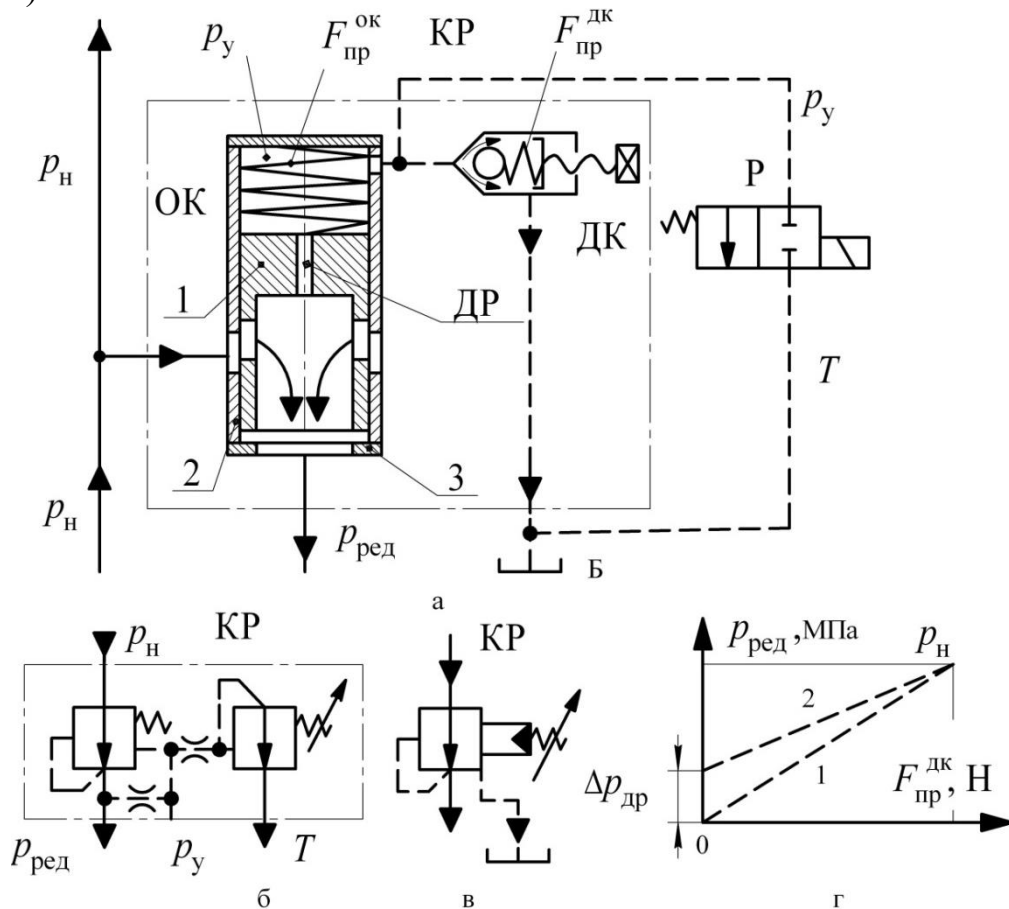


Рис. 6. Редукційний клапан непрямої дії: а – напівконструктивна схема; б і в – графічне умовне зображення (повне і спрощене, відповідно); г – характеристика

Відмінність від запобіжного клапана полягає в тому, що до дроселя ДР лінії керування p_y надходить витрата не з лінії нагнітання насоса p_H , а з лінії редукування $p_{ред}$. Крім того, клапан ДК завжди прочинений, пропускаючи витрату керування, оскільки інакше (при закритому клапані ДК) тиск редукування дорівнюватиме тиску на вході в редукційний клапан через переміщення золотника 1 пружиною $F_{пр}^{ок}$ в нижнє відкрите положення до упору в шайбу 3 ($p_{ред} = p_H$). При мінімальному зусиллі пружини $F_{пр}^{дк}$ пілотного клапана ДК збільшення витрати через дросель ДР створює на ньому зростання перепаду тисків та зусилля, що зміщує золотник 1 вгору, редукуючи тиск.

На редукційному клапані непрямої дії перепад тисків залежить переважно від значення налаштування пружини пілотного клапана. Для розвантаження від тиску в лінії редукування $p_{ред}$ встановлюють гідророзподільник Р.

На рис. 6,г представлена теоретична (1) і дійсна (2) залежності зміни тиску редукування $p_{ред}$ від зусилля керування $F_{пр}^{дк}$. Міні-мальний тиск редукування рівний перепаду тисків на дроселі $p_{ред} = \Delta p_{др}$, а максимальне значення досягає тиску насоса p_H .

Редукційні клапани широко застосовуються в ОГП з декількома гідродвигунами для приводу робочих органів та допоміжних механізмів при використуванні одного насоса і забезпечують знижений тиск на тих ділянках ОГП, де це необхідно за умов експлуатації або через обмеження за міцністю конструкції.

Редукційні клапани випускаються зі зведеним діаметром від 2 до 32 мм на витрату від 2 до 450 л/хв і тиск від 1,6 до 35 МПа. Основні виробники клапанів – ВАТ «Фрегат» Миколаївської обл. та Гомельське ВАТ «Гідропривод».

Види монтажу гідро пристроїв.

У об'ємному гідроприводі гідропристрої різного призначення вмонтовуються безпосередньо до гідропроводів (трубопроводів) за допомогою нарізних з'єднань, блоків гідроапаратів і гідропанелів. Блоком гідроапаратів називається сукупність гідроапаратів, конструктивно з'єднаних в одне ціле [49]. Гідропанель – сукупність гідроапаратів, конструктивно виконаних на плиті як одне ціле. До гідропанелі можуть входити кондиціонери РР, контрольні та вимірювальні прилади.

Види монтажу гідроапаратів (гідропристроїв):

1. Гідропристрій трубного приєднання – гідропристрій, що з'єднується з іншими гідропристроями за допомогою труб чи рукавів;
2. Стиковий гідропристрій – гідропристрій, що з'єднується з іншими гідропристроями за допомогою каналів, виведених на зовнішню площину, по якій він пристиковується до іншого гідропристрою;

3. Модульний гідроприсрій – гідроприсрій, з'єднаний з іншими гідроприсроями за допомогою каналів, виведених на дві паралельні зовнішні площини, по яких він пристиковується до інших гідроприсроїв;

4. Вмонтований гідроприсрій – гідроприсрій, корпусні деталі якого є невід'ємною частиною інших присроїв;

5. Вставний гідроприсрій – вмонтований гідроприсрій, який вставляють в корпус;

6. Укручуваний гідроприсрій – вмонтований гідроприсрій, який угвинчують в корпус.

Гідроапаратура трубного виконання останнім часом знаходить менш широке розповсюдження в порівнянні з гідроапаратами стикового, модульного і укручуваного монтажу.

Гідроапаратура стикового монтажу знайшла широке вживання в об'ємних гідроприводах стаціонарного технологічного устаткування. Гідроапарати легко демонтуються і завдяки розміщенню стикових поверхонь і гумових кілець ущільнювачів в одній площині володіють високою герметичністю. Широка уніфікація гідроапаратів по стикувальних місцях згідно із стандартом DIN 24340 розширює можливості конструктора при проектуванні та споживача при експлуатації й ремонті об'ємного гідропривода.

Гідроапаратура модульного монтажу має дві стикові поверхні з однаковими координатами приєднувальних і кріпильних отворів, розташованих зверху і знизу корпусу. Таке конструктивне рішення дозволяє встановлювати різні за функціональними властивостями гідроапарати один над іншим, тобто в пакет (модуль), що замикається зверху гідророзподільником, плитою зв'язку або плитою заглушкою. Пакет гідроапаратів встановлюють на монтажній плиті, що має зверху отвори для кріплення пакету та підведення до нього РР, а знизу – отвори для під'єднання трубопроводів, пов'язуючих пакет з насосною установкою або гідродвигуном, і збоку – горизонтальні канали для з'єднання з іншими плитами. Кріплення пакету до монтажної плити здійснюється за допомогою нарізних шпильок. Вживання гідроапаратів модульного монтажу спрощує виготовлення вузлів, дозволяє скоротити кількість трубопроводів і відкриває широкі можливості для модернізації гідропривода. В той же час гідроапарати модульного монтажу мають велике число ущільнюваних стиків та у ряді випадків більш низькі технічні характеристики в порівнянні з гідроапаратами стикового монтажу. Номенклатура гідроапаратів модульного монтажу обмежена зведеними діаметрами 6 і 10 мм.

Гідроапарати вмонтованого типу не мають власного герметичного корпусу і вмонтовуються в спеціальні отвори блоків гідроапаратів. Ці гідроапарати більше за всього застосовують в об'ємних гідроприводах з підвищеними витратами і тиском РР, дозволяючи одержати низький рівень втрат тиску і витоків завдяки наявності запірних елементів з ущільнюючими поверхнями.

Гідроапаратура укручуваного (патронного) керування знайшла широке вживання в об'ємних гідроприводах мобільних машин завдяки мінімальним габаритам, зручності монтажу і демонтажу, високому рівню герметичності при

роботі з високими динамічними навантаженнями і вібрацією. Вартість укрупнених гідроапаратів істотно нижче, ніж стикового або трубного монтажу.

Для об'ємних гідроприводів мобільних машин, в яких використовується велика кількість робочих органів, застосовують два види компоновки блоків гідророзподільників:

1) моноблокове виконання, яке характеризується виготовленням литого корпусу з пролитими внутрішніми каналами, що забезпечують мінімальні гідравлічні опори в порівнянні зі свердленими каналами. Як правило, корпус моноблокового гідророзподільника відливають з високоміцного чавуну, розміщуючи в його розточуваннях золотники, а на зовнішній поверхні – додаткові гідроапарати стикового монтажу (гідрозамки, запобіжні і зворотні гідроклапани). В Україні моноблокові гідророзподільники з чотирма золотниками типу ГГ420Б виробляє ВАТ «Стройгидравліка» (м. Харків);

2) секційне виконання гідророзподільників, що характеризується збіркою на шпильках декількох корпусів золотників за аналогією з модульним монтажем гідроапаратури. Секційне виконання є зручним з погляду заміни одного типу гідророзподільника на інший, наприклад, для зміни схеми комутації каналів в середньому положенні.

Лекція 12. Запитання

1. Який гідропристрій називається гідроклапани тиску ?
2. Який гідропристрій називається гідроклапани тиску прямої дії ?
3. Який гідропристрій називається гідроклапани тиску непрямої дії ?
4. Навести характеристику клапана.
5. Яким чином здійснюється розвантаження запобіжного клапана від тиску ?
6. Які клапани відносять до переливних ?
7. Які клапани відносять до редуційних ?
8. Навести характеристику редуційного клапану.
9. Які є види монтажу гідроклапанів ?
10. Які основні технічні параметри мають гідроклапани ?

Лекція 13. Об'ємні гідроприводи з дросельним та машинним керуванням.
Розрахунок швидкості гідроциліндра та гідромотора

План лекції

1. Об'ємні гідроприводи з дросельним та машинним керуванням. Основні відмінності.
2. Регулювання швидкості гідроциліндра за допомогою дроселів. Методика розрахунку.
3. Регулювання частоти обертання гідромотора за допомогою дроселів. Розрахункові формули.
4. Аналіз способів дросельного керування. Поняття «жорсткості» характеристики.
5. Аналіз роботи гідропривода з машинним регулюванням
6. Відеофільми за темою лекції.

1. Об'ємний гідропривод з дросельним керуванням

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 регулю-вальним гідроапаратом.

Гідропривод, керований дроселем і машиною – керований гід-ропривод, в якому керування параметрами руху вихідної ланки здійснюється регульовальним гідроапаратом і об'ємною гідрома-шиною.

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, трипозиційний 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; запобіж-ний 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 – подача насоса,

$Q_{ГД}$ – витрата, що надходить до гідродвигуна,

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

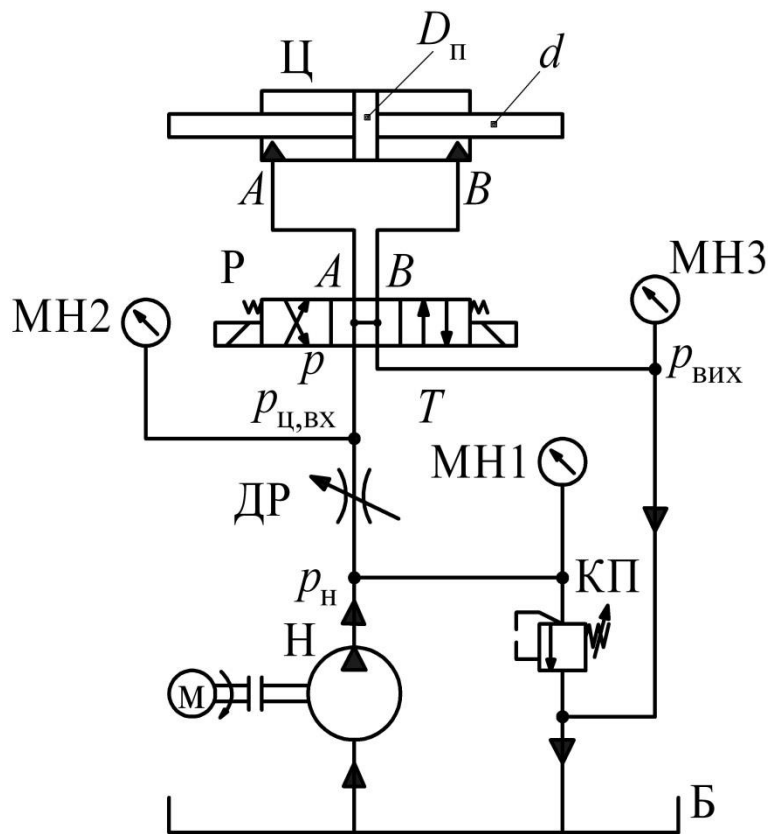


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода з установкою дроселя ДР на вході в гідроциліндр Ц

При установці дроселя ДР на вході або на виході гідродвигуна Ц надмірна подача насоса Н скидається через клапан КП в гідро-бак Б (рис. 1 і 2), при установці

дроселя паралельно гідродвигуну надмірна подача насоса скидається безпосередньо через дросель ДР в гідробак (рис. 3), а клапан КП знаходиться в закритому положенні.

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.

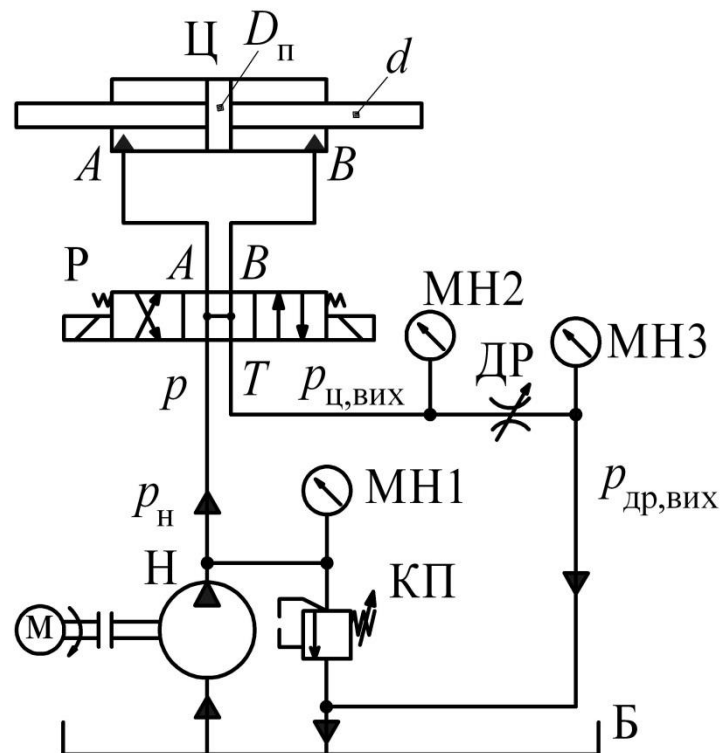


Рис. 2. Гідрравлічна принципова схема об'ємного гідропривода з установкою дроселя ДР на виході з гідроциліндра Ц

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 [мм²] (для дроселя круглого перерізу діаметром $d_{др}$ [мм])

площа рівна $S_{др} = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}$),

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

ρ – щільність РР, кг/м³,

μ – коефіцієнт витрати.

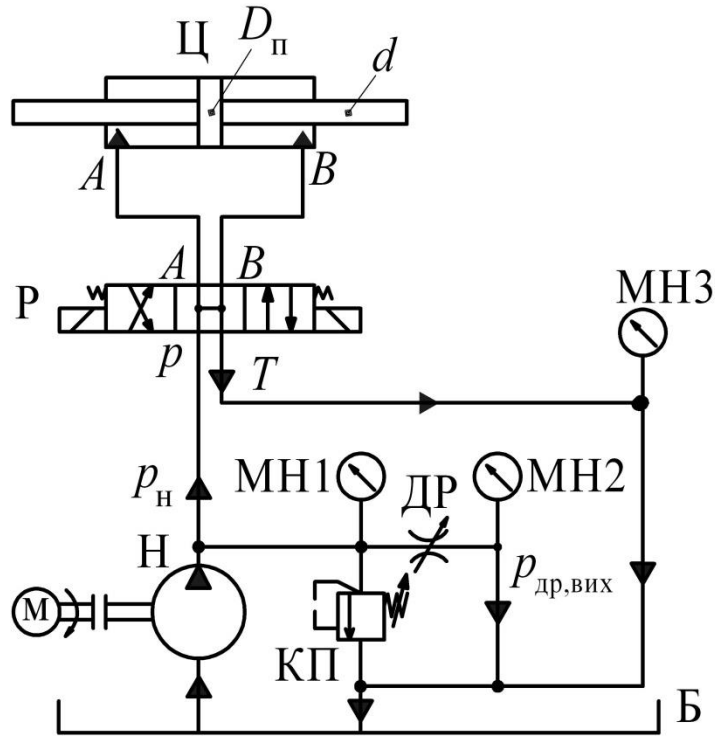


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода з установкою дроселя ДР паралельно гідроциліндру Ц (на відводі)

Для аналізу характеру зміни швидкості гідродвигуна від значення зовнішнього навантаження отримаємо відповідні залежності, використовуючи формулу витрати через дросель і рівняння рівноваги сил, що діють на гідроциліндр. ДР встановлений на вході в гідродвигун (рис. 1). Розглядаємо гідропривод з гідроциліндром Ц, у якого є два вихідних штока однакового діаметру і зусилля створюється тиском РР на частину площі поршня, що утворюється різницею діаметрів поршня і штока

$$v_{\Pi} = 16,7 \frac{Q_{др}}{S_{\Pi}} = 10^3 \frac{\mu \cdot S_{др}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{др}}, \text{ м/с}, \quad (5)$$

$$S_{\Pi} = S_{\Pi} - S_{шт}, \quad (4)$$

де $S_{\text{ц}}$ – площа штокової порожнини під тиском,

$S_{\text{п}}$ і $S_{\text{шт}}$ – площа поршня і штока, відповідно.

Швидкість поршня визначають за формулою

$$v_{\text{п}} = 16,7 \frac{Q_{\text{др}}}{S_{\text{ц}}} = 10^3 \frac{\mu \cdot S_{\text{др}}}{S_{\text{ц}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{др}}}, \text{ м/с}, \quad (5)$$

де $\Delta p_{\text{др}}$ – перепад тисків на дроселі (МПа), визначуваний за різницею тиску між входом в дросель $p_{\text{н}}$ (відповідає тиску, підтримуваному переливним клапаном насоса) і виходом $p_{\text{ц,вх}}$ (відповідає тиску на вході в гідроциліндр) при допущенні про відсутність протитиску на виході $p_{\text{вих}} = 0$

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

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

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

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

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

де $S_{\text{ц}} = S_{\text{п}} - S_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{п}}^2 - d^2)}{4}$ – площа штокової порожнини, мм²,

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

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

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

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

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

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

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

$$p_{\text{H}} = p_{\Pi, \text{вх}}; \quad \Delta p_{\text{др}} = p_{\Pi, \text{вих}} - p_{\text{др, вих}}, \quad (10)$$

і запишемо умову рівноваги поршня при зустрічному навантаженні

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

з якого набудемо значення тиску перед дроселем

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

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

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

і формулу для визначення швидкості поршня з обліком (3.5)

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

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 гідропристроїв гідропривода.

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

$$Q_{Гд} = Q_H - Q_{др}, \quad (16)$$

де $Q_{др}$ – витрата через дросель,

і формула для розрахунку швидкості поршня гідроциліндра

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

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

$\Delta p_{др} = P_H - P_{др,вих}$ – 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

$$P_H \approx P_{ц,вх} \quad \text{і} \quad P_{др,вих} = 0, \quad (18)$$

залежить тільки від навантаження

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

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 $F_{ц} = 0$

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

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

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

– при паралельному підключенні дроселя

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

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 – робочий об’єм гідромотора, 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 Δp – перепад тисків, визначуваний за різницею свідчень манометрів МН2-МН3, МН1-МН2 і МН1-МН3 (рис. 3.1...3.3), МПа

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

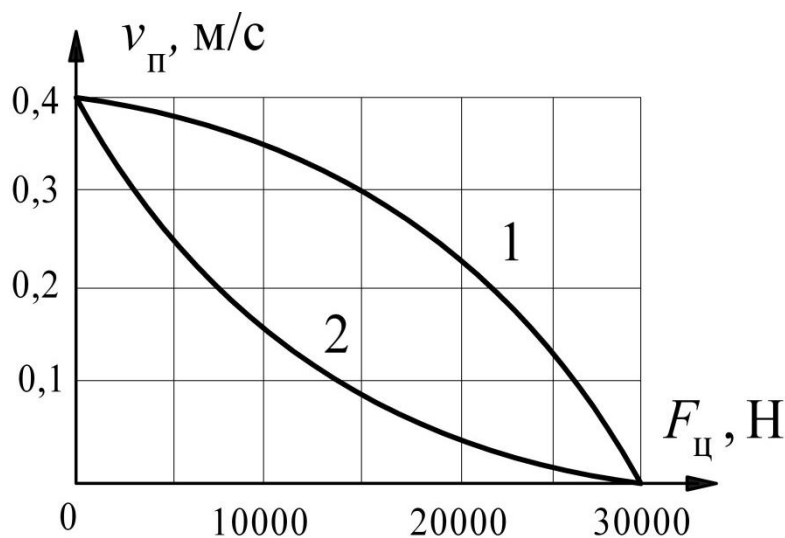


Рис. 4. Залежність зміни швидкості гідроциліндра від зовнішнього навантаження при різних способах дросельного керування

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 протитиску (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 $p_{доп}$ – різниця тисків між насосом і споживаним гідродвигуном (визначається навантаженням $F_{ц}$)

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

де $Q_{доп}$ – 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 за довжиною 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.

3.2. Об'ємний гідропривод з машинним керуванням

На рис. 5 наведена гідравлічна принципова схема гідропривода з машинним керуванням швидкістю гідродвигуна (зустрічається також термін «об'ємне регулювання швидкості гідродвигуна»). Регульований насос Н з приводним двигуном «М» нагнітає РР до нерегульованого гідромотора М (гідромотора з постійним робочим об'ємом), реверсування обертання гідромотора забезпечує гідророзподільник Р (чотирипровідний, трипозиційний з електромагнітним керуванням, 64-а схема комутації каналів в середньому положенні – p і T сполучені, що відповідає розвантаженню насоса, а A і B перекриті), захист від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КП (вимірювання тиску за манометром МН). Подачу насоса на вході в гідромотор вимірюють витратоміром ВІ (РА).

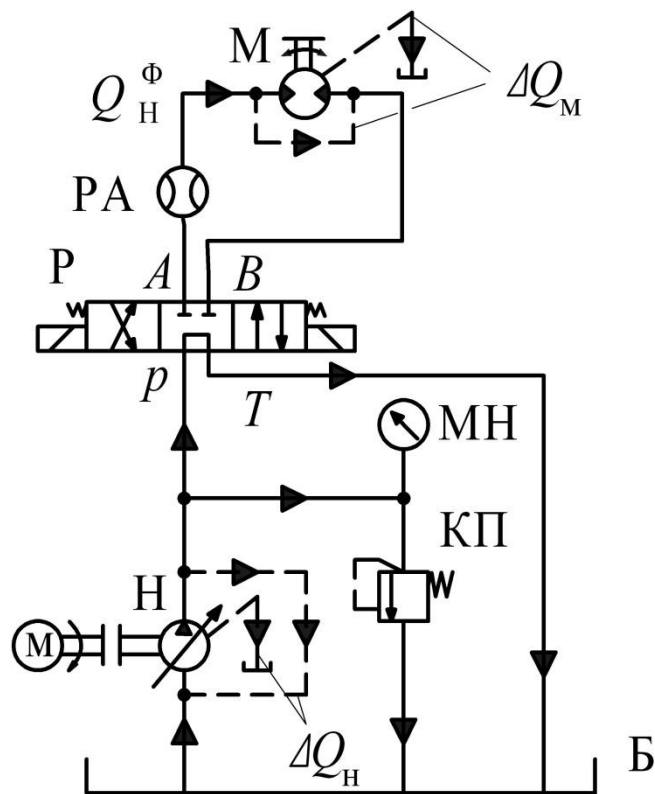


Рис. 3.5. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода з машинним керуванням насосом Н швидкістю гідромотора М

Запишемо рівняння нерозривності для гідропривода з допущенням про відсутність витоків в запобіжному клапані КП і гідророзподільнику

$$Q_H^T - \Delta Q_H = Q_H^\phi = Q_M^\phi + \Delta Q_M = Q_M^T, \quad (31)$$

де Q_H^T – теоретична подача насоса, л/хв,

ΔQ_H – витоки з дренажного отвору корпусу насоса і перетоки з каналу високого тиску в канал низького тиску (всмоктування), л/хв,

Q_H^ϕ – фактична подача насоса, л/хв,

$Q_M^\phi = V_p \cdot n_M$ – фактична витрата гідромотора, що забезпечує частоту його обертання n_M [хв⁻¹], л/хв,

V_p – робочий об'єм гідромотора, см³,

ΔQ_M – витоки з дренажного отвору гідромотора і перетоки з лінії високого тиску в зливну, л/хв,

Q_M^T – теоретична витрата гідромотора, л/хв.

Запишемо залежність для поточного теоретичного значення подачі насоса

$$Q_{H,i}^T = \gamma_i \cdot Q_{H,\text{макс}}^T = Q_{M,i}^\phi + \Delta Q_H + \Delta Q_M, \text{ л/хв}, \quad (32)$$

де $\gamma_i = (-1...+1)$ – відносна зміна параметра регулювання робочого об'єму насоса (наприклад, відношення кута нахилу диска або блоку циліндрів в аксіальнопоршневих насосах до максимального значення кута, або поточного значення ексцентриситету в радіальнопоршневих насосах до максимального значення ексцентриситету),

$Q_{H,\text{макс}}^T$ – максимальна теоретична подача насоса, л/хв,

$Q_{M,i}^\phi$ – фактична витрата гідромотора, що визначає фактичну частоту його обертання

$$Q_{M,i}^\phi = 10^{-3} V_p \cdot n_{M,i}, \text{ л/хв}; \quad n_{M,i} = 10^3 \frac{Q_{M,i}^\phi}{V_p}, \text{ хв}^{-1}, \quad (33)$$

а витоки і перетоки насоса й гідромотора виразимо через коефіцієнт витоків (витоків, віднесених до перепаду тисків)

$$C_{\text{вит}} = \frac{\Delta Q_H + \Delta Q_M}{\Delta p}, \text{ л/(хв.МПа)}, \quad (34)$$

де Δp – перепад тисків на гідромоторі, значення якого залежить від зовнішнього навантаження і гідромеханічних втрат, МПа.

Запишемо вираз для теоретичного крутного моменту гідромотора

$$M_M^T = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p = M_{ст} + M_{тр}, \text{ Н.м}, \quad (35)$$

де M_M^T – теоретичний крутний момент [Н.м], що розвивається гідромотором і йде на подолання статичного крутного моменту $M_{ст}$ (моменту зовнішнього навантаження) і моменту сил тертя в гідромоторі $M_{тр}$ [Н.м] (гідромеханічних втрат), і отримаємо значення перепаду тисків на гідромоторі

$$\Delta p = \frac{M_{ст} + M_{тр}}{0,159 \cdot V_p}, \text{ МПа}. \quad (36)$$

Після підстановки перепаду тисків (36) у вираз (34) і (33) в рівняння (32)

$$Q_{H,i}^T = \gamma_i \cdot Q_{H,макс}^T = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n_{M,i} + C_{вит} \frac{M_{ст} + M_{тр}}{0,159 \cdot V_p}, \text{ л/хв}, \quad (37)$$

отримаємо фактичну частоту обертання гідромотора

$$\begin{aligned} n_{M,i} &= 10^3 \left(\gamma_i \frac{Q_{H,макс}^T}{V_p} - C_{вит} \frac{M_{ст} + M_{тр}}{0,159 \cdot V_p^2} \right) = \\ &= \gamma_i \cdot n_{M,макс}^T - 10^3 C_{вит} \frac{M_{ст} + M_{тр}}{0,159 \cdot V_p^2}, \text{ хв}^{-1}, \end{aligned} \quad (38)$$

де її максимальне значення

$$n_{M,макс}^T = 10^3 \frac{Q_{H,макс}^T}{V_p}, \text{ хв}^{-1}. \quad (39)$$

Проведемо аналіз виразу (38).

1. Розглянемо силову характеристику гідромотора – залежність частоти обертання від зовнішнього навантаження при постійному значенні параметра регулювання насоса (рис. 6, а)

$$n_M = f(M_{ст}) \text{ при } \gamma_i = \text{const}. \quad (40)$$

1.1. При роботі без зовнішнього навантаження і допущенні про відсутність моменту тертя в гідромоторі вираз із знаком «мінус» в (3.38) набуває нульового значення

$$C_{\text{ВИТ}} \frac{M_{\text{СТ}} + M_{\text{ТР}}}{0,159 \cdot V_{\text{P}}^2} \approx 0 \quad \text{при } M_{\text{СТ}} = 0; M_{\text{ТР}} = 0 \quad \text{і } C_{\text{ВИТ}} \neq 0, \quad (41)$$

у зв'язку з чим частота обертання гідромотора є теоретичною і постійною для встановленого значення параметра регулювання насоса γ_i (лінія 1 на рис. 3.6, а)

$$n_{\text{М},i} = \gamma_i \frac{10^3 Q_{\text{Н,макс}}^{\text{T}}}{V_{\text{P}}} = n_{\text{М},i,\text{макс}} = \text{const}, \quad (42)$$

а абсолютне максимальне значення частоти обертання гідромотора досягається при максимальному значенні

$$n_{\text{М,макс}}^{\text{T}} = \gamma_{\text{макс}} \frac{10^3 Q_{\text{Н,макс}}^{\text{T}}}{V_{\text{P}}} = \text{const}. \quad (43)$$

1.2. За відсутності зовнішнього навантаження і наявності моменту тертя в гідромоторі (відповідає режиму холостого ходу) коефіцієнт витоків $C_{\text{ВИТ}}$ не дорівнює нулю і фактична частота обертання нижче теоретичного значення

$$n_{\text{М},i} = 10^3 \gamma_i \frac{Q_{\text{Н,макс}}^{\text{T}}}{V_{\text{P}}} - \delta_{n,\text{х.х}}, \quad \text{хв}^{-1}, \quad (44)$$

при $M_{\text{СТ}} = 0; M_{\text{ТР,х.х}} \neq 0$ і $C_{\text{ВИТ}} \neq 0$,

де $\delta_{n,\text{х.х}} = 10^3 \frac{C_{\text{ВИТ}} \cdot M_{\text{ТР,х.х}}}{0,159 \cdot V_{\text{P}}^2}$, хв^{-1} – відхилення частоти обертання через втрати

холостого ходу $M_{\text{ТР,х.х}}$, а момент тертя холостого ходу гідромотора визначають за формулою

$$M_{\text{тр,х.х}} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{\text{х.х}}, \text{ Н.м,} \quad (45)$$

де $\Delta p_{\text{х.х}}$ – перепад тисків холостого ходу [МПа], значення якого багато виробників гідромоторів наводять в своїх каталогах або досить просто визначається експериментальним шляхом, а максимальна фактична частота обертання рівна

$$n_{\text{м,макс}} = 10^3 \gamma_{\text{макс}} \frac{Q_{\text{н,макс}}^{\text{T}}}{V_p} - \delta_{\text{н,х.х}}, \text{ хв}^{-1}. \quad (46)$$

З обліком (45) і (34) вираз для $\delta_{\text{н,х.х}}$ має вигляд

$$\delta_{\text{н,х.х}} = 10^3 \frac{C_{\text{вит}} \cdot M_{\text{тр,х.х}}}{0,159 \cdot V_p^2} = 10^3 \frac{C_{\text{вит}} \cdot \Delta p_{\text{х.х}}}{V_p}, \text{ хв}^{-1}, \quad (47)$$

де $C_{\text{вит}} = \frac{\Delta Q_{\text{н}} + \Delta Q_{\text{м}}}{\Delta p_{\text{х.х}}}$ – коефіцієнт витоків РР при роботі гідромотора в режимі холостого ходу, л/(хв. МПа).

Таким чином, навіть в режимі холостого ходу наявність витоків і перетоків РР в гідромашинах призводить до зниження частоти обертання гідромотора.

1.3. При постійному значенні коефіцієнта витоків $C_{\text{вит}} = \text{const}$ і моменті тертя $M_{\text{тр}} = 0$ підвищення зовнішнього навантаження призводить до лінійного зниження частоти обертання гідромотора (лінія 2 на рис. 6, а)

$$n_{\text{м,і}} = 10^3 \gamma_i \frac{Q_{\text{н,макс}}^{\text{T}}}{V_p} - \delta_{\text{н,ст}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (48)$$

де $\delta_{\text{н,ст}} = 10^3 C_{\text{вит}} \frac{M_{\text{ст}}}{0,159 \cdot V_p^2}$, хв^{-1} і $M_{\text{ст}} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p$, Н.м,

з кутом нахилу

$$\text{tg} \varphi_1 = \frac{\delta_{\text{н,ст}}}{M_{\text{ст}}} = \frac{10^3 C_{\text{вит}}}{0,159 \cdot V_p^2}, \quad (49)$$

що визначає «жорсткість» характеристики гідромотора (зміни частоти обертання від зовнішнього навантаження). Чим більше зазори в поршневих парах і розподільному вузлі, тим більше витоків РР і значення коефіцієнта витоків $C_{\text{вит}}$, і тим більш інтенсивно знижується частота обертання гідромотора (лінія 3 на рис. 6, а)

при $C_{\text{вит,2}} > C_{\text{вит,1}}$, відповідно $\varphi_2 > \varphi_1$. (50)

1.4. Частота обертання гідромотора під дією зовнішнього статичного навантаження досягає нульового значення за наступної умови, отриманої з виразу (38)

$$n_{м,i} = 0 \quad \text{при} \quad M_{ст} + M_{тр} = 0,159 \cdot V_p \cdot Q_{н,макс,i}^T \frac{\gamma_i}{C_{вит}}. \quad (51)$$

Таким чином, чим більше значення параметра регулювання насоса γ_i та робочого об'єму гідромотора V_p і менше витоків РР (коефіцієнт витоків $C_{вит}$), тим більший крутний момент може розвивати гідромотор до зупинки.

1.5. При одночасній дії статичного навантаження і моменту тертя, причому останній часто є змінним залежно від значення статичного навантаження, коефіцієнт витоків також не є постійним за рахунок деформацій контртіл, зміни зазорів між ними і в'язкості РР

$$M_{ст} \neq 0; \quad M_{тр} \neq 0 \quad \text{і} \quad C_{вит} \neq 0, \quad (52)$$

і частота обертання гідромотора носить нелінійний характер (крива 4 на рис. 6, а).

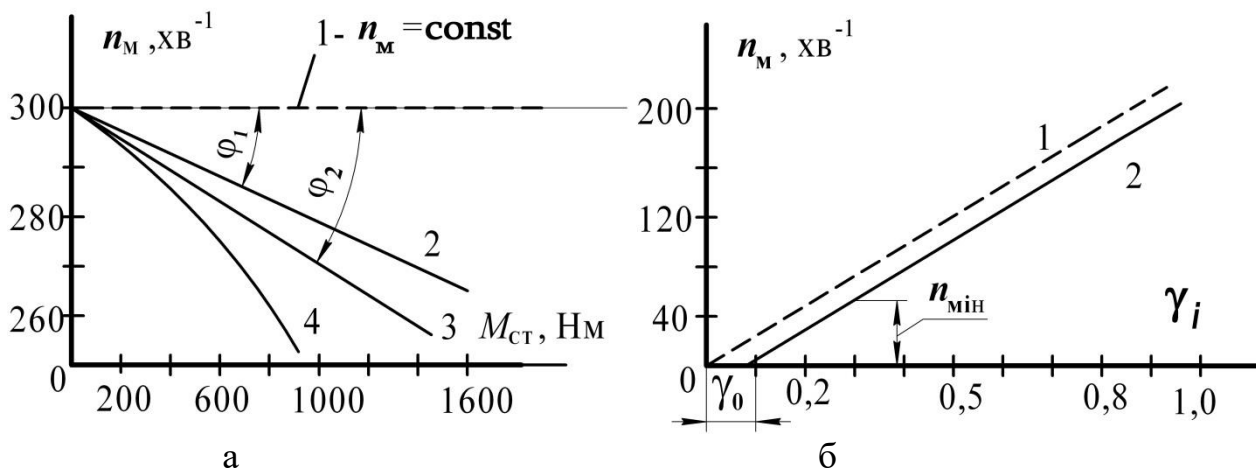


Рис. 6. Характеристики зміни частоти обертання гідромотора в об'ємному гідроприводі з машинним регулюванням робочого об'єму насоса: а – силова; б – швидкісна

2. Розглянемо швидкісну характеристику гідромотора – залежність зміни частоти обертання від параметра регулювання робочого об'єму насоса (рис. 6, б)

$$n_m = f(\gamma). \quad (53)$$

2.1. При роботі без зовнішнього навантаження (3.41), наявності деякого моменту тертя ($M_{тр} \neq 0$) і допущенні про рівність нулю витоків ($C_{вит} = 0$) швидкісна характеристика має форму прямої 1, що проходить через початок координат

$$n_{M,i} = \gamma_i \cdot n_{M,\text{макс}}^T \quad (54)$$

2.2. При нульовому значенні частоти обертання гідромотора при статичному зовнішньому навантаженні і з урахуванням моменту тертя в гідромоторі

$$n_{M,i} = 0; \quad M_{\text{ст}} \neq 0; \quad C_{\text{вит}} \neq 0, \quad (55)$$

отримуємо з (38) значення зони нечутливості

$$\gamma_i = \gamma_0 = C_{\text{вит}} \frac{M_{\text{ст}} + M_{\text{тр}}}{0,159 \cdot V_p \cdot Q_{H,\text{макс}}^T}, \quad (56)$$

яка характеризує зону зміни параметра регулювання насоса, коли гідромотор не обертається, а подальша зміна частоти обертання від параметра регулювання має вид лінії 2, зміщеної відносно осі координат.

2.3. Оскільки для гідромотора завжди існує обмеження по мінімальній частоті обертання, то графік частоти обертання не перетинає вісь абсцис, знаходячись від неї на відстані

$$n_{M,i} = n_{\text{мін}} = f(M_{\text{ст}}; M_{\text{тр}}; C_{\text{вит}}; J), \quad (57)$$

де J – момент інерції гідромотора і приєднаного до нього зовнішнього навантаження, кг.м².

Лекція 13. Запитання

1. Які об'ємні гідроприводи відносяться до дросельних ?
2. Які об'ємні гідроприводи відносяться до гідроприводів з машинним керуванням ?
3. Які основні відмінності між гідроприводами з дросельним та машинним керуванням ?
4. Яким чином здійснюється регулювання швидкості гідроциліндра за допомогою дроселів ?
5. Яким чином здійснюється регулювання частоти обертання гідромотора за допомогою дроселів ?
6. Навести схеми розташування дроселів в гідроприводах.
7. Навести розрахункові формули для швидкості гідроциліндрів.
8. Навести розрахункові формули для частоти обертання гідромоторів.
9. Які характеристики відносять до жорстких та м'яких ?
10. Принцип роботи гідропривода з машинним регулюванням та його характеристика.

Перелік джерел інформації

1. 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.
2. 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.
3. 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.
4. 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).
5. 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).
6. 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).
7. 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).
8. 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).
9. Гидропривод объемный. Методы измерения параметров (ГОСТ 17108-79). – [Введен с 1988-01-01]. – 15 с – (Межгосударственный стандарт).
10. Гидроприводы объемные. Общие технические требования (ГОСТ 17411-91). – [Введен с 1992-01-01]. – М. : Стандартинформ, 2006. – 3 с. – (Межгосударственный стандарт).
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. Каталоги фірм «Parker Hydraulics» (США), «Rexroth Bosch Group» і «Sauer-Danfoss» (ФРГ), «Festo» (Австрія), «Bondioli i Pavesi» (Італія) і «Poclain Hydraulics» (Франція).
13. Відеофільми за тематикою лекцій.

