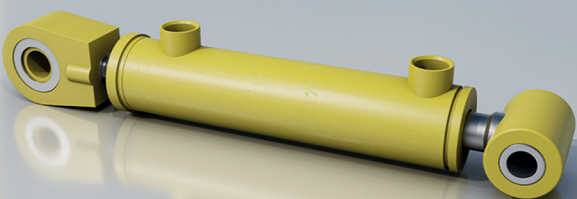
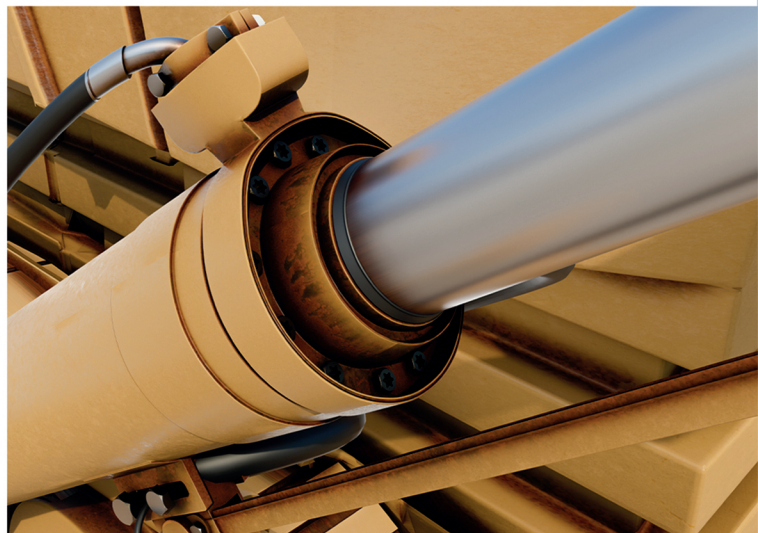
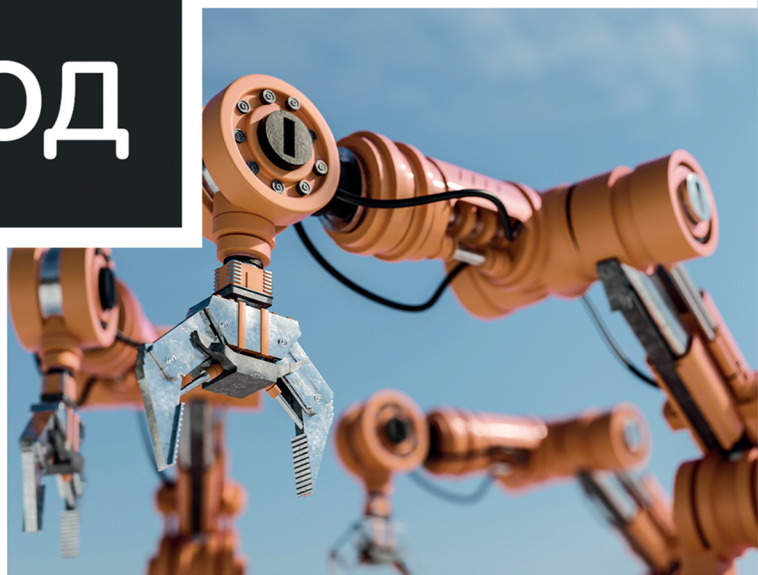


О. ОЛІЙНИК
Р. РЯЗАНЦЕВ
Н. ПЕНКІНА



ГІДРОПРИВОД



**О. ОЛІЙНИК
Р. РЯЗАНЦЕВ
Н. ПЕНКІНА**

ГІДРОПРИВОД

Науково-методичний центр ВФПО
2024

УДК 629.3.03.(07)

Рецензенти:

Григорій АВРУНІН, кандидат технічних наук, доцент Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Віталій ЩЕРБАТЮК, кандидат технічних наук, викладач-методист ВСП «Барський фаховий коледж транспорту та будівництва Національного транспортного університету»

Роман РІЗНИК, викладач ВСП «Автомобільно-дорожній фаховий коледж Національного університету «Львівська політехніка»

Гідропривод : навч. посіб. / О. Олійник, Р. Рязанцев, Н. Пенкіна. – Київ : Науково-методичний центр ВФПО, 2024. – 212 с.

ISBN 978-617-7283-71-2

У посібнику нового покоління «Гідропривод» висвітлено призначення та класифікацію гідравлічних систем, гідравлічних машин, гідроапаратури сучасних машин і обладнання, що використовуються під час підйомно-транспортних та дорожньо-будівельних робіт. Описано будову і принцип роботи гідравлічних машин та гідроапаратури, дано їх коротку технічну характеристику, наведено методику розрахунку динамічних, об'ємних гідромашин і гідроапаратів.

Посібник також містить інтегровані матеріали для кращого засвоєння основного технічного матеріалу, а саме: рисунки, таблиці, схеми і гіперпосилання на відео та анімації. Після кожної теми наведено контрольні питання, що дає можливість студентам самостійно перевірити рівень засвоєння знань.

Може бути використаний під час вивчення навчальних дисциплін «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», «Трактори і автомобілі» та «Сільськогосподарські машини» зі спеціальності 208 Агроінженерія, а також допоможе викладачам та здобувачам освіти під час підготовки до теоретичних і практичних занять.

ISBN 978-617-7283-71-2

© **О. ОЛІЙНИК**
Р. РЯЗАНЦЕВ
Н. ПЕНКІНА

ВСТУП	5
1. РОБОЧІ РІДИНИ	7
1.1. Визначення робочої рідини. Вимоги до робочих рідин, їх функції, експлуатаційні показники та властивості	7
1.2. Класифікація та склад робочих рідин	9
1.3. Марки олив та їх використання	12
1.4. Основні фізичні параметри робочих рідин	14
2. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ	16
2.1. Поняття гідроприводу	16
2.2. Класифікація гідроприводів	18
2.3. Переваги, недоліки та застосування гідроприводів	20
2.4. Терміни і визначення основних гідропристроїв об'ємного гідроприводу	20
2.5. Аналогія об'ємної гідропередачі з механічною, пневматичною та електричною	21
2.6. Принцип дії об'ємних і динамічних гідромашин та їх класифікація	23
3. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ	27
3.1. Загальні відомості, визначення основних параметрів об'ємних гідромашин та їх застосування у системах гідроприводів	27
3.2. Поршневі, плунжерні та діафрагмові насоси. Призначення, будова, принцип дії. Застосування поршневих і діафрагмових насосів	29
3.3. Поршневі гідромашини: аксіальнопоршневі та радіальнопоршневі. Їх будова, принцип дії. Визначення основних параметрів	33
3.4. Роторні гідромашини: шестеренні, пластинчасті та гвинтові. Їх будова, принцип дії. Визначення основних параметрів	51
3.5. Гідродвигуни. Класифікація гідродвигунів. Силкові гідроциліндри, їх призначення, будова і принцип дії. Визначення зусилля, що розвиває гідроциліндр, та швидкості руху штока	73
3.6. Поворотні гідродвигуни. Призначення, будова і принцип дії	84
4. ГІДРОАПАРАТУРА КЕРУВАННЯ	88
4.1. Загальні відомості про гідроапарати, їх призначення і класифікація	88
4.2. Гідророзподільники. Призначення, будова та принцип роботи золотникових, кранових і клапанних розподільників	90
4.3. Призначення, будова та принцип роботи гідроклапанів	110
4.4. Нерегульовані (постійні) та регульовані гідродроселі	126
4.5. Призначення регуляторів витрати	129
4.6. Гідравлічні підсилювачі	131
5. ДОПОМІЖНА ГІДРОАПАРАТУРА	137
5.1. Кондиціонери робочої рідини. Їх призначення, класифікація, будова та принцип роботи	137
5.2. Призначення гідропосудин (гідроємностей). Гідробаки і гідроаккумулятори, будова та принцип роботи	146
5.3. Гідроприводи (гідролінії). Жорсткі та гнучкі трубопроводи, їх призначення і будова	156
5.4. Трубопровідні з'єднання	159

5.5. Призначення ущільнювальних пристроїв. Класифікація ущільнень	162
6. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	168
6.1. Гідродинамічні передачі. Будова, класифікація, принцип дії	168
6.2. Гідромурфта, будова, принцип дії, переваги та недоліки	171
6.3. Гідротрансформатор, будова, принцип дії, переваги та недоліки	174
6.4. Основні можливі несправності гідродинамічних передач	179
7. ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ	181
7.1. Загальні відомості про гідравлічні приводи. Приклади застосування об'ємного гідропри- воду. Об'ємні гідроприводи із замкнутою і розімкнутою циркуляцією	181
7.2. Переваги і недоліки об'ємного гідроприводу	186
7.3. Гідроприводи із дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки. Характеристики дросельного регулювання	186
7.4. Гідроприводи із машинним (об'ємним) регулюванням швидкості вихідної ланки	189
7.5. Основні вимоги безпеки під час використання об'ємного гідроприводу. Заходи з охорони праці	191
8. ГІДРООБЛАДНАННЯ ДОРОЖНІХ ТА БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН	195
8.1. Призначення гідрообладнання дорожньо-будівельних машин. Функціональні зв'язки між енергоносіями, розподільною апаратурою та виконавчими органами	195
8.2. Принципові схеми гідромеханізмів дорожньо-будівельних та землерийних машин	196
8.3. Ручний механізований інструмент з гідроприводом	199
8.4. Правила експлуатації, технічне обслуговування і діагностування гідроприводів дорожньо- будівельних та землерийних машин	201
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	210

ВСТУП



Гідравліка – прикладна наука, яка вивчає закони рівноваги і механічного руху рідини і розробляє на основі теорії і експерименту способи використання цих законів для розв'язання різних задач інженерної практики.

Завданням дисципліни є вивчення принципу дії та конструктивних особливостей гідро- та пневмоприводу основних типів автотранспорту, дорожніх та підйомно-транспортних машин.

Слово «**гідравліка**» походить від сполучення двох грецьких слів – hydor (вода) і aulos (труба) – і означає течію води по трубах.

Зміст сучасної гідравліки незрівнянно ширший. Питання, що вивчаються в гідравліці, охоплюють рух води не тільки в трубах, але і у відкритих руслах (каналах, річках), в різних гідротехнічних спорудах і системах, а також рух інших рідин (нафти, оливи, розчинів) у трубопроводах і гідромашинах. На підставі цього сучасну гідравліку розглядають як одну з галузей механіки – механіку рідин.

Гідравліка тісно пов'язана з іншими науками, які є базовими для її вивчення: **фізикою, математикою, теоретичною механікою**. Знання цих

наук дають можливість пояснити основні процеси гідравліки. Але гідравліка, в свою чергу, також є базовою для таких курсів, як гідроприводи, насосні, вентиляційні установки, гідромашини, водопостачання, каналізація тощо.

Сьогодні майже всі машини та обладнання можна приводити в робочий рух за допомогою гідро- чи пневмоприводу. Їх робота заснована на фундаментальних законах гідравліки. Гідромашини знаходять все більше застосування у всіх галузях народного господарства.

Гідравліку поділяють на дві частини: гідростатику і гідродинаміку, причому остання містить у собі і кінематику рідин.



Гідростатика – вивчає закони рівноваги рідин і їхню дію на обмежені стінки.

Гідродинаміка – вивчає закони руху рідин і їхню взаємодію з обмежуваними стінками.

Закони руху рідини і використання її енергії цікавили людство з найдавніших часів. Так, в II ст. до н.е. грецький геометр і механік Архімед (287–212 р. до н.е.) вперше в історії техніки написав трактат



тат “про тіла, що плавають”, у якому викладалася теорія плавання тіл. Ця теорія і дотепер лежить в основі вивчення рівноваги тіл, що плавають. Приблизно з цього ж часу почалося використання енергії рідини, що рухається, у практичних цілях. Архімедові належить низка винаходів в області гідротехніки, зокрема механізм для підняття води на вищий рівень (Архімедів гвинт). На початку I ст. до н.е. Герон Олександрійський винайшов водяний годинник, пожежний насос та ін. Надалі теоретичні роботи з гідравліки велися аж до XV ст. розрізнено, без зв'язку між собою. В той же час гідротехніка бурхливо розвивалася. За період з I до XV ст. були побудовані великі гідротехнічні спорудження на територіях Єгипту, Греції, Рима і Середньої Азії.

Узагальнення окремих елементів знань з гідравліки і спроба пов'язати гідравлічні закономірності із загальнотехнічними принципами була розпочата в XV ст. Леонардо да Вінчі (1452–1519). До цього ж періоду (XV–XVII ст.) відносять праці Леонардо да Вінчі про опір рідини тілу, що рухається в ній, Галілео Галілея (1564–1642) про основні закони плавання тіл, Блеза Паскаля (1623–1662) про тиск рідини на тіло, поміщене всередині неї, Ісаака Ньютона (1643–1727) про квадратичний закон опору рідкого середовища тілу, що рухається в ній, і закон тертя рідких тіл.

Гідравліка як самостійна наука виникла лише в XVIII ст. Її основоположниками були академіки М. В. Ломоносов (1711–1765), Леонард Ейлер (1707–1783) і Данило Бернуллі (1700–1782). М. В. Ломоносов вперше сформулював загальний закон збереження матерії й енергії, автор низки робіт із прикладних питань механіки рідини. Л. Ейлер – основоположник “класичної гідромеханіки”, а Д. Бер-

нуллі – основоположник “інженерної гідравліки”.

У XIX на початку XX ст. гідравліка як самостійна наука швидко просунулася вперед. В цей час Н. П. Петров (1836–1920) опублікував свої праці по гідродинамічній теорії змащення; Д. І. Менделєєв (1834–1907) вперше пророкував існування двох режимів руху рідини, що пізніше було експериментально підтверджене англійським фізиком Р. Рейнольдсом (1342–1912). У цей період теоретичні узагальнення окремих гідравлічних явищ стали проводитися в тісному зв'язку з даними досвіду і спостережень. Початок цьому було покладено Н. Е. Жуковським (1847–1921) і його школою, талановитими учнями якої були С.А. Чаплігін (1869–1942), І. Г. Есьман (1868–1955), А. Я. Мілович (1874–1958). Н. Е. Жуковським були виконані дослідження гідравлічного удару у водопровідних трубах, а також низка інших досліджень в галузі водопостачання і гідротехніки.



Правило взаємозамінності гідравлічних олиव таке ж, як і для попередніх олив, наприклад, олива групи Б замінюється оливою групи В однакового класу в'язкості, тобто олива нижчої групи замінюється оливою вищої за якістю групи.

Широке застосування рідини в якості приводу для сучасних машин та обладнання було здійснено у зв'язку з розробкою і серійним виготовленням елементів об'ємного гідропроводу для високих тисків.



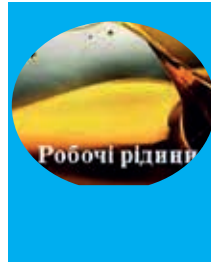


РОЗДІЛ 1. РОБОЧІ РІДИНИ

- 1.1. Визначення робочої рідини. Вимоги до робочих рідин, їх функції, експлуатаційні показники та властивості.
- 1.2. Класифікація та склад робочих рідин.
- 1.3. Марки оливо та їх використання.
- 1.4. Основні фізичні параметри робочих рідин.

1.1. Визначення робочої рідини. Вимоги до робочих рідин, їх функції, експлуатаційні показники та властивості

Робоча рідина – гідравлічна рідина, призначена для застосування в об'ємних гідроприводах. Робочі рідини гідроприводів використовуються як робоче тіло для приведення в дію різних агрегатів і механізмів. Завдяки їй встановлюється зв'язок між насосом і гідродвигунами.



Також, додатково робочі рідини забезпечують мащення поверхонь, тертя деталей елементів гідросистеми, а також захист деталей гідроприводу від корозії, тому такі рідини зазвичай містять антикорозійні присадки. Іншою додатковою функцією робочої рідини є теплообмін між елементами гідросистеми та віддавання тепла у навколишнє середовище

Вимоги до робочих рідин

Для гідравлічних приводів слід використовувати рухливі і практично нестисливі рідини, що здатні працювати в широкому діапазоні температур (від +90 до -40 °С і нижче), за підвищеного тиску (до 100 МПа), в контакт з деталями з чорних і кольорових металів, гумовими та шкіряними ущільненнями, шлангами тощо. Тому рідини для гідросистем повинні мати високу температуру кипіння і низьку температуру замерзання, невелику в'язкість і належні в'язкісно-температурні та змащувальні властивості, які б забезпечували добре перетікання; не утворювати пробки за робочої температури і не змінюватися в об'ємі з її зміною; бути безпечними в роботі; мати достатню сировинну базу; бути дешевими. Рідини для гідравлічних систем повинні захищати деталі гідроприводів від корозії, мати сумісність з конструкційними матеріалами, високі антиокисні властивості, фізичну стабільність тощо.

ДО УВАГИ!

Працездатність гідроприводу, його надійність і довговічність значною мірою залежать від типу робочої рідини, її властивостей і стану в процесі експлуатації.

Густиною (питомою масою) рідини ρ називають масу рідини в одиниці її об'єму

$$\rho = m/V \quad (1.1)$$

де m – маса рідини, кг;

V – об'єм рідини, м³.

Одиниця вимірювання густини – кг/м³.

Питома вага γ – це вага рідини, що займає певний об'єм.

$$\gamma = G/V \quad (1.2)$$

де G – вага рідини, Н.

Одиниця вимірювання питомої ваги – Н/м³.

Пружність (стиснення) рідини характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення (об'ємної деформації) βV , який є відносним зменшенням об'єму за зміни тиску p на 0,1 МПа. Одиницею вимірювання βV в системі СІ є квадратний метр на Ньютон (м²/Н = 1/Па).

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dP}, \quad (1.3)$$

де V – початковий об'єм рідини;

dV – зміна цього об'єму за збільшення тиску на величину dP.

Величина зворотна називається **модулем об'ємної пружності рідини E**.

$$E = \frac{1}{\beta_V}, \quad (1.4)$$

Одиниця вимірювання модуля об'ємної пружності – Н/м².



Стискання робочої рідини – явище негативне для об'ємного приводу, оскільки на нього безповоротно витрачається енергія.

Стискання знижує жорсткість гідроприводу, може бути причиною автоколивань в ньому, створює запізнення в спрацюванні гідроапаратури.

Пружність рідини залежить від температури і тиску, за яких працює техніка (t до 80°C, P до 35 МПа), вона змінюється незначно. Тому в практичних розрахунках такими незначними змінами нехтують. Об'ємний модуль пружності для робочих рідин перебуває в межах 500 - 2500 МПа, для оливи АМГ-10 становить 1320 МПа, а для турбінної оливи – 1720 МПа.

Температурне розширення робочої рідини характеризується коефіцієнтом температурного розширення β_T , який є відносною зміною об'єму рідини за зміни температури на 1 °C.

Для робочих рідин гідроприводів β_T приймають, як правило, незалежним від температури, а збільшення тиску до 60 МПа зумовлює збільшення β_T на 10 - 20 %.

Коефіцієнт β_T зі зменшенням густини нафтопродуктів від 920 до 700 кг/м³ збільшується від 0,00060 до 0,00082. Для більшості рідин коефіцієнт β_T зменшується зі збільшенням тиску.

Температура застигання (загущення) робочої рідини – це температура, за якої частинки рідини втрачають рухливість без фазових змін і без переходу у тверде тіло.

Температурою спалаху називають температуру, до якої необхідно нагріти рідину, щоб її пара в суміші з повітрям спалахнула при піднесенні полум'я.

В'язкість – властивість робочої рідини чинити опір відносному рухові його шарів при дії зовнішніх сил, тобто вона характеризує внутрішнє тертя рідини. Від в'язкості залежить швидкість руху рідини в зазорах, наявність плівки рідини на поверхнях рухомих деталей, що стикаються, заїдання запірних елементів гідророзподільників, клапанів, їх зношення тощо.

ДО УВАГИ!

В'язкість рідини збільшується за зменшення температури (рис 1.1), а також за збільшення тиску. Найбільш чутливі до зміни в'язкості рідини насоси. За високої в'язкості можливі неповне заповнення всмоктувального трубопроводу і зниження подачі, а за низької в'язкості – різке збільшення втрат (просочування) та інтенсивності зношення деталей.

Марку робочої рідини за в'язкістю вибирають залежно від кліматичної зони і пори року. Взимку необхідно використовувати сорти рідини з меншою в'язкістю.

В розрахунках об'ємного приводу широко використовують кінематичну в'язкість робочої рідини, якою є відношення динамічної в'язкості до густини.

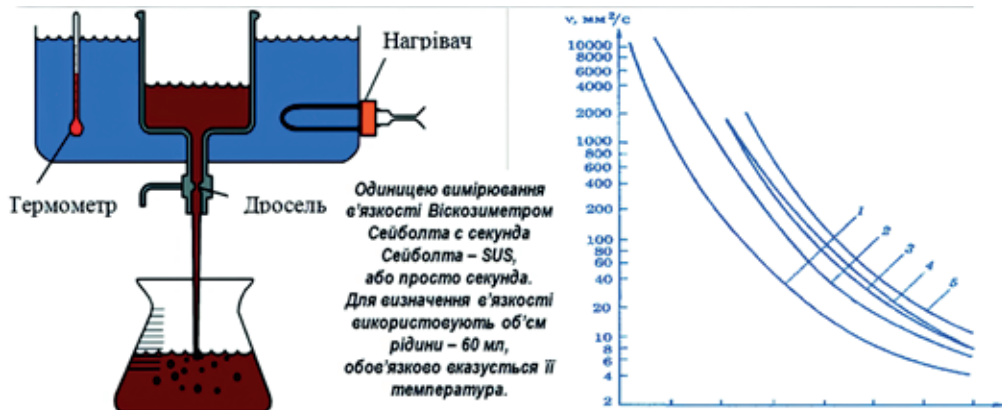
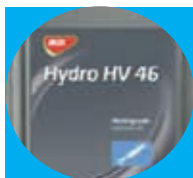


Рис.1.1. Віскозиметр Сейболта і залежність кінематичної в'язкості робочих рідин від температури:

1 – I-12A; 2 – I-30A; 3 – I-40A; 4 – M-8B2, M-8Г2; 5 – M-10B2, M-10Г2

1.2. Класифікація та склад робочих рідин



Враховуючи, що будь-яка машина призначена для певних умов експлуатації, треба використовувати робочі рідини, рекомендовані інструкціями заводу виробника з експлуатації певної машини. Невиконання цих умов може призвести до непередбачуваних несправностей гідроприводу (близько 80%).

Класифікація робочих рідин

Класифікація робочих рідин гідросистем може проводитися відповідно до різних ознак і вимог. Так, класифікація ISO 3448 складається з 18 класів в'язкості. Величина, що характеризує клас в'язкості (від 2 до 1500), вказує кінематичну в'язкість

при 40°C у мм²/с (сСт). Допустиме коливання в'язкості від номінальної – ±10%.

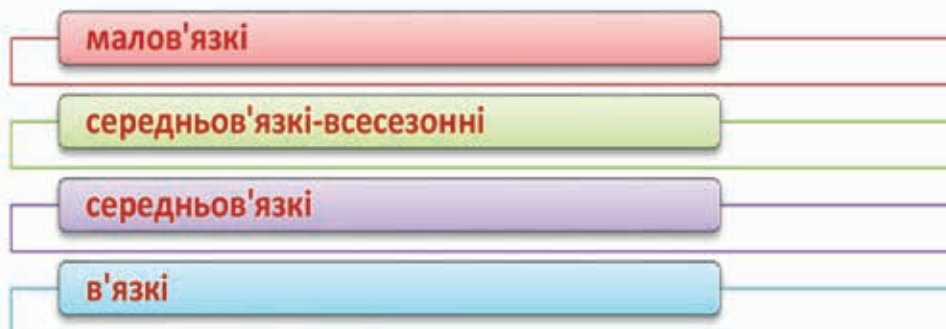
Згідно з ISO 3448 гідравлічні оливи за величиною в'язкості при 40°C поділяються на класи.

Класи в'язкості гідравлічних олив по ISO 3448

Таблиця 1.1

Клас в'язкості	v40, мм ² /с	Клас в'язкості	v40, мм ² /с
2	1,9–2,5	68	61–75
3	3,0–3,5	100	90–110
5	4,0–5,0	150	135–165
7	6,0–8,0	220	198–242
10	9,0–11,0	320	288–352
15	13,0–17,0	460	414–506
22	19,0–25,0	680	612–748
32	29,0–35,0	1000	900–1100
46	41,0–51,0	1500	1350–1650

Умовно всі гідравлічні оливи (їх ще називають рідинами) можна розподілити на 4 групи



До **малов'язких** олив належать такі, що мають значення в'язкості 4–5 мм²/с при 50 °С, при мінус 50 °С – менше 500 мм²/с; при 40 °С відповідна в'язкість для них лежить у межах 6,12–7,48 мм²/с, що відповідає міжнародній класифікації ISO – ISO VG7 (VG – англ. viscosity grade, клас в'язкості). Малов'язкі оливи з класом в'язкості 5 і 7 (ISO VG5 і ISO VG7) експлуатують за низьких температур (наприклад, у північних районах).

До **середньов'язких-всесезонних** гідравлічних олив належать оливи із значенням в'язкості при 50 °С, що дорівнює 10 мм²/с, і при мінус 50 °С – не більше 1500 мм²/с; до середньов'язких сезонного використання – із значенням в'язкості при 50 °С, що дорівнює 15 мм²/с, і при мінус 40 °С – не більше 4000 мм²/с.

До **в'язких** – із значенням в'язкості при 50 °С, що дорівнює 25–30 мм²/с. У кожену групу залежно від значення в'язкості входять декілька класів.

За експлуатаційними властивостями гідравлічні рідини поділяють на три групи: А, Б, В.

До групи А (Н за DIN, НН за стандартом ISO) входять мінеральні оливи, які не містять у своєму складі присадок. Вони знайшли застосування у мало навантаженому обладнанні з насосами поршневого або шестеренного типу, діапазон робочих температур не перевищує +80 °С, а робочий тиск – не вище за 15 МПа.

До групи Б (HL за DIN та ISO) належать оливи з антиоксидними, антикорозійними і протизносними присадками. Вони призначені для середньо навантажених гідросистем з різними насосами, що працюють при тисках до 25 МПа і температурі оливи понад 80 °С.

До групи В (HLP за DIN, HM за стандартом ISO) входять високоочищені рідини з антиокислювальними, протизносними і антикорозійними присадками. Призначені для гідросистем, що працюють при тиску понад 25 МПа і температурі оливи понад 90 °С.

Класифікація гідравлічних олив за експлуатаційними властивостями відповідно до ISO 6074

Таблиця 1.2

ISO	Тип оливи	Класи, передбачені цією категорією	Індекс в'язкості (мінімум)	Рекомендоване застосування
НН	Неінгібована мінеральна олива	10,15,22,32,46,58,100,150	70 – на класи в'язкості 10 і 15 не нормується, визначення обов'язкове	Гідросистеми з шестеренчастими і поршневими насосами, що працюють при тиску до 15 МПа і температурі оливи в об'ємі до 80 °С
HL	Мінеральна олива з інгібіторами окислення та корозії	10,15,22,32,46,58,100,150	90 – на класи в'язкості 10 і 15 не нормується, визначення обов'язкове	Гідросистеми з насосами всіх типів, що працюють при тиску до 25 МПа і температурі оливи в об'ємі не вище 90 °С
HM	Мінеральна олива з інгібіторами окислення, корозії та протизносними присадками	10,15,22,32,46,58,100,150	90 – на класи в'язкості 10 і 15 не нормується, визначення обов'язкове	Гідросистеми з насосами всіх типів, що працюють при тиску понад 25 МПа і температурі оливи в об'ємі більше 90 °С
HV	Як HM, але з покращеними в'язкісно-температурними властивостями	15,22,32,46,68,100	130 – для всіх класів; 120 – для класу 100	Гідросистеми з насосами всіх типів, що працюють при тиску до 25 МПа і температурі оливи в об'ємі більше 90 °С

Відповідно до стандартів DIN та ISO виокремлюється ще одна група олив HLP-V і HV. Матеріали цієї групи містять загусники, що покращують в'язкісно-температурні характеристики.

У складі олив групи HL та HM можуть бути інші присадки. Різні країни та компанії-виробники ча-

сто використовують свою специфікацію гідравлічних олив, наприклад, фірма «BP» (British Petroleum) може мати такі позначення, як «Energol HLP-HM46», де HM – група гідравлічної оливи, цифра 46 – клас в'язкості (значення кінематичної в'язкості при температурі 40 °C у мм²/с).

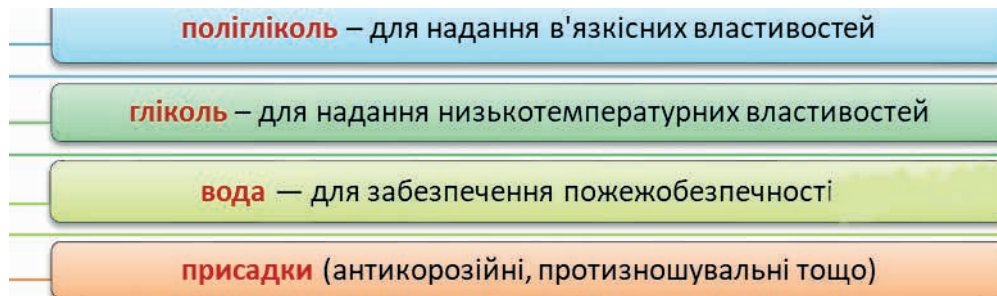
Склад робочих рідин

Як робочі рідини гідроприводів застосовуються **мінеральні, синтетичні і напівсинтетичні оливи**, а також рідини на **силіконовій основі**.

Більшість гідравлічних олив виробляють з нафтової сировини (індустріальні оливи) із введенням до їх складу функціональних присадок (антиокисних, антикорозійних, протизношувальних, протизадирних, антипінних тощо). Для виготовлення гідравлічних олив можуть використовуватись син-

тетичні продукти або суміш мінеральних і синтетичних олив.

Особливого значення набуває використання **пожежобезпечних синтетичних олив** (рідин). До негорючих (вогнестійких) синтетичних олив належать поліалкіленгліколі (ПАГ), а також фторвуглеводні. Тому все більшого розвитку (вивчення і застосування) набувають водно-гліколеві синтетичні рідини, які складаються, переважно, з **таких компонентів**:



Основні характеристики робочих рідин

Таблиця 1.3

Робоча рідина (марка оливи)	Густина, кг/м ³				В'язкість, м ² /с 10-6		Температура, °C		Межа робочих температур, °C
	за температури, °C				застигання		спалахування		
1	2	3	4	5	6	7	8		
Веретенна АУ	876	857	49	12	-45	163	-40 +60		
Трансформаторна	904	884	20	9	-45	135	-30 +90		
Індустріальна:									
I-5A	875	854	12	5					
I-8A	858	838	21	7					
I-12A	868	848	46	13					
I-20A	879	859	84	18	-20	170	0 90		
I-30A	888	869	149	31	-15	180	10 50		
I-40A	891	868	215	40					
I-50A	881	862	269	50	-20	200	10 70		

Робоча рідина (марка оливи)	Густина, кг/м ³				В'язкість, м ² /с 10-6		Температура, °С		Межа робочих температур, °С
	за температури, °С				застигання	спалахування	7		
	2	3	4	5					
1	2	3	4	5	6	7	8		
Циліндрова	916	895	471	40					
МС-14	888	869	672	98,5					
МС-20	894	875	110	15,1					
Індустріальна 20В	909	890	104	23					
Індустріальна VI-4	849	828	11	3,6					
Турбінна:									
T-22	893	874	101	15	-15	180	5 50		
T-30	897	877	159	30					
T-46	920			46	-10	195	10 +50		
Приладова МВП	896	875	34	12	-60	120	-40 +60		
АМГ-10		850	22	10	-70	92	-40 +80		

1.3. Марки олив та їх використання

Згідно з чинними в Україні нормативними документами, мінеральні гідравлічні оливи позначаються часто індексом МГ (від «мінеральна», «гідравлічна»). За призначенням до позначення деяких олив можуть входити інші індекси, такі як «І», «АМ», «Е», наприклад, ІГ – індустріальні, АМГ – для авіаційної техніки, МГЕ – єдині; за технологією одержання – ВМГЗ – загущені тощо. У позначенні гідравлічних олив вказується цифрою значення в'язкості в мм²/с за температури 50 °С (наприклад, АМГ-10, МГЕ-10А, МГП-10) або за температури 40 °С, як прийнято за міжнародними стандартами (наприклад, МГ-15-А, МГ-15-В, МГ-46-В).

Гідравлічна система надійно працює за оптимального значення в'язкості оливи в різних умовах роботи. Недостатня в'язкість оливи не забезпечує належних мастильних властивостей. Крім того, така олива може витікати через ущільнення. Використання оливи для гідросистем з великим значенням в'язкості провокує збільшення гідравлічних втрат і, як наслідок, зменшення ефективності передачі енергії гідроприводу.

ДО УВАГИ!

Обираючи оливи для гідравлічних систем, враховують не тільки клас в'язкості (середнє значення в'язкості за 40 °С), а також значення в'язкості за робочих температур, які можуть сягати 70...120 °С, і робочі тиски в системі. За збільшення тиску до 40 МПа в'язкість робочої рідини іноді може збільшуватись удвічі і більше.

МГ-22-А (І-20А), а також **І-30, І-40А, І-50А** – використовують у гідравлічних системах промислового обладнання, будівельних, дорожніх та інших машин, що працюють на відкритому повітрі. Значення в'язкості оливи вибирають залежно від навантаження та швидкості руху: що більше навантаження і менша швидкість руху, то більше значення в'язкості оливи.

МГ-32-А (ЕШ) – використовують у гідросистемах «крокуючих» екскаваторів та іншої техніки, що працюють за температур від мінус 40–45 °С до плюс 80–100 °С при тисках до 15 МПа.

МГ-15-Б (АМГ-10) – загущена олива, яка використовується для гідравлічних систем в авіації та наземній техніці, що працюють за температур від мінус 60 °С до плюс 55 °С.

МГ-22-Б (АУП) – може використовуватись аналогічно до оливи І-20А, містить антикорозійні та протіокисні присадки.

МГ-46-Б (МГ-30) – використовують у середній кліматичній зоні як літню оливу в гідравлічних системах будівельних, дорожніх, підйомно-транспортних машин та механізмів, що працюють на відкритому повітрі. Має невисокі протизношувальні властивості.

МГ-46-В (МГ-30у, МГЕ-46В) – використовують у гідравлічних системах дорожньо-будівельної, меліоративної та іншої техніки, що працюють при високих тисках, в інтервалі температур від мінус 10 °С до плюс 80 °С; гідроприводах з аксіально-поршневими машинами.

МГ-15-В(с) (ВМГЗ) – загущена олива з комплексом присадок, використовують взимку для гідравлічних систем, гідроправління дорожньо-будівельних, підйомно-транспортних та інших машин і механізмів, що працюють на відкритому повітрі в середній кліматичній зоні.

МГ-15-В (МГЕ-10А) – загущена олива з комплексом присадок, використовують у гідравліч-

них системах машин і механізмів, що працюють за температур від мінус 60–65 °С до плюс 70–75 °С (температури 35–50 °С є оптимальними).

МГ-46-В (МГЕ-46) – використовують у гідравлічних системах дорожньо-будівельної, сільськогосподарської та іншої техніки при тисках до 35 МПа за температур від мінус 20 °С до плюс 80° С; містить комплекс присадок, має високі протизношувальні властивості.



Правило взаємозамінності гідравлічних олив таке ж, як і для попередніх олив, наприклад, олива групи Б замінюється оливою групи В однакового класу в'язкості, тобто олива нижчої групи замінюється оливою вищої за якістю групи.

Як універсальна трансмісійно-гідравлічна олива може використовуватись олива МГТ для гідромеханічних передач автомобілів та іншої техніки, що працює в інтервалі температур від мінус 50° С до плюс 50 °С. Її можуть застосовувати як універсальну трансмісійно-гідравлічну оливу у важких умовах роботи тракторів та техніки на їх базі.

Використання робочих рідин

Таблиця 1.4

Галузь використання	Рекомендовані робочі рідини
Сільськогосподарська техніка (трактори, сільськогосподарські машини)	М-10В2, М-10Г2, М-8В2, М-8Г2, МГЕ-46В, ЕШ, А, І-20А, І-30А, ВМГЗ
Металорізальні верстати, промислові роботи, гнучкі виробничі системи	Індустріальна І (ІГП), веретенна АУ, Турбінні Т22, Т30
Гірничодобувні машини	Індустріальні, трансформаторне, водооливові емульсії
Турбіни	Турбінні Т22, Т30, Т46 та з присадками Тп-22, Тп-30, Тп-46
Будівельно-дорожні машини	Індустріальні І-12А, І-20А, І-40А; трансформаторна; АУП
Ковальське пресове обладнання	Циліндрова, водослизові емульсії
Гідравлічне суднове обладнання	АУП, МВП, 132-10, АМГ-10
Авіаційні гідросистеми	АМГ-0,7-50С-3

1.4. Основні фізичні параметри робочих рідин

Газоповітряні складові робочої рідини можуть бути як в розчиненому, так і в нерозчиненому стані у вигляді бульбашок. Розчинений у рідині газ призводить до інтенсивного її окислення, руйнування гумових деталей гідропристроїв гідроприводу. Розчинність газу у рідині залежить від тиску, температури і типів рідини та газу. Крім того, вона залежить від величини поверхні поділу і за інтенсивного перемішування (наприклад, незатопленим струменем під час зливу у бак) насичення рідини газом різко збільшується. Нерозчинений газ перебуває в механічній суміші з рідиною. Розміри бульбашок газу – 0,4 – 0,8 мкм. У рідині працюючого гідроприводу міститься 0,5 – 5 % пухирців нерозчиненого газу, а іноді до 12 – 15 %. Нерозчинені газоповітряні складові у рідині зумовлюють збільшення її стискання, порушення безперервності потоку та зменшення змащувальної властивості. Загалом газоповітряні складові робочої рідини знижують її в'язкість і в багатьох випадках можуть повністю порушити роботу гідроприводу.



Піноутворення – це виділення газу із рідини і утворення стійкої суміші рідини з газом – піни. На інтенсивність піноутворення впливає вода, що міститься в рідині, навіть у незначній кількості (0,1 %).

Піна – одна з причин шуму в роботі гідроприводів, зменшення об'ємного коефіцієнта корисної дії насоса та повільної роботи гідроприводу.

Забруднення робочої рідини твердими домішками, водою, смолами і бактеріями відбувається в процесі роботи гідроприводу, зберігання та її транспортування. Спостереження дослідників свідчать, що із 100 аварійних ситуацій у гідроприводах 90 випадків відбуваються внаслідок забруднення робочої рідини.

Як свідчать дослідження, на надійність роботи гідроприводів насамперед впливають частинки домішок певних розмірів. Встановлено 19 класів чистоти рідини, кожному із яких відповідає наявність певної кількості частинок різного діаметра в 100 см³ робочої рідини. В гідроприводах ДБМ необхідно забезпечити чистоту рідини не нижче 10-го класу для гідроприводів ведучих коліс самохідних машин і 15 – 20 класів – для інших гідроприводів (див. табл.).

Отже, треба застосовувати робочі рідини, рекомендовані тільки для певного гідроприводу і в про-

цесі експлуатації підтримувати їх чистоту.

Хімічна і механічна стійкість характеризує здатність рідини зберігати свої вихідні властивості під час експлуатації та зберігання.

Під час роботи гідроприводу відбувається окислення рідини, що супроводжується випаданням із неї смол і шлаків, відкладанням на поверхнях гідропристроїв тонкого твердого нальоту, зниженням в'язкості і зміною кольору рідини. Продукти окислення, маючи кислотні властивості, спричиняють корозію металів і знижують надійність роботи гідропристроїв. Інтенсивність окислення підвищується з підвищенням температури рідини на поверхні контакту її з повітрям, а також з підвищенням вмісту в рідині розчиненого повітря, механічних домішок та води.

На окислення робочих рідин також впливають конструкційні матеріали, з яких виготовлені гідропристрої і з якими рідина стикається. Так, у гідроприводах з трубопроводами із міді окислення рідини в одних і тих самих умовах відбувається швидше, ніж у гідроприводах і з трубопроводами зі сталі.

Окислення робочої рідини характеризується кислотним числом, тобто кількістю гідрату окису калію в геліограмах, яка необхідна для нейтралізації одного грама рідини. Кислотне число менше одиниці вважається нормальним показником експлуатації робочої рідини, а високе кислотне число – наслідок недостатнього очищення рідини.

Механічна стійкість характеризується стабільністю в'язкості робочої рідини при дії на неї високих тисків. Багаторазова дія високого тиску зменшує в'язкість рідини. Для гідроприводів зміна в'язкості допускається в межах 25 – 50 % від вихідної.

Сумісність робочої рідини з конструкційними матеріалами і особливо з матеріалами ущільнень має велике значення. Робочі рідини на нафтовій основі сумісні з усіма металами, які використовують у гідромашинобудуванні, і погано сумісні з ущільненнями, виготовленими із синтетичної гуми, шкіри. Синтетичні робочі рідини погано сумісні з деякими конструкційними матеріалами і несумісні з ущільненнями із олиvistийкої групи.

Кавітація виявляється в насосах, клапанах, дроселях, особливо у вхідному трубопроводі насосів. Звісно, таке явище небажане. Кавітація порушує нормальний режим роботи гідроприводу, може вивести із ладу гідропристрої, а також зменшує коефіцієнт корисної дії гідроприводу. Основним засобом запобігання кавітації є підвищення тиску в гідроприводі.

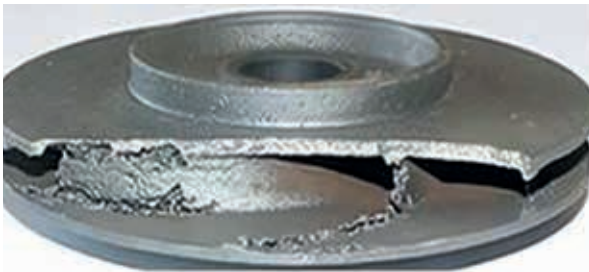


Кавітація (рис. 1.2) – процес порушення суцільності робочої рідини, зумовлений локальним падінням (змінною) тиску. При цьому в зоні падіння тиску збільшуються або виникають нові газові бульбашки з наступним їх руйнуванням (конденсацією) в зоні високого тиску. Процес супроводжується місцевими гідравлічними ударами, що призводять до появи шуму, вібрації, значних втрат енергії, а також до ерозії проточних частин гідроприсроїв.

Шестеренний насос.
Кавітація



а



б

Рис.1.2. Кавітаційне пошкодження:
а – пластини клапана аксіально-поршневого гідронасоса;
б – робочого колеса відцентрового насоса

Відцентровий насос.
Кавітація



Облітерація (рис. 1.3) – явище, внаслідок якого під час руху робочої рідини капілярними каналами зменшується їх поперечний переріз. Облітерація зумовлюється осадом поляризованих молекул рідини і твердих частинок на поверхні капіляра. Залежно від тиску, хімічних і фізичних властивостей рідини і стінок капіляра може утворюватися шар завтовшки 0,05 – 10 мкм.



Рис.1.3. Явище облітерації

При розмірах капіляра чи щілини, наближених до товщини такого шару, може статися повне зарощення поперечного перерізу, через що різко зростають сили, необхідні для переміщення запірних елементів розподільників, зменшується чутливість систем стеження тощо.



Одним із методів усунення облітерації є надання запірному елементові розподільника зворотно-поступального або кутового переміщення з великою частотою і малою (в декілька мікрометрів) амплітудою.



Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення поняттю «робоча рідина».
2. Назвіть вимоги до робочих рідин.
3. Класифікація робочих рідин.
4. Назвіть склад робочих рідин.
5. Маркування та використання гідравлічних олиф.
6. Основні фізичні параметри робочих рідин.



РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ

- 2.1. Поняття гідроприводу.
- 2.2. Класифікація гідроприводів.
- 2.3. Переваги, недоліки та застосування гідроприводів.
- 2.4. Терміни і визначення основних гідропристроїв об'ємного гідроприводу.
- 2.5. Аналогія об'ємної гідропередачі з механічною, пневматичною та електричною.
- 2.6. Принцип дії об'ємних і динамічних гідромашин та їх класифікація.

2.1. Поняття гідроприводу

Будь-яка дорожньо-будівельна, землерийна чи меліоративна машина має робочі (виконавчі) органи та їх привод. Структурна схема приводу включає двигун і передачу (трансмісію) до виконавчого органу. Передача енергії від двигуна може бути механічною, електричною, пневматичною та гідравлічною (рис. 2.1). У кожній передачі своє робоче тіло: в механічній – пас, ланцюг, шестерні; в електричній – електричний струм; у пневматичній – повітря (газ); у гідравлічній – робоча рідина (олива).

Віддати перевагу тому чи іншому приводу машин однозначно не можна. Тут потрібно враховувати вимоги, поставлені перед виконавчим органом, надійність і вартість елементів приводу, властивості робочого тіла, потужність двигуна та ін.

Гідропривод (рис. 2.2) – це сукупність гідропристроїв (гідромашин, гідроапаратів, гідропосудин і гідропроводів), призначених для передачі механічної енергії від привідного двигуна (дизеля) до виконавчого органу машини (ковша, відвала, вальців та ін.) і перетворення руху (обертального на поступальний та ін.) за допомогою робочої рідини.

Гідропривод – це привод, до складу якого входить гідравлічний механізм з одним чи більше об'ємними гідродвигунами, призначений для передавання, керування та розподілення енергії робочою рідиною під тиском. Гідропривод, що складається з гідравлічної апаратури та гідроліній, використовується для приведення в дію робочих органів машин та механізмів за допомогою потенціальної енергії рідини, що перебуває під тиском. При цьому енергія передається за допомогою переміщення окремих об'ємів рідини.

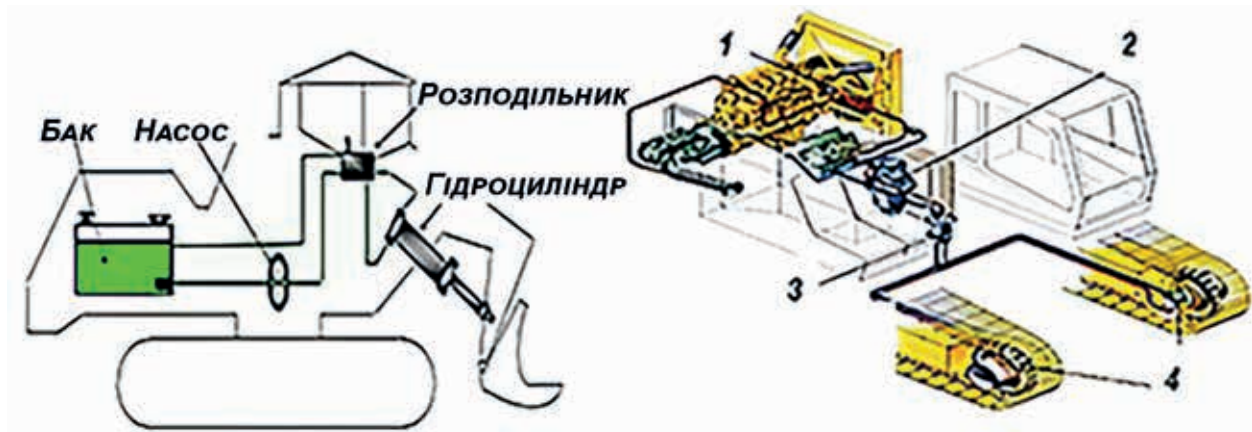


Рис. 2.1. Передача енергії до виконавчих механізмів за допомогою рідини:

1 – насос; 2 – гідродвигун приводу поворотної платформи;

3 – розподільний механізм; 4 – гідродвигун ходу

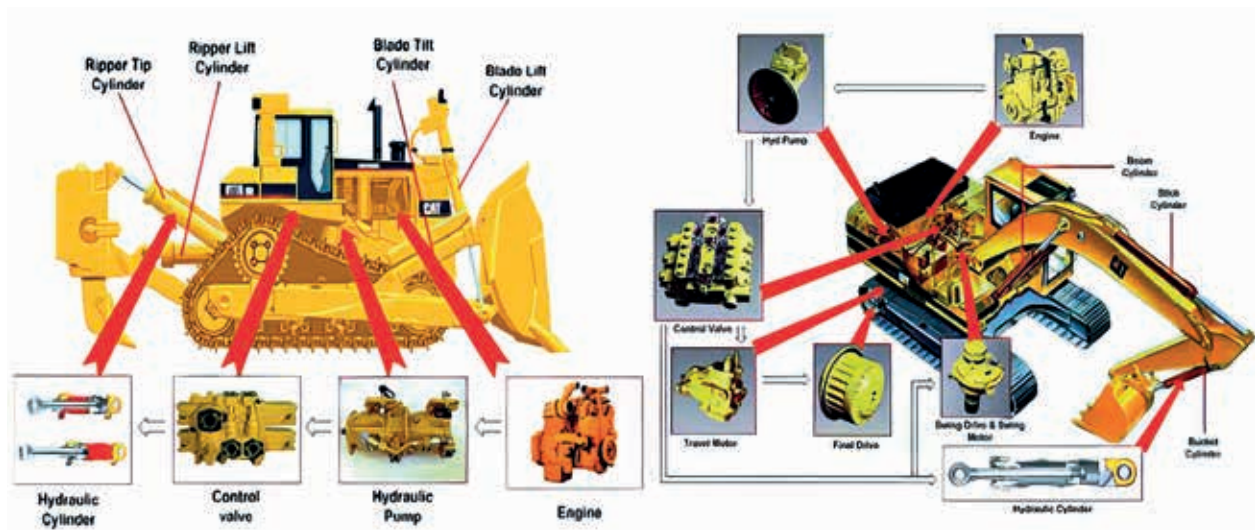


Рис. 2.2. Застосування гідروприводу в сучасних землерийних машинах Caterpillar

Анімація роботи
гідравлічного екскаватора
Cat 336E H



Гідропривод є свого роду «гідравлічною вставкою» між приводним двигуном і навантаженням (машиною або механізмом) та виконує ті ж функції, що і механічні передачі (редуктор, пасова передача, кривошипний механізм тощо).

Базовими елементами гідроприводу є гідромашини (енергоперетворювачі): насос і гідравлічний двигун. Насос є джерелом гідравлічної енергії, а гідродвигун – її споживачем, тобто перетворює гідравлічну енергію в механічну.

Управління рухом вихідних ланок гідродвигунів здійснюється або за допомогою регульовальної гідроапаратури: дроселів, гідророзподільників, клапанів тощо, або шляхом регулювання самого гідродвигуна та/чи насоса.

Також обов'язковою складовою частиною гідроприводу є гідролінії – жорсткі та гнучкі трубопроводи, якими рідина під тиском переміщається у гідросистемі.

Для підтримання роботи гідроприводу у переважній більшості гідросистем встановлюється допоміжна апаратура: оливні фільтри, системи охолодження, гідроакумулятори, гідробаки та ін.

Гідросистема – це сукупність гідропрстроїв, що входять до складу об'ємного гідроприводу.

Для контролю за роботою гідроприводу використовують контрольно-вимірювальні прилади: манометри, витратоміри, термометри тощо.

Анімація роботи
гідравлічної системи



2.2. Класифікація гідроприводів

За принципом роботи гідроприводи поділяють на:

об'ємні
(гідростатичні)

гідродинамічні

змішані



У об'ємних гідроприводах використовується потенційна енергія тиску робочої рідини

Основою об'ємного гідроприводу є **об'ємна гідропередача** – частина насосного гідроприводу, призначена для передачі руху від привідного двигуна до виконавчого органу машини.

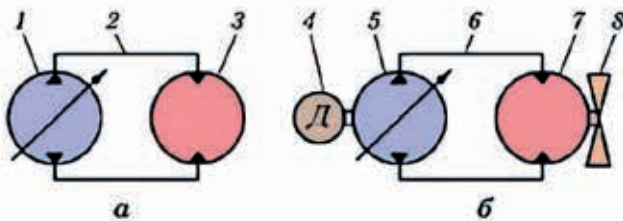


Рис. 2.3. Схема об'ємної гідропередачі а і об'ємного гідроприводу б.

1, 5 – регульований реверсивний насос; 2, 6 – гідролінії; 3, 7 – реверсивний гідродвигун; 4 – двигун приводу насоса; 8 – виконавчий механізм (робочий орган)

Основою гідродинамічного приводу є **гідродинамічна передача** (гідромуфта, гідротрансформатор). Вона має лопатевий (відцентровий) насос і гідродвигун (турбіну). Вал робочого колеса насоса з'єднано з валом привідного двигуна (наприклад, дизеля), а вал турбіни – з виконавчим органом (наприклад, ведучими колесами машини).

У гідродинамічних приводах використовується переважно кінетична енергія потоку рідини



Принцип роботи
гідростатики в спецтехніці



Як працює
гідротрансформатор

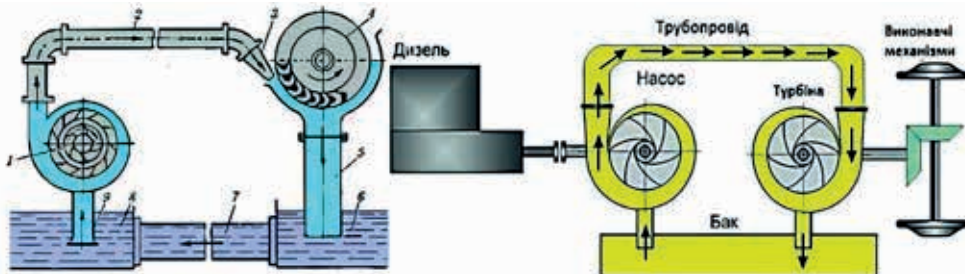


Рис. 2.4. Схема гідродинамічної передачі та її використання в приводах машин: 1 – насос; 2, 5, 7 і 9 – трубопроводи; 3 – спрямовуючий апарат; 4 – гідротурбіна; 6 і 8 – баки

У змішаних гідроприводах поєднуються властивості перших двох видів.

За **характером руху вихідної ланки** гідродвигуна гідравлічні приводи поділяють на:

- гідроприводи обертального руху (гідродвигуном служить гідромотор);
- гідроприводи поступального руху (гідродвигуном служить у переважній більшості гідроциліндр);

• гідроприводи поворотного руху (гідродвигуном служить поворотний гідродвигун).

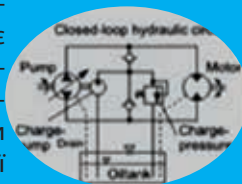
За **схемою циркуляції рідини** у приводі:

- гідропривод із замкнутою схемою циркуляції, у якому робоча рідина від гідродвигуна одразу повертається у всмоктувальну гідролінію насоса;
- гідропривод з розімкнутою системою циркуляції, у якому робоча рідина знаходиться у гідробаку і постійно контактує з атмосферою.



Рис. 2.5. Гідродвигуни обертального поступального і поворотного руху: а – гідромотори; б – гідроциліндри; в – поворотні гідродвигуни

Гідропривод із замкнутою циркуляцією робочої рідини компактний, має невелику масу і допускає велику частоту обертання ротора насоса без небезпеки виникнення кавітації, оскільки в такій системі у всмоктувальній лінії тиск завжди вищий за атмосферний. До недоліків слід віднести погані умови для охолодження робочої рідини, а також необхідність зливу робочої рідини та заповнення гідросистеми під час заміни або ремонту гідроапаратури.



Переваги розімкненої схеми – хороші умови для охолодження і очищення робочої рідини, що допускаються (за умов безкавітаційної роботи насоса), у всмоктувальному трубопроводі.



За **можливостями і видом регулювання** гідропривод може бути нерегульованим і регульованим, останній у свою чергу буває:

- об'ємного регулювання;
- дросельного регулювання;
- комбінованого регулювання.

За **задачами регулювання** гідроприводи бувають:

- стабілізаційні;
- слідкувальної дії;
- програмного керування.

Дросельне регулювання: цей спосіб базується на відводі частини рідини у спеціальний канал (регульований дросель), для того, щоб рідина не виконувала корисної роботи.

Об'ємне регулювання: в основі цього способу лежить розширення робочого об'єму насоса або гідродвигуна.

Комбіноване регулювання: на відміну від дросельного регулювання тиск підтримується за рахунок зміни подачі регульованого насоса, а не зливання робочої рідини.

2.3. Переваги, недоліки та застосування гідроприводів

Переваги гідроприводів

Значне поширення гідроприводів у різних галузях зумовлюється низкою істотних переваг, до яких у першу чергу належать:

- можливість одержання великих сил та обертових моментів за порівняно малих розмірів та маси гідродвигунів;
- передача великих потужностей за малої маси гідроприводу;
- плавність рухів вихідних ланок;

- можливість безступінчастого регулювання швидкості у широкому діапазоні;
- мала інерційність;
- простота керування та автоматизації;
- висока експлуатаційна надійність та стійкість до перевантажень;
- простота реалізації основних видів рухів: обертового, зворотно-поступального і зворотно-поворотного.

Недоліки гідроприводів

За незаперечних високих якостей гідравлічного приводу слід відзначити і властиві йому недоліки:

- гідроприводи поступаються електричним у відстані транспортування енергії від джерела до споживача та швидкості передачі командних сигналів;

- у гідроприводах актуальним є питанням забезпечення герметичності порожнин, що знаходяться під тиском;
- чутливість до в'язкості робочої рідини, котра у свою чергу залежить від температури;
- нижчий к.к.д. у порівнянні з механічними передачами у приводах.

Застосування гідроприводів

Гідропривод застосовується на транспортних, сільськогосподарських, дорожньо-будівельних, меліоративних, вантажопідйомних, кар'єрних та інших машинах, в нафтовидобувному обладнанні (гідропоршневі глибинні насосні установки, гідрокачалки, бурові установки тощо), гірничому машинобудуванні (прохідницькі та вугільні комбайни, щити для прокладання тунелів, механізоване кріплення гірничих лав та ін.).

Верстатобудівна галузь належить до тих галузей, де гідравлічні приводи використовуються традиційно, а саме: у металорізальних верстатах та ковальсько-пресовому обладнанні гідроприводу.

Вод використовується для здійснення як головних, так і допоміжних рухів і приводу робочих органів технологічних машин та роботів-маніпуляторів, затискних, фіксуєчих, транспортних пристроїв.

Система гідростатичного приводу Linde



2.4. Терміни і визначення основних гідроприводів об'ємного гідроприводу

Об'ємні гідромашини – це об'ємні насоси і гідродвигуни.

Об'ємні насоси (шестеренні, поршневі, планетарні й ін.) – джерела гідравлічної енергії. Вони перетворюють механічну енергію привідного двигуна (наприклад, дизеля) на потенційну енергію потоку робочої рідини.

Об'ємні гідродвигуни (гідроциліндри, гідро-

мотори та ін.) – споживачі гідравлічної енергії. Вони перетворюють потенціальну енергію потоку робочої рідини на механічну на їх вихідній ланці (шток поршня, вал гідромотора).

Гідроапарати – це гідророзподільники, клапани, дроселі, регулятори тощо. Вони змінюють параметри потоку робочої рідини (тиск, витрату, напрям руху) або підтримують їх задані значення.

Кондиціонери – підтримують необхідні якісні показники і стан робочої рідини. До кондиціонерів відносять фільтри, охолоджувачі і підігрівачі, сапуни тощо.

Гідропосудини (гідроємності) – забезпечують живлення гідроприводу робочою рідиною (гідроба-

ки) та акумулювання і повернення енергії робочій рідині, що знаходиться під тиском (гідроакумулятори).

Гідролінії (гідропроводи) – металеві трубопроводи, рукави, канали для всмоктування, нагнітання, зливу та дренажу робочої рідини.

2.5. Аналогія об'ємної гідропередачі з механічною, пневматичною та електричною

Механізм передачі енергії в об'ємній гідропередачі можна порівняти з кульковою механічною передачею.

Ведуча зірочка 1 (рис. 2.6), обертаючись, своїми зубцями виштовхує кульки 3 в кулькопровід 2. Кульки, натискаючи одна на одну, потрапляють у впадини веденої зірочки 4 і провертають її. Витиснені кульки спрямовуються до впадин ведучої зірочки. Така передача працюватиме надійно, якщо кульки (робоче тіло) не деформуються і зазор між ними практично відсутній.

Якщо кількість зубців ведучої і веденої зірочок однакова, то частота їх обертання також буде однаковою. При збільшенні числа зубців ведучої зірочки, наприклад, вдвічі частота обертання веденої зірочки також збільшиться вдвічі.

Аналогічний механізм передачі енергії і в об'ємній гідропередачі із замкнутою циркуляцією рідини. Рідина, що нагнітається насосом по гідролінії в гідродвигун, завдяки тиску приводить в обертальний рух робочий комплект гідромотора. Останній витісняє рідину в насос.

В гідропередачі робочим тілом є рідина, від якості якої залежить надійність роботи. Наприклад, якщо в систему потрапить повітря, то гідропередача працюватиме нестабільно або й зовсім не працюватиме (так само, як і в кульковій передачі одна кулька буде гумова).

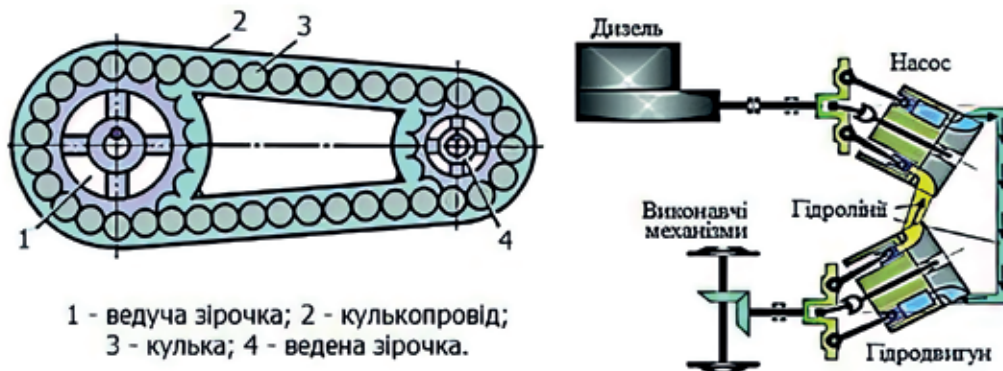
Якщо робочі об'єми насоса і гідромотора будуть однакові, то передатне число дорівнюватиме одиниці і частота обертання валів цих гідромашин буде однаковою (за відсутності втрат рідини). Коли виникає потреба збільшити частоту обертання вала гідромотора, наприклад, в два рази, то треба підібрати насос, робочий об'єм якого був би вдвічі більшим за робочий об'єм гідромотора.

Механізм передачі енергії в пневматичній і електричній передачах також аналогічний об'ємній гідропередачі, наприклад, компресор – ресивер – пневмогідроциліндр гальм; електрогенератор – електродвигун. Відмінність у цих передачах – робоче тіло (рідина, повітря, електричний струм).

Порівняння силових характеристик гідропередач та електропередач показує аналогію між тиском рідини і напругою струму, а також між витратою рідини і силою струму. Це дає можливість описати різні за своєю природою передачі одними і тими ж за структурою рівняннями руху.



Гідростатична трансмісія



1 - ведуча зірочка; 2 - кулькопровід;
3 - кулька; 4 - ведена зірочка.

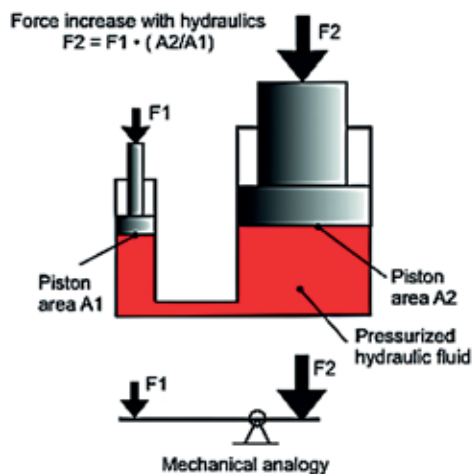
Рис. 2.6. Схема кулькової та об'ємної гідропередачі із замкнутою циркуляцією рідини

**Гідравліка.
Сили та рух**



ДО УВАГИ!

Принцип дії об'ємного гідроприводу ґрунтується на високому модулі пружності (незначному стисканні) робочої рідини і на законі Паскаля.



Torque increase with hydraulics
 $T_{motor} = (V_{motor}/V_{pump}) \cdot T_{pump}$

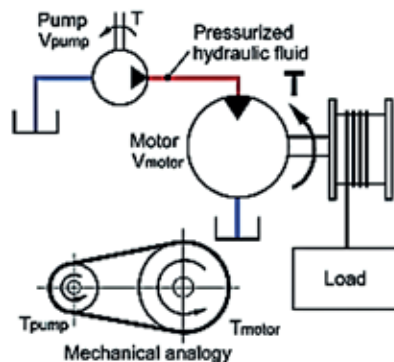


Рис. 2.7. Аналогії функцій гідравлічних та механічних приводів

Тиск та витрата рідини є головними параметрами, що характеризують роботу гідроприводу.

Одиниці вимірювання тиску

Таблиця 2.1

	Паскаль	Бар (bar, бар)	Н/мм ²	кгс/м ²	Технічна атмосфера (at, ат)	Фізична атмосфера (atm, атм)	Міліметр ртутного стовпа (mmHg, мм рт.ст., torr)	Фунт-сила на квадратний дюйм (psi)
1 Па (Н/м ²)=	1	10 ⁻⁵	10 ⁻⁶	0,102	0,102·10 ⁻⁴	0,987·10 ⁻⁵	0,0075	145,038·10 ⁻⁶
1 бар=	100000	1	0,1	10197	1,02	0,987	750	14,5038
1 Н/мм ² =	106	10	1	1,02·10 ⁵	10,2	9,87	7500	145,038
1 кгс/м ² =	9,81	9,81·10 ⁻⁵	9,81·10 ⁻⁶	1	10 ⁻⁴	0,968·10 ⁻⁴	0,0736	14,223·10 ⁻⁴
1 технічна атмосфера= 1 кгс/см ² =	98100	0,981	0,0981	10000	1	0,968	736	14,223
1 фізична атмосфера= (760 торр)=	101325	1,013	0,1013	10330	1,033	1	760	14,696
1 торр= 1 мм рт.ст.=	133	0,00133	1,33·10 ⁻⁴	13,6	0,00132	0,00132	1	19,3367·10 ⁻³
1psi	6894,76	68,9476·10 ⁻³	68,9476·10 ⁻⁴	702,99	70,307·10 ⁻³	68,046·10 ⁻³	51,7151	1

За одиницю витрати в Міжнародній системі прийнято м³/с. Разом з тим застосовують позасистемну одиницю – літр за хвилину (л/хв). При цьому 1 м³/с = 60 000 л/хв.

За одиницю потужності прийнято кіловат (кВт)

$$N = \frac{QP}{61,2}, \quad (\text{кВт})$$

де Q – витрата рідини, л/хв;

P – тиск рідини, МПа.

У літературі зустрічається одиниця вимірювання потужності – кінська сила (к.с.)

1 к.с. = 0,736 кВт, 1 кВт = 1,36 к.с.

2.6. Принцип дії динамічних і об'ємних гідромашин та їх класифікація



Усі насоси за принципом дії та за конструктивними особливостями поділяють на динамічні та об'ємні.

Динамічні насоси – це насоси, в яких рідина під впливом гідродинамічних сил переміщається в камері, що постійно сполучена з вхідним і вихідним патрубками насоса.

Лопатевими насоси називають тому, що основним їх елементом є робоче колесо із закріпленими на ньому лопатями. Принцип дії лопатевих насосів заснований на силевій взаємодії лопаті з обтікаючим її потоком рідини. Залежно від форми робочих коліс і характеру протікання в них рідини лопатеві насоси в свою чергу підрозділяють на відцентрові та осьові.

Найпоширенішими із динамічних гідромашин є відцентрові лопатеві насоси. Відцентрові насоси призначені для транспортування рідин шляхом перетворення кінетичної енергії обертання в гідродинамічну енергію потоку рідини. Обертальна енергія, як правило, передається від двигуна або електро-двигуна.

Анімація роботи самовсмоктувального відцентрового насоса



Схема відцентрового лопатевого насоса показана на рис. 2.8. Головною частиною насоса є робоче колесо 2, яке складається з фасонних дисків „а” і „б”, з’єднаних між собою профільованими лопатками „в”. Диски і лопатки утворюють проточну камеру насоса. Рідина з усмоктувального патрубку 1 надходить в центральну частину робочого колеса 2. Під дією відцентрових сил, що виникають в результаті силової

дії лопаток колеса на рідину, вона переміщується в міжлопатеких каналах від центра до периферії і потрапляє в спіральний відвід 3, з якого подається в напірний патрубок 4 і далі в напірний трубопровід. Спіральний відвід призначений не тільки для уловлювання рідини, що виходить з робочого колеса, але і для часткового перетворення її кінетичної енергії в потенціальну енергію тиску.

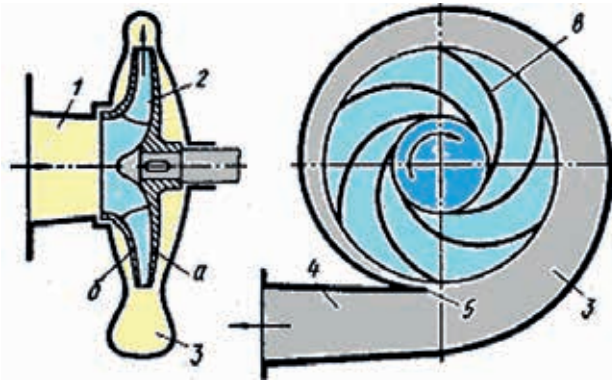


Рис. 2.8. Схема відцентрового насоса консольного типу:

1 – підвід рідини; 2 – робоче колесо (а – ведучий диск, б – ведений диск, в – лопатки колеса); 3 – спіральний відвід; 4 – напірний патрубок; 5 – кромка спірального відводу

Як працює
відцентровий насос?



Робота багатоступневих
насосів



За **кількістю ступенів** відцентрові насоси бувають одноступеневі та багатоступеневі, а за **тиском** – нормального тиску, високого тиску і комбіновані.

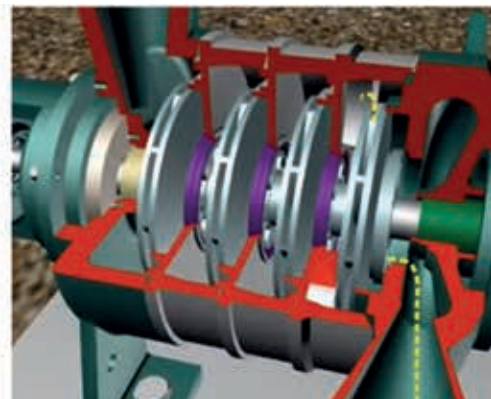
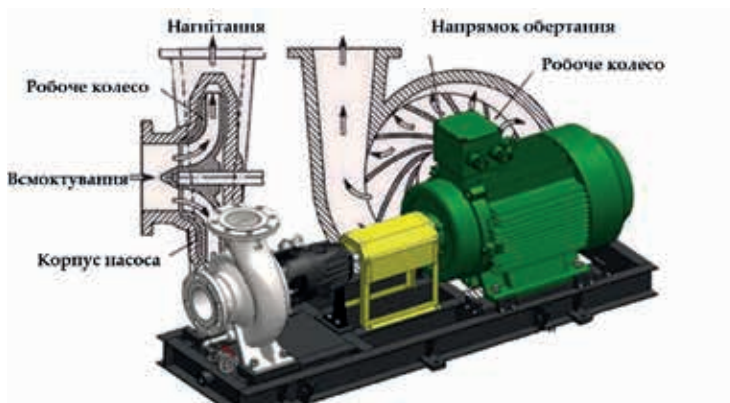


Рис. 2.9. Відцентрові насоси: а – одноступеневий, б – багатоступеневий

У **насосах тертя** рідина переміщається за рахунок сил тертя. До насосів цього типу відносять: **вихрові, дискові та гідрострумінні**.



Рис. 2.10. Насоси тертя:
а – вихровий, б – дисковий; в – гідрострумінний

Робота **інерційних (вібраційних) насосів** базується на збудженні в рідині коливань, що сприяють її руху. Конструкція всіх вібраційних насосів є однотипною. Насос складається з електромагніту, вібратора, поміщених в корпус.

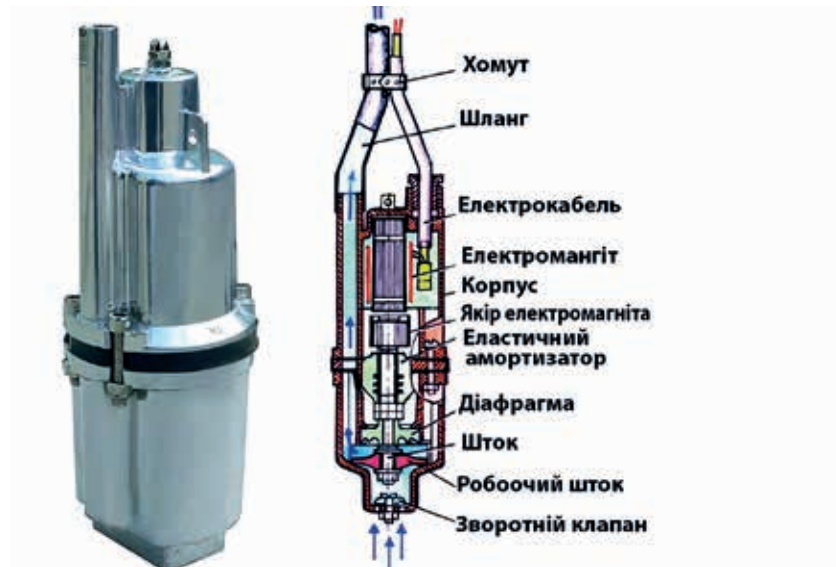


Рис. 2.11. Вібраційний насос

Об'ємні гідромашини перетворюють механічну енергію на потенціальну енергію стисненої рідини (або навпаки) в процесі поперемінного заповнення рідиною камер і витиснення її із цих камер.

За призначенням об'ємні гідромашини поділяють на об'ємні насоси, гідродвигуни та насоси-мотори.

Об'ємні насоси і гідромотори поділяють за такими ознаками:

За принципом дії:

- **нерегульовані** (з постійним робочим об'ємом);

- **регульовані;**
- **реверсивні і нереверсивні** – з одним і двома напрямками потоку робочої рідини.

За конструкцією:

- **одно-, дво- і багаторазової дії** (залежить від кількості циклів за один оберт вала);
- **шестеренні, пластинчасті, гвинтові, поршневі (радіально-поршневі, аксіально-поршневі, рядні), планетарні.**

Класифікують насоси і гідромотори за схемами А або Б (рис. 2.12).

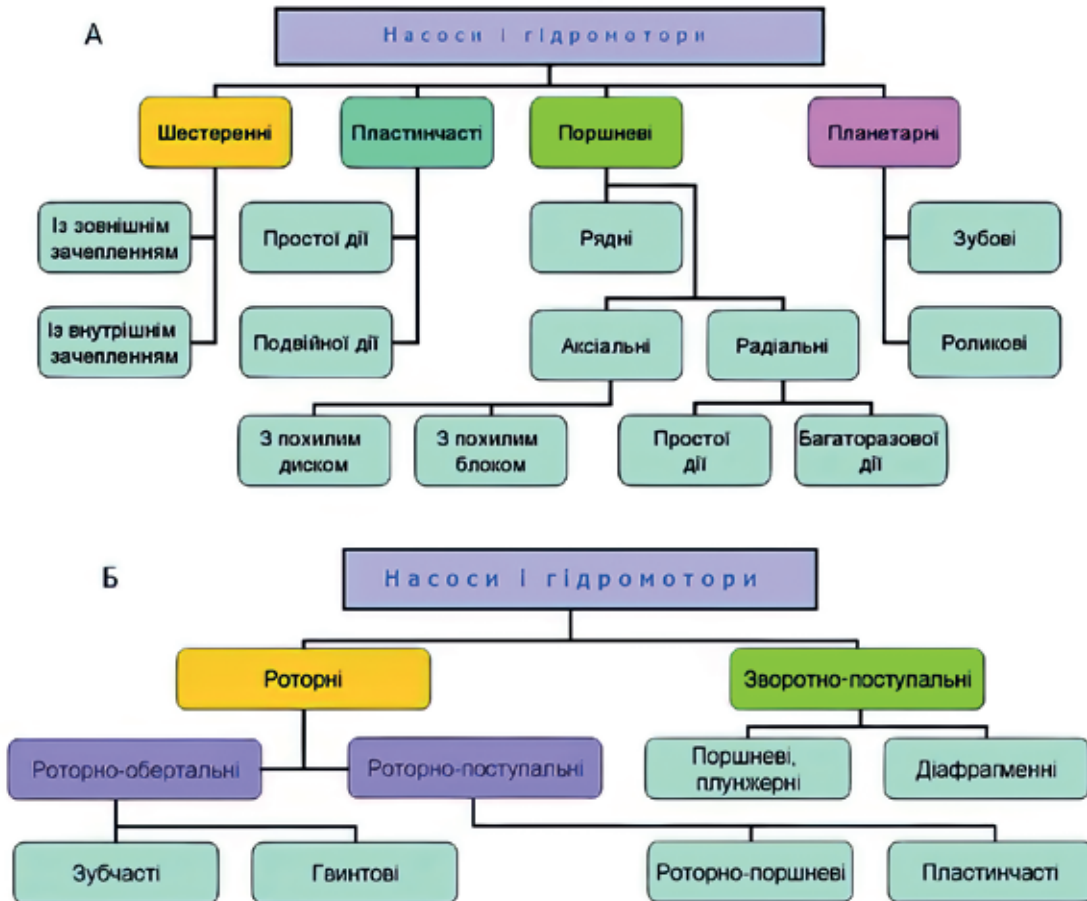


Рис. 2.12. Класифікація насосів і гідромоторів



Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під поняттям «гідропривод»?
2. Чим відрізняється об'ємна гідропередача від об'ємного гідроприводу?
3. В чому полягає аналогія об'ємної гідропередачі з механічною, пневматичною та електричною ?
4. Вкажіть класифікацію гідроприводів.
5. Назвіть переваги і недоліки гідроприводу.
6. Назвіть одиниці вимірювання тиску, подачі (витрати) та потужності об'ємного гідроприводу.
7. Вкажіть класифікацію динамічних насосів.
8. Вкажіть класифікацію об'ємних насосів і гідромоторів.

РОЗДІЛ 3. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ



3.1. Загальні відомості, визначення основних параметрів об'ємних гідромашин та їх застосування у системах гідроприводів.

3.2. Поршневі, плунжерні та діафрагмові насоси. Призначення, будова, принцип дії. Застосування поршневих і діафрагмових насосів.

3.3. Поршневі гідромашини: аксіальнопоршневі та радіальнопоршневі. Їх будова, принцип дії. Визначення основних параметрів.

3.4. Роторні гідромашини: шестеренні, пластинчасті та гвинтові. Їх будова, принцип дії. Визначення основних параметрів.

3.5. Гідродвигуни. Класифікація гідродвигунів. Силкові гідроциліндри, їх призначення, будова і принцип дії. Визначення зусилля, що розвиває гідроциліндр, та швидкості руху штока.

3.6. Поворотні гідродвигуни. Призначення, будова і принцип дії.

3.1. Загальні відомості, визначення основних параметрів об'ємних гідромашин та їх застосування у системах гідроприводів

Гідромашини – це механізми, що створюють потік рідини чи використовують його. Їх поділяють на об'ємні насоси і об'ємні гідродвигуни.

Об'ємною називається гідромашина, робочий процес якої ґрунтується на поперемінному заповненні робочої камери рідиною та витісненні її з робочої зони



Гідродвигун – машина, в якій енергія потоку робочої рідини перетворюється в енергію руху вихідної ланки. Якщо вихідна ланка отримує обертальний рух, то такий гідродвигун називають гідромотором, якщо поступальний, то силовим циліндром.

Гідромашина, яка може працювати в режимі насоса або гідромотора, називається оборотною.

Продуктивність насоса (подача) – це відношення об'єму рідини, що подається за певний проміжок часу.

Робочий об'єм гідромашини в насосі VP – це об'єм рідини витісняється в систему за один оборот валу насоса; в гідромоторі – об'єм рідини, необхідний для отримання одного обороту валу гідромотора. Гідромашини виготовляються з постійним і змінним робочим об'ємом. Відповідно до цього з постійним робочим об'ємом називаються нерегульовані, а з перемінним – регульовані.

Теоретична продуктивність насоса Q_T – це розрахунковий обсяг рідини, що витісняється в одиницю часу з його порожнини нагнітання.

Гідронасос – гідравлічна машина, в якій механічна енергія, прикладена до вихідного валу, перетворюється в гідравлічну енергію потоку робочої рідини.

Регулювання гідравліки

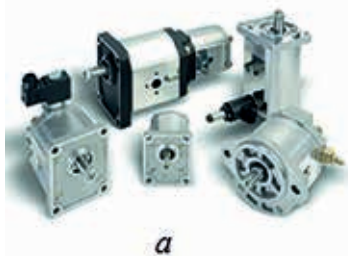


Рис. 3.1. Об'ємні гідромашини:
а – гідронасоси; б – гідромотори; в – гідроциліндри

Дійсна продуктивність насоса Q_d зменшується на величину Q_H через зворотний плин рідини в насосі з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування і через витік рідини в зовнішнє середовище.

Тому $Q_d = Q_T - Q_H$ а відношення

$$\frac{Q_d}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = \eta_{об.н.} \quad (3.1)$$

де $\eta_{об.н.}$ – об'ємний ККД насоса.

Об'ємні втрати і об'ємний ККД гідромотора

Під час роботи машини в режимі гідромотора в його приймальну порожнину надходить рідина під тиском від насоса. Об'ємні втрати в гідромоторі зводяться переважно до витоків рідини через зазори між елементами, що сполучаються. Це призводить до того, що підведений об'єм рідини Q_T перевищує теоретичне значення Q_T

Тому:

$$\eta_{об.м} = \frac{Q_T}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T + \Delta Q_M}, \quad (3.2)$$

де ΔQ_M – величина витоків у гідромоторі (об'ємні втрати).

Потужність і крутний момент на валу гідромотора

Фактична потужність розвивається гідромотором за перепаду тисків

$$N_{мфакт} = \Delta P q_m n_m \eta_m, \quad (Вт) \quad (3.3)$$

де q_m – робочий об'єм гідромотора, м³;
 n_m – частота обертання гідромотора, об/хв;
 η_m – загальний ККД гідромотора.

Виразивши крутний момент через теоретичну потужність $N_T = \Delta P q_n$ і кутову швидкість $\omega = 2\pi n$, отримаємо теоретичну величину крутного моменту для гідромашини:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = \frac{N_T}{2\pi} = \frac{Q_T \Delta P}{2\pi}, \quad (Нм) \quad (3.4)$$

Застосування гідромашин

ДО УВАГИ!

В сучасному світі гідромашини різних типів широко застосовують у системах гідроприводів дорожньо-будівельних, вантажопідійомних, сільськогосподарських, землерийних, меліоративних та інших машин і обладнання.



Робота екскаватора



Рис. 3.2. Застосування насосів і гідродвигунів у системі гідроприводу екскаватора

3.2. Поршневі, плунжерні та діафрагмові насоси. Призначення, будова, принцип дії. Застосування поршневих і діафрагмових насосів

Поршневий (плунжерний) насос – один з видів об'ємних гідромашин, в якому витіснювачами є один або кілька поршнів (плунжерів), що здійснюють зворотно-поступальний рух.

На відміну від багатьох інших об'ємних насосів, поршневі насоси не є оборотними, тобто вони не

можуть працювати в якості гідродвигунів через наявність клапанної системи розподілу.

Поршневі насоси не слід плутати з роторно-поршневими, до яких відносять, наприклад, аксіально-поршневі і радіально-поршневі насоси.

Класифікація поршневих насосів:

- за конструкцією – поршневі і плунжерні

- за видом дії – одинарної, подвійної, диференціальної

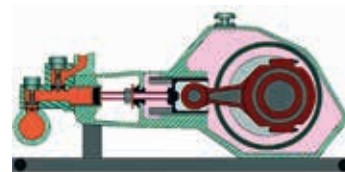
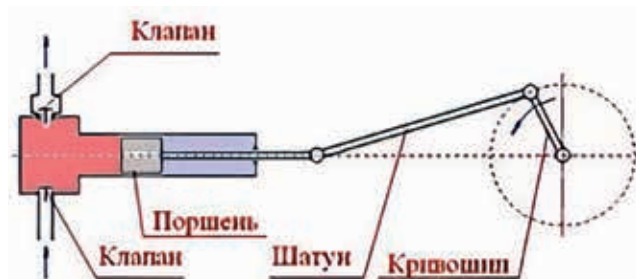
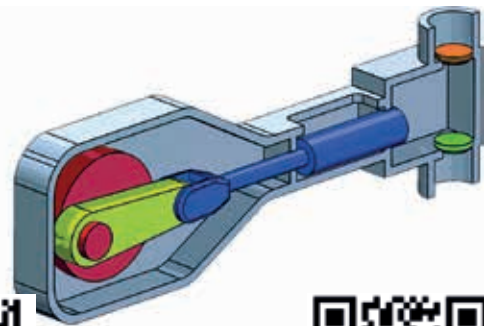
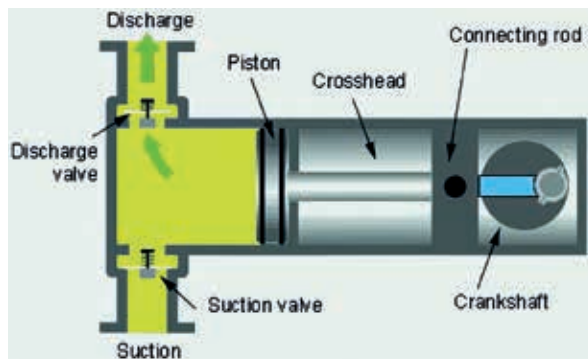


Рис. 3.3. Схема та анімація принципу дії поршневих насосів

Поршневі – циліндр добре оброблений усередині і рухомий дисковий поршень ($d \gg l$).

Плунжерні – в добре обробленому всередині циліндрі рухається плунжер, що на виході ущільнений сальником ($d \ll l$).

Принцип дії

Принцип дії поршневого насоса (рис. 3.3) полягає в наступному. Під час руху поршня вправо в робочій камері насоса створюється розрідження, нижній клапан відкритий, а верхній клапан закритий, – відбувається всмоктування рідини. Під час руху в зворотному напрямку в робочій камері створюється надлишковий тиск, і вже відкритий верхній клапан, а нижній закритий, – відбувається нагнітання рідини.

Горизонтальний триплексний плунжерний насос Dawson Downie



Принцип дії плунжерних і поршневих насосів однаковий, але конструктивні відмінності дають можливість використовувати їх у різних умовах: плунжерні використовують для підняття рідини на висоту більше 100 м, поршневі – за менших висот підняття.

В насосах одинарної дії за один хід поршня проходить один такт: усмоктування або нагнітання.

$$V = S \cdot F_n, \quad (3.5)$$

де F_n – площа поршня, m^2 ;

S – хід поршня, м.

Робочий цикл відбувається за один оберт кривошипа.

Теоретична продуктивність:

$$Q_m = \frac{F_n S n}{60}, \quad (3.6)$$

де n – кількість обертів кривошипа за хвилину, об/хв.

Дійсна продуктивність менша теоретичної за рахунок втрат:

$$Q_m = \frac{F_n S n}{60} \eta_{об}, \quad (3.7)$$

де $\eta_{об} = 0,85 \dots 0,99$ – об'ємний ККД насоса тим більший, чим більший насос.

Для зменшення продуктивності насоса необхідно зменшити оберти або хід поршня (якщо це передбачено конструкцією).

Насос подвійної дії (рис. 3.5) має дві робочі камери. В цих насосах робочими є обидві камери.

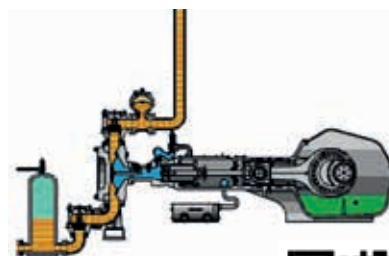
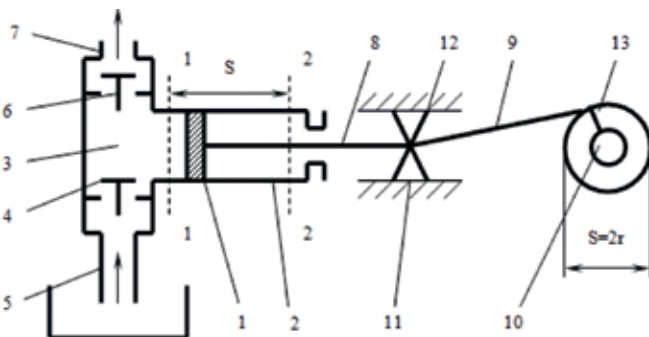


Рис 3.4. Принципова схема роботи поршневого (плунжерного) насоса одинарної дії:

1 – поршень (плунжер); 2 – циліндр; 3 – клапанна коробка; 4 – всмоктувальний клапан; 5 – всмоктувальний трубопровід; 6 – нагнітальний клапан; 7 – нагнітальний трубопровід; 8 – шток; 9 – шатун; 10 – вал; 11 – напрямні; 12 – площина

$$V_1 = S \cdot F_n, \quad (\text{м}^3) \quad (3.8)$$

$$V_2 = S \cdot (F_n - f), \quad (\text{м}^3) \quad (3.9)$$

За один оберт кривошипа теоретична продуктивність насоса:

$$V_m = V_1 + V_2 = S \cdot F_n + (F_n - f) \cdot S = (2F_n - f) \cdot S, \quad (\text{м}^3) \quad (3.10)$$

Теоретична продуктивність насоса:

$$Q_t = \frac{(2F_n - f)Sn}{60}, \quad (\text{м}^3/\text{с}) \quad (3.11)$$

Фактична продуктивність:

$$Q_\phi = \frac{(2F_n - f)Sn}{60} \eta_{\text{об}}, \quad (\text{м}^3/\text{с}) \quad (3.12)$$

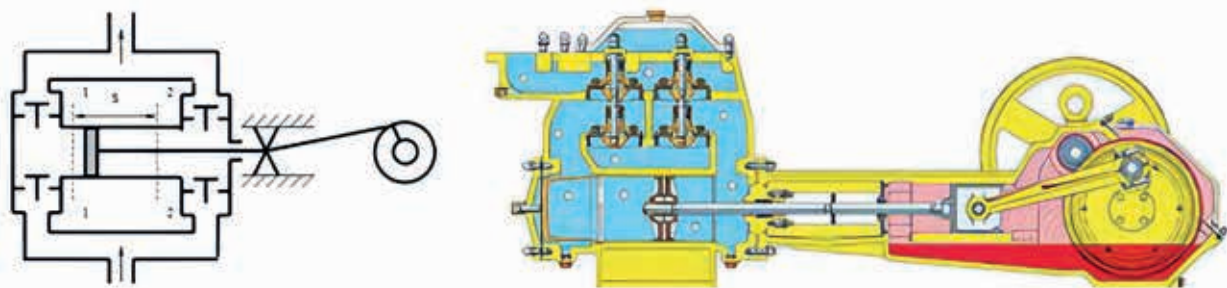
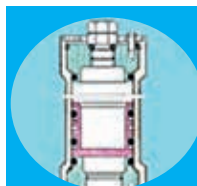


Рис. 3.5. Принципова схема роботи поршневого (плунжерного) насоса подвійної дії

Боротьба з пульсацією

Одним з недоліків поршневих насосів, як і інших об'ємних насосів, є пульсації подачі і тиску. Пульсації можна зменшити, розташувавши кілька поршнів в ряд і з'єднавши їх з одним валом таким чином, щоб цикли їх роботи були зрушені один щодо одного по фазі на рівні кути. Іншим способом боротьби з пульсацією є використання диференціальної схеми включення насоса, за якої нагнітання рідини здійснюється не тільки під час прямого ходу поршня, а й під час зворотного.

Також широко застосовують насоси двосторонньої дії, у яких як поршнева, так і штокова порожнина мають (на відміну від диференціальної схеми включення) свою клапанну систему розподілу. У таких насосів коефіцієнт пульсацій нижче, а ККД вище, ніж у насосів однієї дії.



Для боротьби з пульсацією також застосовують гідроакумулятори, які в момент найбільшого тиску запасують енергію, а в момент спаду тиску віддають її.

Застосування поршневих і діафрагмових насосів



Поршневі насоси використовуються з глибокої давнини. Відомо їх застосування для цілей водопостачання з II століття до нашої ери. В наш час поршневі насоси використовують в системах водопостачання, в харчовій і хімічній промисловості, в побуті. Діафрагмові насоси використовують, наприклад, в системах подачі палива у двигунах внутрішнього згорання.

Водяний насос Аль-Джазари



Нерівномірність подачі

Найважливіший показник, що характеризує насос об'ємної дії, – **ступінь нерівномірності його подачі**, що відображає відношення максимальної подачі до середньої за один оборот кривошипа. Ступінь нерівномірності m може бути визначена як відношення максимальної ординати графіка Q_{max} до висоти прямокутника, рівновеликого за площею до цих графіків Q_{cp} .

$$m = \frac{Q_{max}}{Q_{cp}} \quad (3.13)$$

Для одноциліндрового насоса одинарної дії:

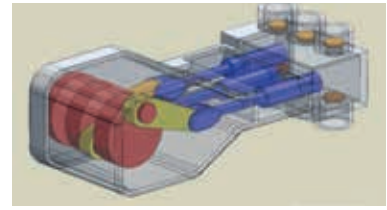
$$\begin{aligned} Q_{max} &= F \omega = F \cdot \frac{S}{2} \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{FS\pi}{60}, \quad (л^3 / с) \\ Q_{cp} &= \frac{FS\pi}{60}, \quad m = \frac{FS\pi/60}{FS\pi/60} = \pi \approx 3,14, \end{aligned} \quad (3.14)$$

тобто максимальна подача перевищує середню в 3,14 рази.

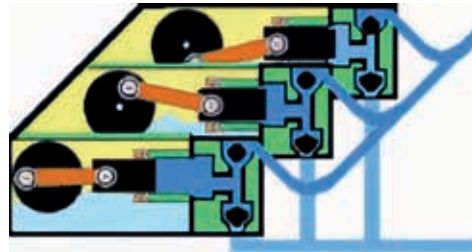
Нерівномірна подача рідини призводить до пульсації її потоку у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах, збільшуючи навантаження на привод насоса.

Нерівномірність подачі насосів подвійної дії і з великим числом циліндрів визначається аналогічним чином. Коефіцієнт нерівномірності подачі рідини для деяких насосів має такі значення:

Одноциліндровий насос одинарної дії	3,14
Одноциліндровий насос подвійної дії	1,57
Двоциліндровий насос подвійної дії	1,1
Трициліндровий насос одинарної дії	1,047
П'ятициліндровий насос одинарної дії	1,021



Поршневі насоси з непарною кількістю циліндрів досконаліші, оскільки забезпечують рівномірнішу подачу рідини. Збільшення числа циліндрів більше трьох нераціонально, оскільки досягається ефект незначний, а конструкція насоса різко ускладнюється.



Діафрагмові насоси (рис. 3.6) відносять до групи насосів витіснення. В них поршень замінено гумовою діафрагмою, внаслідок чого з насоса видаляються тертьові частини, такі як циліндр і поршень із манжетами. За вигину діафрагми в один бік відбувається всмоктування рідини, в інший – нагнітання.

Будова та принцип дії трипоршневого насоса



Будова та принцип дії діафрагмового насоса

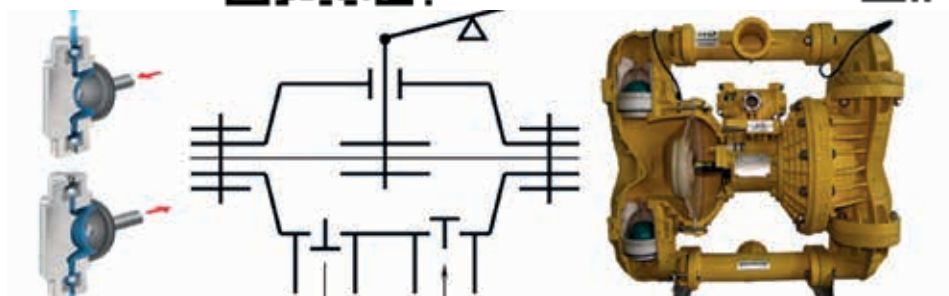


Рис. 3.6. Принципова схема роботи діафрагмового насоса та його загальний вигляд

Випускають одно- та двомембранні насоси такого типу. Такими насосами можна подавати рідини, які містять абразивні частинки.



Рис. 3.7. Анімація роботи одно- та двомембранних діафрагмових насосів

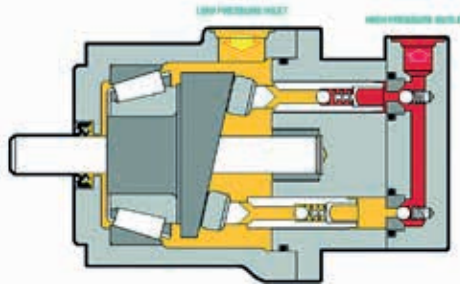
3.3. Поршневі гідромашини: аксіальнопоршневі та радіальнопоршневі. Їх будова, принцип дії. Визначення основних параметрів

Аксіальнопоршневі гідромашини

Аксіальнопоршневими називають гідромашини, у яких робочі камери утворені робочими поверхнями циліндрів і поршнів, а осі симетрії поршнів і осі симетрії блока циліндрів паралельні (аксіальні) або кут між ними не більше ніж 45° .

Аксіальнопоршневі гідромашини знайшли широке застосування у гідроприводі, що пояснюється низкою їх переваг:

- менші радіальні розміри, маса, габарит і момент інерції обертючих мас;
- можливість роботи при великому числі оборотів;
- зручність монтажу і ремонту.



Залежно від розміщення блока циліндрів відносно привідного вала аксіальнопоршневі гідромашини бувають з **похилим диском** і з **похилим блоком**.



Рис. 3.8. Аксіальнопоршневі гідромашини: а – з похилим блоком, б – з похилим диском

Аксіальнопоршневі гідромашини з похилим диском бувають як насоси, так і гидромотори. Вони можуть бути **регульовані і нерегульовані, реверсивні і нереверсивні**

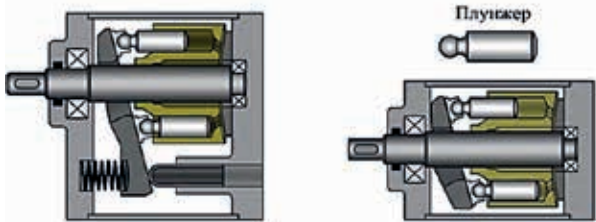


Рис. 3.9. Аксіальнопоршневі (плунжерні) гідромашини з похилим диском:
а – регульована, б – нерегульована

Поршневий насос



Основні конструктивні схеми аксіальноплунжерних гідромашин з похилим диском зображено на рис. 3.10.

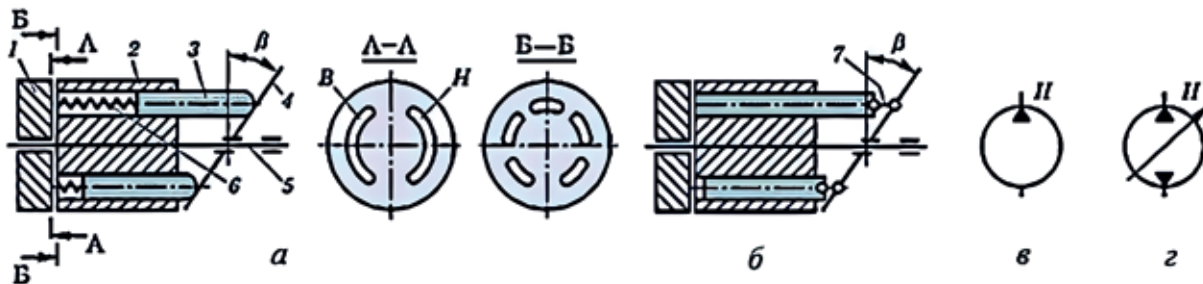


Рис. 3.10. Основні конструктивні схеми аксіальноплунжерних гідромашин з похилим диском:
а – гідромашина, плунжери торкаються похилого диска; б – гідромашина з шарнірним з'єднанням плунжерів з похилим диском; в – умовне позначення насоса нереверсивного; з – умовне позначення насоса реверсивного регульованого; 1 – розподільний диск; 2 – блок циліндрів; 3 – плунжер; 4 – похилий диск; 5 – вал; 6 – пружина; 7 – шатун; В і Н – всмоктувальне і напірне вікна; β – кут нахилу диска

Поршні (плунжери) 3 можуть торкатися похилого диска 4 (рис. 3.10, а) або зв'язані з ним шарніром 7 (рис. 3.10, б). Блок циліндрів з поршнями приводять в обертальний рух від вала 5. Для підведення і відведення оливи до робочих камер в торцевому розподільному диску 1 зроблено два дугоподібних вікна В і Н. Для забезпечення руху поршнів засто-

совують примусове їх ведення через шатун 7 (рис. 3.10, б), а для поршнів, що торкаються диска, – циліндричні пружини 6 або тиск робочої рідини. Під час обертання вала насоса крутний момент передається блоку циліндрів. Завдяки куту нахилу диска поршні здійснюють зворотно-поступальний рух в циліндрах блока. Під час обертання вала 5, наприклад, за стрілкою годинника робочі камери, що розміщені зліва від вертикальної осі розподільного диска, сполучаються з всмоктувальним вікном В. Поступальний рух поршнів в цих камерах здійснюється в напрямку від розподільного диска. Поршні переносяться обертанням блока паралельно осі знизу вгору. При цьому об'єм камер збільшується, олива під дією перепаду тиску надходить в робочу камеру. Відбувається процес всмоктування рідини. Робочі камери, що знаходяться з правого боку від вертикальної осі розподільного диска, сполучаються напірним вікном Н. Поршні переносяться обертанням блока паралельно згори вниз і рухаються в напрямку до розподільного диска. Рідина витісняється з робочих камер через розподільний диск.

Будова аксіальнопоршневої гідромашини з похилим диском



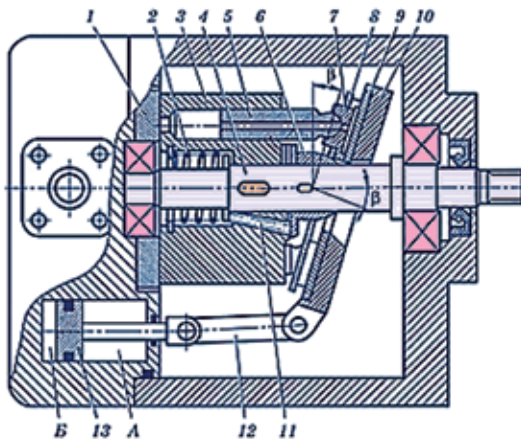


Рис. 3.11. Аксиальнопоршнева гідромашина з похилим диском:

1 – розподільний диск; 2, 11 – пружини; 3 – блок циліндрів; 4 – вал; 5 – поршень блока циліндрів; 6 – втулка; 7 – башмак; 8 – сепаратор; 9 – опорне кільце; 10 – похилий диск; 12 – тяга; 13 – поршень сервоциліндра; А і Б – порожнини

На рис. 3.11 показано будову аксиальнопоршневої гідромашини з похилим диском. Блок циліндрів 3 (рис. 5.20) закріплено на валу 4 і притиснуто пружиною 2 до розподільного диска 1. В циліндрах блока розміщені поршні 5, які башмаками 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки, в свою чергу, притиснуто до опорного кільця пружинами 11 через втулку 6 і сепаратор 8. Повертають похилий диск через тягу 12 переміщенням поршня сервоциліндра 13 механізму керування. При роботі гідромашини в режимі насоса обертаються вал 4, блок циліндрів 3 з поршнями 5 і втулка 6. Поршні здійснюють зворотно-поступальний рух в циліндрах і одночасно обертаються з блоком. Робоча камера поршня, що рухається від розподільного диска, заповнюється рідиною. Відбувається процес всмоктування. В момент сполучення робочих камер з порожниною нагнітання поршні рухаються до розподільного диска — відбувається процес нагнітання. В насосах такого типу зручно регулювати робочий об'єм (змінюю кута) і реверсувати потік (змінюючи нахил диска на протилежний від вертикалі). Аксиальнопоршневі гідромашини з похилим диском оборотні, тобто можуть працювати як в режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

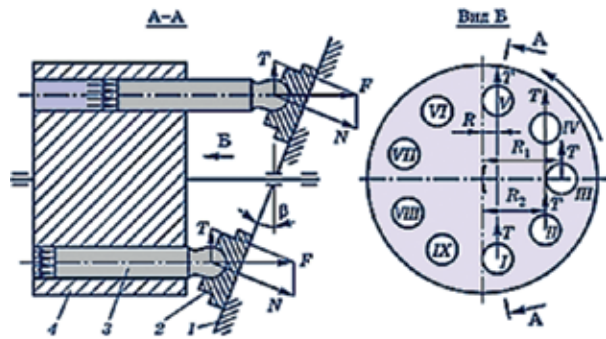


Рис. 3.12. Схема роботи аксиальноплунжерного гідромотора з похилим диском:

1 – похилий диск; 2 – башмак; 3 – плунжер; 4 – блок циліндрів

Принцип дії в режимі гідромотора. При подачі рідини під тиском P , наприклад, в праву порожнину блока циліндрів 4 (рис. 3.12) під плунжерами 3 в башмаках 2 виникає осьова сила F . Завдяки нахилу диска 1 під кутом β в шарнірах башмаків виникає тангенціальна сила T , що дорівнює

$$T = F \operatorname{tg} \beta, \quad (H) \quad (3.15)$$

Ця сила і створює крутний момент M на валу гідромотора. Так, в положеннях I-V крутний момент визначається як добуток сили T на певний радіус R її дії, тобто:

$$M_1 = 2TR_1, \quad (H\cdot M) \quad (3.16)$$

в положеннях II-IV

$$M_2 = 2TR_2, \quad (H\cdot M) \quad (3.17)$$

в положенні III

$$M_3 = TR_3, \quad (H\cdot M) \quad (3.18)$$

Сумарний крутний момент на валу гідромотора визначається за залежністю

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3, \quad (H\cdot M) \quad (3.19)$$

Отже, коли плунжери займають положення I-V, як показано на рис. 3.12, виникає крутний момент M_c , який створює обертальний рух блока циліндрів гідромотора навколо точки O . При цьому плунжери башмаками ковзають по нахилу диска, притиснуті силою N . Слід мати на увазі, що з боку похилого диска на башмаках діє сила тиску рідини протилеж-

ного нормальній силі N напрямку, оскільки в плунжері є осьовий отвір, а у башмаку – спеціальні кільцеві канавки (гідростатична опора).

Робочий об'єм аксіально-поршневої (плунжерної) гідромашини з похилим диском визначають за залежністю

$$V_p = S_n h z = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \operatorname{tg} \beta, \quad (\text{м}^3) \quad (3.20)$$

де S_n – площа поршня, м^2 ;

h – максимальний хід поршня, м ; $h = D \operatorname{tg} \beta$;

z – кількість поршнів, шт;

d_n – діаметр поршня, м ;

D – діаметр кола блока, на якому розміщені осі циліндрів, м ;

β – кут нахилу диска, град.

Робочий об'єм гідромашини залежить від ходу поршня, а останній – від кута нахилу диска. Що більший кут нахилу диска, то більший робочий об'єм гідромашини. Допустимий кут нахилу диска зумовлюється деформацією поршня (плунжера) під дією бічних сил і не перевищує $20\text{-}25^\circ$. Гідромашини, в яких передбачено змінювати робочий об'єм, називають регульованими. Всі інші кінематичні і силові характеристики визначають так само, як і для шестеренних гідромашин.

Регульована аксіально-поршнева гідромашинна з похилим диском



Технічні характеристики регульованих аксіальнопоршневих насосів з похилим диском

Таблиця 3.1

Показники	НП-33	НП-71
1	2	3
Робочий об'єм, с-1	33,3	69,8
Частота обертання, с-1		
номінальна	25	25
максимальна	59,8	46,8
мінімальна	8,33	8,33
Подача, л/хв		
номінальна	47,4	99,4
максимальна	113,6	186,3
Тиск на виході, МПа		
номінальний	22,5	22,5
максимальний	35,7	35,7
Тиск в гідролінії низького тиску, МПа		
максимальний	1,505	1,505
мінімальний	1,295	1,295

1	2	3
Тиск кепування МПа		
номінальний	1,4	1,4
максимальний	1,505	1,505
Термін зміни подачі від номінальної до мінімальної, с	3,0	3,0
ККД		
об'ємний	0,95	0,95
загальний	0,85	0,85
Номінальна потужність, кВт	18,7	39,3
Маса, кг	45	63

Технічні характеристики регульованих аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим диском

Таблиця 3.2

Показник	МП-33	МП-71
Робочий об'єм, см ³	33,3	69,8
Частота обертання, с ⁻¹		
номінальна	25	25
максимальна	59,8	46,8
мінімальна	0,813	0,813
Тиск в гідrolінії високого тиску, МПа		
номінальний	22,5	22,5
максимальний	35,7	35,7
Номінальний перепад тиску на гідромоторі, МПа	21	21
ККД		
гідромеханічний	0,88	0,88
загальний	0,85	0,85
Маса, кг	30	40

**Аксіальнопоршневий насос.
Як це працює?**



Аксіальнопоршневі гідромашини з похилим блоком бувають як насоси, так і гідромотори. Вони можуть бути **регульовані і нерегульовані, реверсивні і нереверсивні**



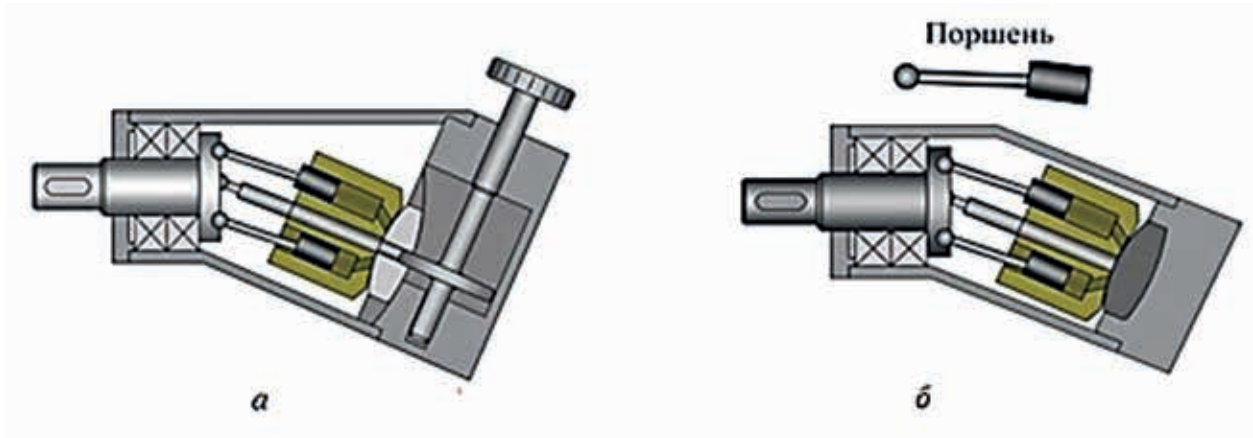


Рис. 3.13. Аксиальнопоршневі гідромашини з похилим блоком:
а – регульована, б – нерегульована

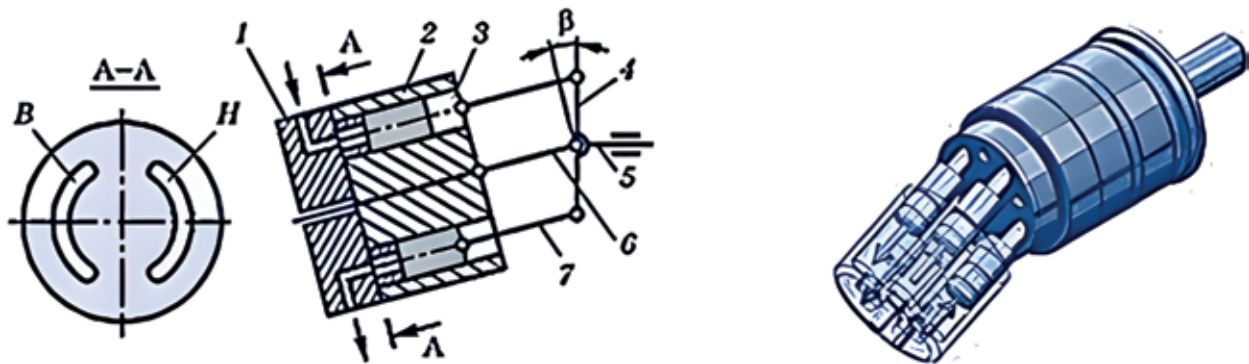
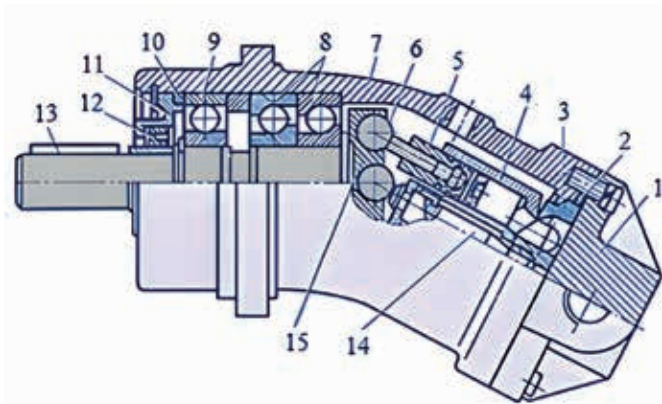


Рис. 3.14. Аксиальнопоршнева гідромашини з похилим блоком:
*1 – торцевий розподільний диск; 2 – блок циліндрів; 3 – поршень;
 4 – фланець; 5 – привідний вал; 6 – центральний вал; 7 – шатун;
 В – всмоктувальний отвір; Н – напірний отвір; β – кут нахилу блока*

На рис. 3.14. показано схему аксіальнопоршневої гідромашини з похилим блоком. В корпусі на підшипниках встановлено привідний вал 5, в торцевій частині якого є фланець 4 з шарнірним кріпленням центрального валу 6 і головки шатунів 7. Блок циліндрів 2 встановлено під кутом відносно привідного валу. Поршні розміщені в блоці циліндрів 2 і шарнірно з'єднані шатунами з фланцем. Для підведення і відведення робочої рідини до робочих камер служить розподільний диск 1. Під час роботи гідромашини в режимі насоса поршні 3 здійснюють складний рух: обертаються разом з блоком циліндрів і рухаються зворотно-поступально в циліндрах. При цьому відбувається цикл всмоктування і нагнітання.

Робочий об'єм такого насоса залежить від кута нахилу блока. Гранично допустимий кут нахилу не перевищує 20 – 30°.

Загальну будову аксіальнопоршневої гідромашини з похилим блоком показано на рис. 3.15. В корпусі 7 на підшипниках 8, 9 встановлено вал 13, який через центральний шип 14 з'єднаний із блоком циліндрів 4. В блоці розміщені поршні 5, котрі навальцьовані на сферичні головки шатунів. Великі сферичні головки 6 шатунів завальцьовані у фланець привідної шайби 15. Розподільний диск 3 має два дугоподібних канали, що сполучені з отворами нагнітання і зливу кришки 1. Герметизована гідромашини ущільнювальними кільцями 2, 10 і манжетою 12, що розміщена в кришці 11.

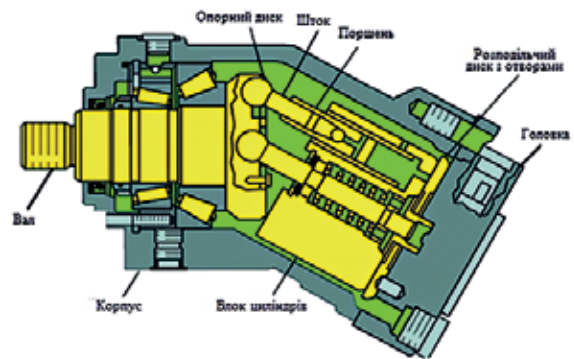


В процесі роботи гідромашини в режимі гідромотора рідина під тиском надходить у робочу камеру нагнітання і переміщує поршень. Сила тиску, що діє на поршень по осі, через шатуни передається на привідну шайбу під кутом. Внаслідок цього сила сприймається підшипниками, а тангенціальна створює момент відносно осі валу. Цей момент, подолавши момент навантаження і тертя, приводить вал в обертальний рух. Обертання валу пов'язане з обертанням блока циліндрів, а це призводить до сполучення робочих камер з порожниною нагнітання і зливу.



Рис. 3.15. Аксіальнопоршнева гідромашина з похилим блоком:

1, 11 – кришки; 2, 10 – ущільнювальні кільця;
3 – розподільний диск; 4 – блок циліндрів; 5 – поршень;
6 – сферична головка шатуна; 7 – корпус; 8,
9 – підшипники; 12 – манжета; 13 – вал; 14 – центральний шип; 15 – привідна шайба



Матеріали основних деталей гідромашин з похилим диском і похилим блоком вибирають із умов довгострокової роботи і значних навантажень.

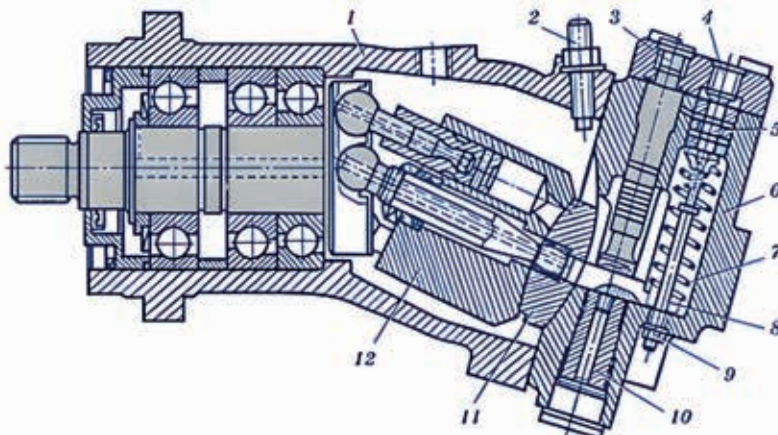


Рис. 3.16. Регульований аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком:

1 – корпус; 2 – регульований упор; 3 – підведення рідини із лінії високого тиску; 4 – підведення рідини із лінії дистанційного керування; 5 – золотник; 6 – задня кришка; 7 – пружина; 8 – палець; 9 – регульовальна гайка; 10 – поршень; 11 – розподільний диск; 12 – блок циліндрів

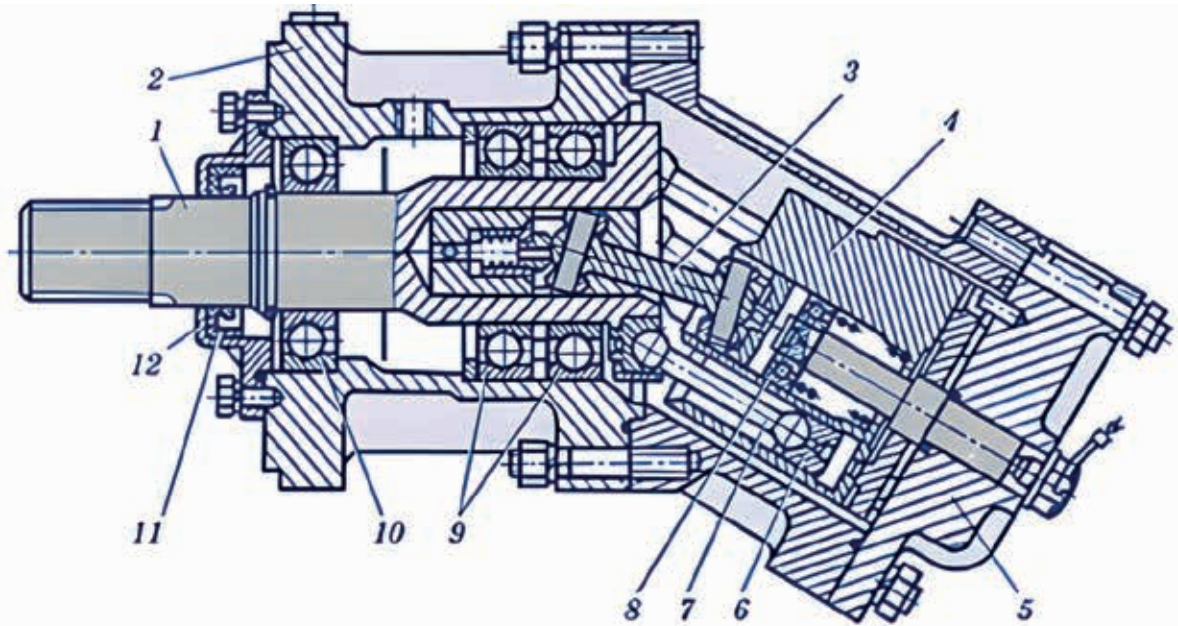


Рис. 3.17. Нерегульований аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком:
 1 – вал; 2 — корпус; 3 – вал кардана; 4 – блок циліндрів; 5 – кришка;
 6 – поршень; 7 – шатун; 8, 9 і 10 – підшипники;
 11 – манжета; 12 – кришка підшипника

Для забезпечення роботи основних пар, що контактують при переміщенні (блок циліндрів – розподільний диск), вибирають матеріали з добрими антифрикційними властивостями. Як правило, це пара: бронза (БрАЖ9-4, БрОФ10-1, БрОСН10-2-3) – сталь (20Х, 40Х, 12ХНЗА, 18ХНВА, ШХ-15) з цементацією поверхні на глибину 0,7 – 0,9 мм і гартуванням до твердості HRC \geq 58. Деталі, обробка яких потребує завальцювання (поршні, вкладиші, башмаки), виготовляють із бронзи БрАЖ9-4.

Для забезпечення роботи пари сталь–сталь вибирають матеріали і виконують термообробку таким чином, щоб різниця твердостей робочих поверхонь пари деталей була приблизно 10 HRC, причому одна із деталей повинна мати твердість HRC 58...62.

Параметр шорсткості Ra робочих поверхонь поршнів і циліндрів повинен бути не менше ніж 0,40 – 0,10 мкм.

Робочий об’єм аксіальнопоршневого насоса

(гідромотора) з похилим блоком визначають за залежністю

$$V_p = S_n h z = \frac{\pi d_n^2}{4} z D t g \beta, \quad (\text{м}^3) \quad (3.21)$$

де S_n – площа поршня, м²;

h – максимальний хід поршня, м; $h = D t g \beta$;

z – кількість поршнів, шт;

d_n – діаметр поршня, м;

D – діаметр кола блока, на якому розміщені осі циліндрів, м;

β – кут нахилу диска, град.

Діаметр розміщення осей циліндрів в блоці вибирають із співвідношення $D=(0,4...0,5)d_n z$. Кут нахилу осі блока до осі привідного вала $\beta \leq 30^\circ$. Зовнішній діаметр блока визначають із залежності $D_z = D + (1,6...2,0) d_n$.

Всі інші параметри визначають так само, як і для гідромашин з похилим диском.



Рис. 3.17.1 Структура умовного позначення аксіальнопоршневих гідромашин серій 200 і 300

Технічна характеристика аксіальнопоршневих регульованих насосів з похилим блоком

Таблиця 3.3

Показники	207,20	207,25	207,32	223,20	223,25
Максимальний робочий об'єм, см ³	54,8	107	225	54,8+54,8	107+107
Тиск напірний, МПа					
номінальний	16	16	16	16	16
максимальний	25	25	25	25	25
Номінальна подача, дм ³ /с	1,72	2,065	3,47	1,72+1,72	2,065+2,065
Частота обертання, с-1					
номінальна при самовсмоктуванні	32,5	20	16	20	20
максимальна при самовсмоктуванні	47,5	36,7	29,2	32,5	25
максимальна при роботі з надлишковим тиском при вході в насос	52,5	42	33,3	48,3	37,5
Потужність за максимального робочого об'єму і номінального режиму роботи, кВт	30,8	46,3	77,5	50,6	79,0
ККД					
повний	0,91	0,91	0,91	0,85	0,85
об'ємний	0,965	0,965	0,965	0,965	0,965
Маса, кг	39	75	140	165	320

Технічна характеристика аксіальнопоршневих нерегульованих насосів і гідромоторів з похилим блоком

Таблиця 3.4

Показники	210,12	210,16	210,20	223,20	210,32
Робочий об'єм, см ³	11,6	28,1	54,8	107	225
Тиск напірний, МПа					
номінальний	16	16	20	20	20
максимальний	32	32	32	32	32
Номінальний перепад тиску для гідромотора, МПа	16	16	20	20	20
Номінальна подача насоса, дм ³ /с	0,45	0,87	1,30	2,03	4,92
Номінальна витрата гідромотора, дм ³ /с	0,48	0,93	1,44	2,55	3,79
Частота обертання вала, с-1					
номінальна	40	32	25	20	16
максимальна	83,3	66,7	52,5	42	33,3
ККД					
об'ємний для насоса	0,965	0,965	0,95	0,95	0,95
гідромеханічний для гідромотора	0,95	0,95	0,965	0,965	0,965
загальний для насоса	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
загальний для гідромотора	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
Номінальна потужність насоса, кВт	8,0	15,5	29,5	46,1	77,5
Крутний момент гідромотора, Нм					
номінальний	28,1	68,0	168	328	690
зрушувальний	23,9	57,9	143	279	586
Маса, кг	5,5	12,5	25,0	52,0	100,0
Момент інерції обертальних мас гідромотора, Нм ²	0,005	0,018	0,056	0,175	0,546

Технічна характеристика аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском

Таблиця 3.5

Показники	Насос		Гідромотор	
	НП-90	НП-112	МП-90	МП-112
Робочий об'єм, см ³	90	112	90	112
Частота обертання за номінального тиску, с-1				
номінальна	25	33,3	25	33,3
максимальна	43	50	43	50
мінімальна	8,3	8,3	0,8	0,8
Номінальна подача, л/хв	120	213	–	–
Номінальна витрата, л/хв	–	–	120	213

Тиск на виході з насоса, вході в гідромотор, МПа				
максимальний	22	25,5	22	25,5
мінімальний	34,3	42	34,3	42
Тиск на вході в насос, виході з гідромотора, МПа				
максимальний	1,5	2,16	1,5	2,16
мінімальний	1,29	1,96	1,29	1,96
Потужність, що споживається насосом, кВт	53,8	104	–	–
Ефективна потужність гідромотора, кВт	–	–	42,1	81
Крутний момент гідромотора, Нм	–	–	273,8	390
Маса, кг	78	78	48	50

Конструкція героторного насоса-дозатора (рис. 3.19) має такі особливості: до корпусу насоса прикріплений статор, по зубах якого під час повороту керма переміщується ротор, з'єднаний через кардан і гільзу з золотником.

Робочий тиск в системі обмежується запобіжним клапаном. Його максимум лежить в межах 175–195 кгс/см². Регулюється тиск спеціальним гвинтом.

Протиударні клапани нівелюють ударні навантаження на гідроциліндр, якщо трактор наїжджає

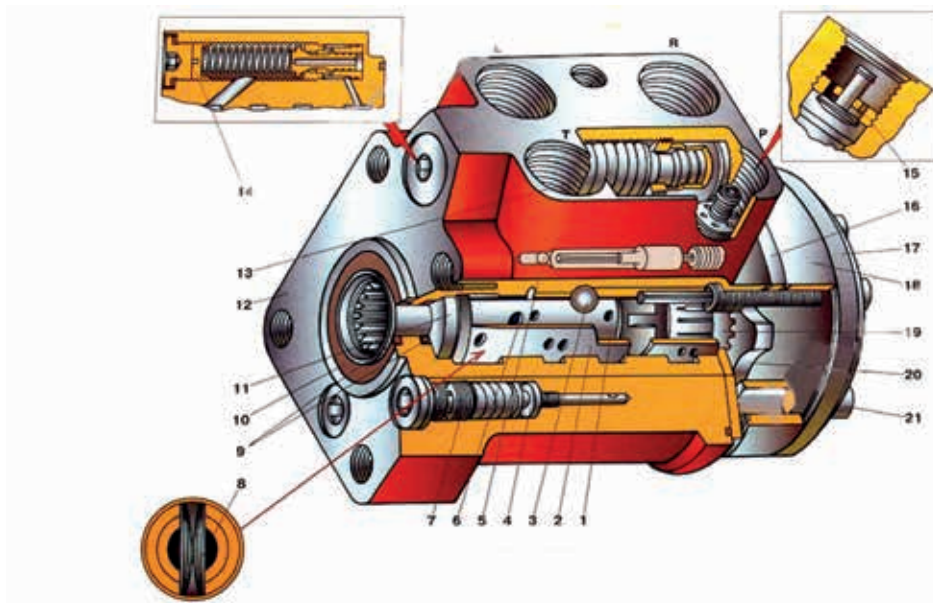


Рис. 3.19. Насос-дозатор рульового управління тракторів ЮМЗ і МТЗ:

- 1 – золотник гідророзподільника; 2 – гільза гідророзподільника; 3 – зворотний клапан;
 4 – протиударний клапан; 5 – антикавітаційний клапан; 6 – штифт; 7 – регулювальний гвинт;
 8 – центрувальні пружини; 9 – ущільнення золотника; 10 – брудознімач; 11 – упорний підшипник;
 12 – корпус насоса-дозатора; 13 – запобіжний клапан; 14 – регулювальний гвинт;
 15 – зворотний клапан; 16 – розподільний диск; 17 – накривка; 18 – статор дозувального вузла; 19 – карданний вал; 20 – ротор дозувального вузла; 21 – кріпильний гвинт; Т – зливна магістраль;
 Р – нагнітальна магістраль; L – магістраль лівого повороту;
 R – магістраль правого повороту

на перешкоду. Максимальний тиск знаходиться в діапазоні від 220 до 240 кгс/см². Тиск в циліндрі виставляється регульовальним гвинтом.

Клапани, що вступають в роботу за спрацьовування відповідного антиударного клапана, називаються противакуумні або антикавітаційні. Всмоктуючи рідину, вони оберігають гідравлічну систему від пошкоджень за виникнення вакууму і кавітації.

Зворотний клапан призначений для захисту живильного насоса від ударних навантажень з боку коліс і перешкоджає підсмоктуванню повітря в систему при здійсненні ручного управління.

Через канал і отвори, наявні в золотнику, гідравлічна рідина відводиться на злив. Нанесені на поверхні золотника спеціальні поздовжні канавки служать для потрапляння оливи у відповідні порожнечі героторного дозатора і циліндрові порожнини насоса.

Через отвори в гільзі гідравлічна рідина розподіляється по порожнинах дозувального вузла, циліндра механізму повороту або спрямовується на злив.

Під час дії на систему управління дозувальний насос подає робочу рідину до гідравлічних циліндрів, посилюючи тим самим дію оператора. У разі, якщо дії на систему управління немає, насос знаходиться в нейтральному режимі і пропускає рідину безпосередньо до дренажної системи.

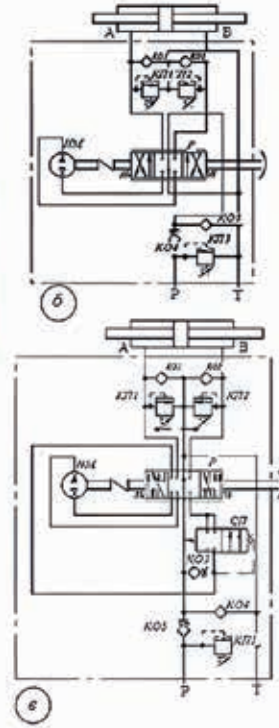


Рис. 3.20. Загальний вигляд насоса-дозатора НДМ-125-6,3/16 (а); гідравлічна схема без підсилювача потоку (б); гідравлічна схема із підсилювачем потоку (в);

P – підведення робочої рідини; T – зливання робочої рідини;

A – подача робочої рідини при правому повороті;

B – подача робочої рідини при лівому повороті



Насоси-дозатори моноблочні типу НДМ гідрооб'ємного кермового управління самохідних машин і тракторів, максимальна швидкість яких не перевищує 50 км/год, призначені для зміни напрямку та величини витрати робочої рідини від насоса живлення до виконавчого циліндра повороту коліс і для подачі робочої рідини від зливної гідролінії до циліндра за непрацюючого живильного насоса.

Насоси-дозатори НДМ-125-6.3/16 (рис. 3.20,а) встановлюють на трактори ЗМТ-60, ЗМТ-62. ВТ-130К та різні дорожньо-будівельні машини, такі як екскаватори ЕО-2621В, асфальтоукладачі ДС-191, ДС-504, ДС-505, автогрейдери ДЗ-120, ДЗ-122А-1, а також на будь-яку іншу спецтехніку, будівельну техніку, транспортна швидкість якої не перевищує 50 км/год.

Живить насос-дозатор НДМ-125-6.3/16 шестеренний насос НШ-32. Аналогами насоса дозатора НДМ-125-6,3/16 є НКУС 125/4-125МК. Конструктивна особливість насосів-дозаторів об'ємом до 250 см³ дає можливість керувати технікою навіть у випадку, коли живильний насос перестає працювати, просто в цьому випадку буде вкрай важко повертати кермо.

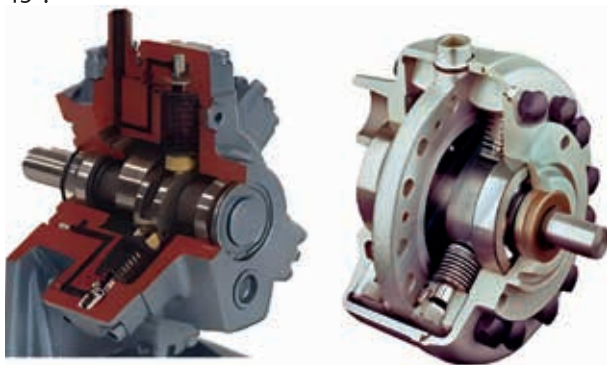
Технічна характеристика насосів-дозаторів

Таблиця 3.6

Назва параметра	МД-80	НМД-100	НМД-125	НМД-160	НМД-200	НМД-250	НМД-315	НМД-80У160	НМД-80У250	НМД-80У125	НМД-80У600
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Номінальний робочий об'єм (см ³ /об)	80	100	125	160	200	250	315	80	80	80	200
Об'ємна подача (см ³ /об):											
- за працюючого живильного насоса	80	100	125	160	200	250	315	160	240	120	600
- за непрацюючого живильного насоса	80	100	125	160	200	250	315	80	80	80	200
Потрібна подача живильного насоса (л/хв) за швидкості обертання вихідного валу n<100 об/хв	8	10	12,5	16	20	25	32	20	25	12	65
Тиск (МПа), що створюється в аварійному режимі при M=120 Нм	8,2	6,2	5,5	4,0	3,5	2,8	2,0	8,2	8,2	8,2	3,5
L (мм)	155	158	163	169	176	185	196	155	155	155	176
Маса (кг)	8,2	8,4	8,85	9,12	9,6	10,2	10,95	8,25	8,25	8,25	9,6
Момент керування на приводному валу (Нм) не більше	5						5				
Максимально допустимий момент на приводному валу (Нм)	120						120				

Радіальнопоршневі гідромашини

Радіальнопоршневою гідромашиною називають гідромашину, в котрій робочі камери утворені робочими поверхнями поршнів і циліндрів, а осі поршнів розміщені перпендикулярно до осі блока циліндрів або мають з нею кут, більший ніж 45° .



Радіальнопоршневі гідромашини можуть працювати як і в режимі насоса, так і в режимі гідромотора. За принципом дії вони діляться на **одно-, дво- і багаторазової дії**. У машинах одноразової дії за один оберт ротора поршні здійснюють один зворотно-поступальний рух.



Конструктивну схему радіальнопоршневого насоса одноходової дії показано на рис. 3.21. Статор 1 розміщений ексцентрично ротора 2 (e – ексцентриситет). В циліндрах, радіально розміщених в роторі, знаходяться поршні 3. Вони спираються сферично головою на опорну поверхню статора. Осі циліндрів розміщені в одній площині і перетинаються в одній точці. Розподіл робочої рідини відбувається нерухомим цапфенним розподільником 4, в якому є всмоктувальна А і напірна Б порожнини, а також перемички Г, Д. Вал 5 жорстко з'єднаний з ротором.

Принцип дії. Під час обертання ротора, наприклад, за стрілкою годинника, поршні здійснюють складний рух. Вони обертаються разом з ротором і рухаються зворотно-поступально в своїх циліндрах так, що постійно контактують з напрямною статора. Поршні притискаються до статора відцентровими силами, тиском рідини (за наявності підживлювального насоса) або пружинами. В робочих камерах, розміщених вище горизонтальної лінії, поршні переміщуються в напрямку від цапфенного розподільника. Робочі камери сполучені із всмоктувальною порожниною А. Оскільки об'єм робочих камер збільшується, то робоча рідина заповнює їх об'єми. Так відбувається процес всмоктування. На ділянці перемички Г, Д розподільника

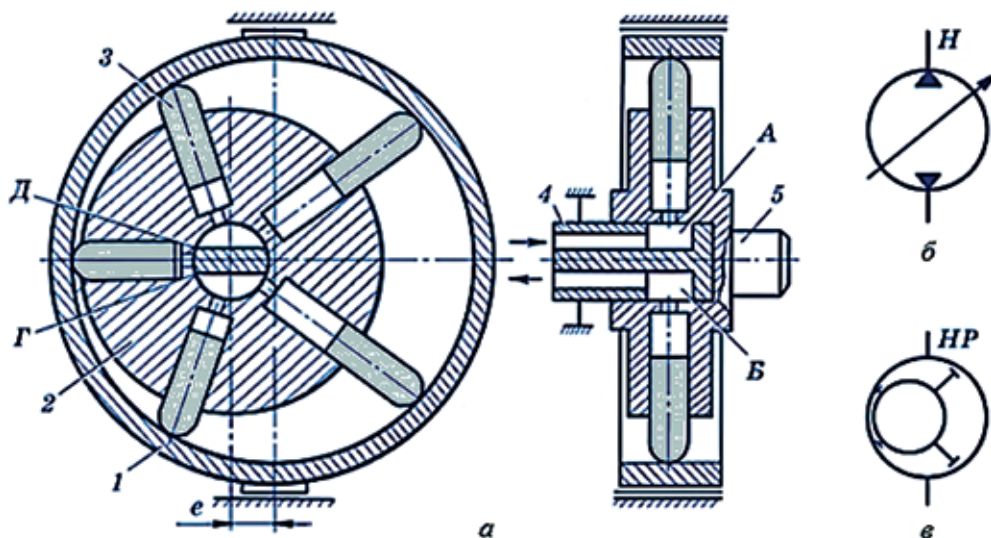


Рис. 3.21. Радіальнопоршневий насос одноходової дії:

а – конструктивна схема; б – умовне позначення насоса реверсивного регульованого; в – напівконструктивне позначення насоса; 1 – статор; 2 – ротор; 3 – поршень; 4 – розподільник; 5 – вал; А і Б – всмоктувальна і напірна порожнини; е – ексцентриситет; Г, Д – перемички; Н – насос; НР – насос радіальнопоршневий

поршні не здійснюють поступального руху. Тому об'єм робочих камер не змінюється. Робочі камери, розміщені нижче горизонтальної лінії, сполучені з напірною порожниною Б. Поршні в цих камерах переміщуються в напрямку до цапфеного розподільника і витісняють робочу рідину із камер в напірну лінію. Так проходить процес нагнітання.

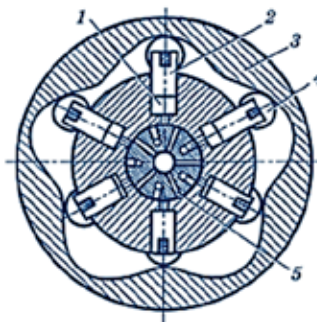
Принцип дії радіально-поршневого гідромотора



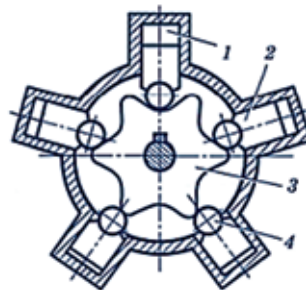
Радіальнопоршневі гідромотори поділяють за числом робочих ходів за один оберт вихідного валу – одноходові (рис. 3.22, в, г) і багатоходові (рис. 3.22, а, б), за відносним розміщенням профільованої напрямної – із зовнішньою (рис. 3.22, а, в) і внутрішньою (рис. 3.22, б, г).

За зовнішнього розміщення така напрямна має форму кільця, за внутрішнього – ексцентрика, що зв'язані з валом гідромотора. В гідромоторах багатоходової дії зусилля від поршнів на напрямну передається за допомогою котків 4, а в гідромоторах одноходової дії для цього використовують опорні башмаки ковзання, що зв'язані з поршнем за допомогою шатунів (рис. 3.22, г), або кривошипно-кулісні механізми.

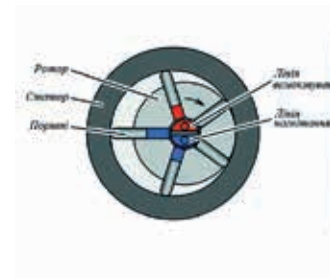
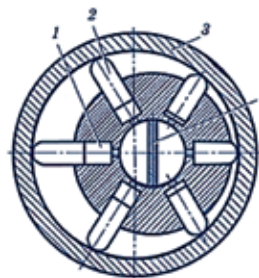
Робоча рідина в гідромоторах розподіляється напрямним розподільником 5 через систему осевих і радіальних каналів. Характер руху поршнів визначає профіль напрямної. Сила тиску рідини на поршень завжди направлена уздовж його осі. Сила напрямного тиску до профілю напрямної в будь-якій точці, крім «мертвих», утворює з віссю поршня від'ємний від нуля кут. Внаслідок взаємодії поршня з напрямною виникає тангенціальна сила, котра і визначає обертальний момент, що формується на кожному з поршнів. Радіальнопоршневі гідромотори багатоходової дії мають об'єм до $65 \cdot 10^3 \text{ см}^3/\text{об}$ і розвивають момент $30 \cdot 10^3 \text{ Нм}$. Робоча рідина розподіляється індивідуальними або груповими розподільниками. Всі розподільники поділяють: за формою поверхні – на плоскі, циліндричні і сферичні; за способом переміщення – на розподільники з обертальним, коливальним, зворотно-обертальним і скануючим (планетарним) рухом.



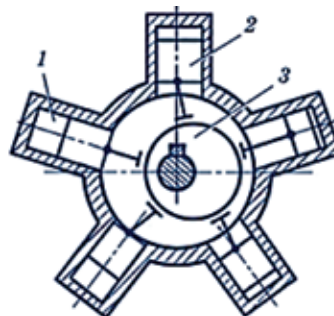
а



б



в



г

Рис. 3.22. Схеми радіальнопоршневих гідромоторів: а і б – багатоходових; в і г – одноходових; 1 – блок циліндрів; 2 – поршень; 3 – напрямна; 4 – коток; 5 – розподільник

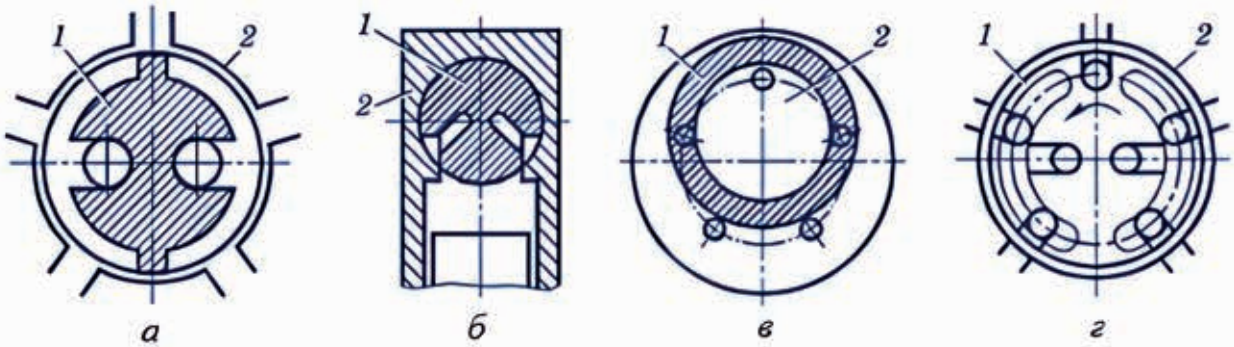


Рис. 3.23. Схеми розподільних пристроїв радіальнопоршневих гідромоторів:
*а, б – цапфенні; в – плоский; г – зі складеним золотником; 1 – рухомий елемент;
 2 – нерухомий елемент*

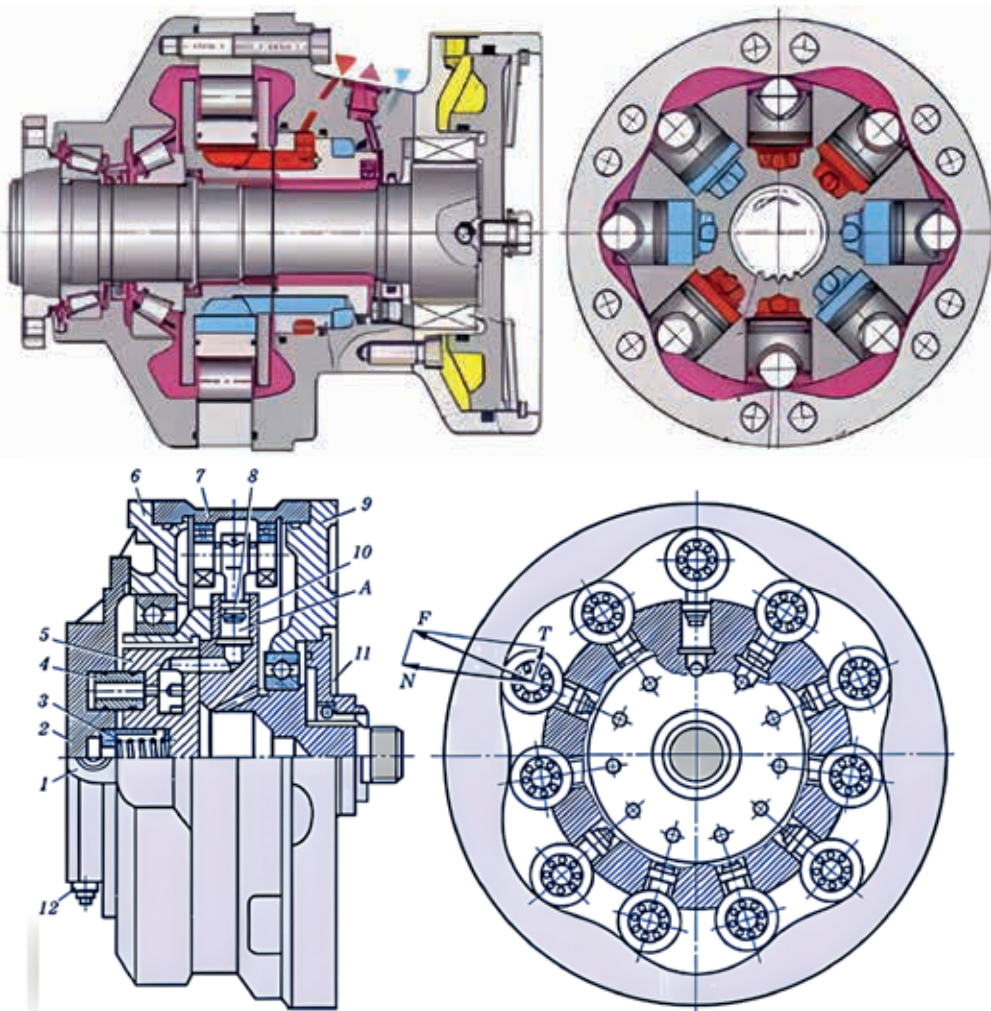


Рис. 3.24. Високомоментний радіальнопоршневий гідромотор:
*1, 12 – штуцери; 2 – кришка; 3, 4 – втулки; 5 – розподільний диск; 6 – передня кришка;
 7 – корпус; 8 – поршень; 9 – задня кришка; 10 – блок циліндрів;
 11 – манжети; А – робоча камера*

На рис. 3.23 показано деякі види розподільних пристроїв. У розподільнику (рис. 3.23, а) рухомим елементом 1 є цапфа. На цапфі два серпоподібних канали, що лежать в одній площині і сполучені відповідно з подачею і зливом. У корпусі є канали, що сполучають розподільну поверхню з робочими камерами гідромотора. В цапфеному розподільнику (рис. 3.23, б) рухомий елемент 1 здійснює не обертальний, а коливальний рух відносно нерухомого елемента 2 (втулки). Плоский розподільник (рис. 3.23, в) застосовують у гідромашинах з нерухомими робочими камерами. Він складається з плоского золотника кільцевої форми, що встановлений на ексцентриковій шийці привідного валу між двома нерухомими торцевими поверхнями і здійснює скануючий рух. У розподільнику (рис. 3.23, г) плоский золотник суміщений з пристроєм для компенсації зазору. Золотник обертається відносно нерухомого корпусу.

На рис. 3.24 показано високомоментний радіальнопоршневий гідромотор шестиходової дії. Робочі камери А гідромотора утворені робочими поверхнями циліндрів блока і поршнів. Кожна камера за допомогою каналів і отворів блока та торцевого розподільного диска з'єднана зі штуцерами 1 або 12. Торцевий розподільний диск 5 притиснутий до торця блока циліндрів 10 через шайбу пружиною втулки 3. В цьому диску встановлено по три втулки 3 і 4, що сполучають канали диска з каналами кришки 2.

Під час роботи кожний з одинадцяти поршнів здійснює за один оберт валу у заданій послідов-

ності шість подвійних ходів, під час яких у робочих камерах відбувається нагнітання, а потім витіснення. За підведення робочої рідини під тиском через штуцер 12 і втулку 4 рідина надходить до розподільного диска 5 і далі через торцеві отвори потрапляє в ті робочі камери, поршневі групи яких в цей момент розміщені на робочих ділянках копіра корпусу 7. В цих камерах відбувається процес нагнітання, поршні переміщуються в циліндрах і через вісь з силою F тиснуть на копір корпусу.

В точці контакту силу F можна розкласти на силу нормального тиску N , напрямлену по нормалі до опорної поверхні, і силу тангенціальну T , котра створює крутний момент, що обертає блок циліндрів і вал гідромотора. При обертанні блока циліндрів в інших камерах відбувається витіснення рідини. В цей момент їх підшипники кочення поршневих груп розміщені на холостих ділянках копіра. Таку саму конструкцію мають і радіальнопоршневі насоси. Їх поділяють на реверсивні і неревверсивні, регульовані і нерегульовані. В гідроприводах машин застосовують такі марки: НРР, НРРШ – насоси з ручним керуванням, неревверсивні (НРРШ мають вмонтований шестеренний насос); НРС і 2НРС – насоси із стежним керуванням (НРС – неревверсивний, 2НРС – реверсивний); НРМ і НР4М – насоси з електрогідролічним керуванням на дві і чотири подачі, реверсивні; НРД – насоси з керуванням за тиском, неревверсивні. Цифри після букв, наприклад 450/100, вказують: 450 – робочий об'єм, см³; 100 – номінальний тиск, кгс/см².

Технічна характеристика радіальнопоршневих гідромашин

Таблиця 3.7

Показник	Насоси		Гідромотори	
	НРР-125А	НРМ-360/100	МР-1100	21.50
1	2	3	4	5
Робочий об'єм, см ³		360	1126	2360
Номінальний тиск, МПа	125	10	21	12,5
Потужність, кВт	20	68		
Номінальний крутний момент, Нм	45	–	3380	4350
Частота обертання, с-1				
номінальна				
максимальна				
максимальна	8	10	12,5	16

Як працює радіально-поршневий гідродвигун?



Анімація роботи радіально-поршневого гідродвигуна



Матеріали основних деталей радіальнопоршневих гідромашин вибирають з урахуванням режимів роботи і умов експлуатації, а також залежно від конструкції

Для підвищення антифрикційних властивостей розподільного диска і блока циліндрів відповідно застосовують бронзи БрОСН10-2-3, БрОФ10-1 і сталь 20Х з цементацією робочої поверхні на глибину 0,7 – 0,9 мм і гартуванням до твердості HRC 58...62. Поршні виготовляють із сталей 20Х або ШХ15 з твердістю після термічної обробки HRC 58...62, а для сталі 40Х з найбільшою можливою твердістю. Статор виготовляють із чавуну С412-40 або сталі.

$$V_p = S_p h z K m, (M^3) \quad (3.23)$$

Основні параметри. Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини одноходової дії.

$$V_p = S_p h z K m, (M^3) \quad (3.24)$$

де S_p – площа поршня, m^2 ;

h – повний хід поршня, $h = 2e$, м;

e – ексцентриситет, м;

z – кількість поршнів;

K – кількість рядів поршнів.

Робочий об'єм радіальнопоршневої гідромашини багатоходової дії

де h_1 – хід поршня за один цикл, м;

m – кількість циклів.

Оскільки ексцентриситет e спричинює хід поршня $h = 2e$, то зміною e регулюють робочий об'єм гідромашини. За можливості зміщення статора в обидва боки від ротора з'являється можливість реверсування потоку робочої рідини.

Діаметр поршня визначається умовою забезпечення робочого об'єму за формулою

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_p}{\pi h K m}} (M) \quad (3.25)$$

де h – хід поршня, $h/d = 0,65...1,00$.

Довжина поршня $l = 2(e + d_n)$.

Мінімальна глибина занурення поршня в роторі $L_1 = (1,5...2,0) d_n$.

Діаметр ротора $D_p = 12,5 d_n$.

Внутрішній діаметр опорної поверхні статора $D_c = D_p + 2e$.

Діаметр цапфеного розподільника $D_{cp} = (4,5...5,0) d_n$.

Всі інші параметри радіальнопоршневих гідромашин визначають так само, як і для аксіальнопоршневих гідромашин.

Поршневі насоси гідроприводів гальм та зчеплень

У гідроприводах гальм та зчеплень автомобілів і деяких дорожньо-будівельних машин джерелом гідравлічної енергії є однопоршневий насос, який називають головним циліндром. Будову такого насоса показано на рис. 3.25.

Принцип дії. При дії на педаль 1 завдяки тязі 2 і штоку 3 поршень 12 переміщується вправо в циліндрі 11, стискаючи пружину 10. Як тільки поршень манжетю 13 перекриє компенсаційний отвір 5 в днищі бачка 6, робоча рідина під тиском надходить через клапан 8 у трубопровід 9 і до колісного гідроциліндра, колодки гальмують колесо. Якщо зняти зусилля

із педалі (система розгальмується), поршень під дією пружини 10 переміщується вліво. Рідина із колісного циліндра через зворотний клапан 7 надходить в праву порожнину циліндра 11. Якщо рідина з якоїсь причини просочується із правої порожнини циліндра, в ній створюється розрідження. Тоді рідина із бачка 6 через перепускний отвір 4 і підживлювальний отвір 14 поршня, відтискує гумову манжету 13 і надходить в праву порожнину циліндра. Будова і принцип дії насосів гідроприводу зчеплень аналогічна. За будовою такі насоси відрізняються конструкцією бачка для робочої рідини.

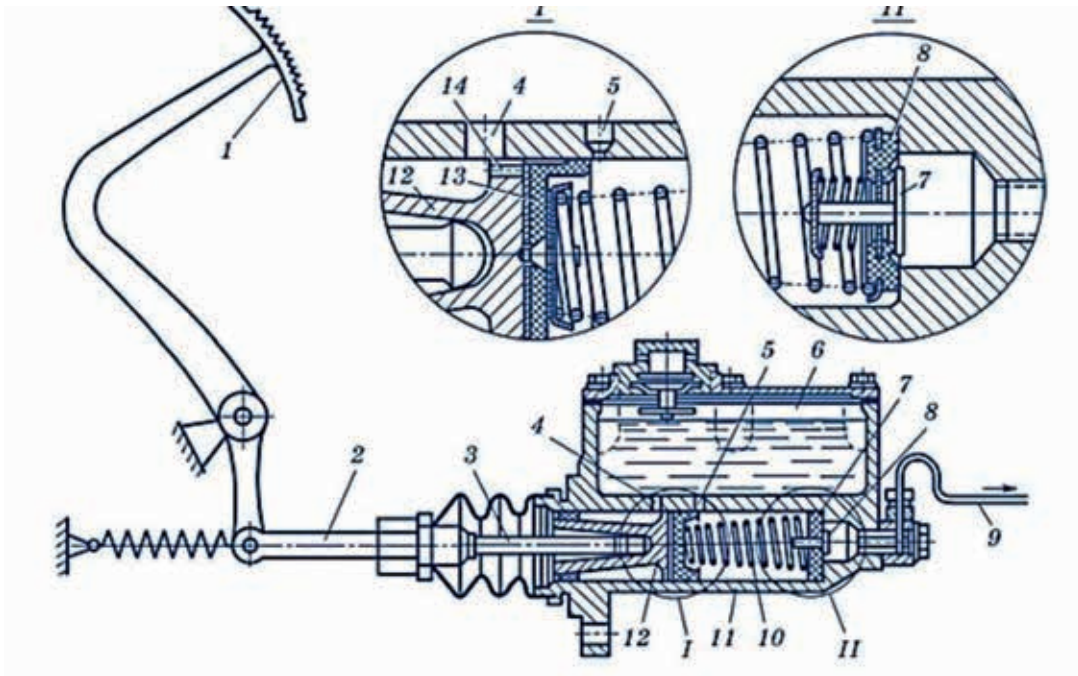


Рис. 3.25. Поршневий насос (головний циліндр) гідроприводу гальм:
 1 – педаль; 2 – тяга педалі; 3 – шток; 4 – перепускний отвір; 5 – компенсаційний отвір; 6 – бачок для робочої рідини; 7 – зворотний клапан; 8 – напірний клапан; 9 – трубопровід до колісного циліндра; 10 – пружина поршня; 11 – циліндр; 12 – поршень; 13 – гумова манжета; 14 – підживлювальний отвір поршня

3.4. Роторні гідромашини: шестеренні, пластинчасті та гвинтові. Їх будова, принцип дії. Визначення основних параметрів

Шестеренні гідромашини

До шестеренних гідромашин належать насоси і гідромотори. Насос – це джерело гідравлічної енергії, а **гідромотор** – її споживач, що перетворює енергію потоку рідини на енергію обертального руху вихідної ланки (вала), кут обертання якого не обмежений (вал обертається).

Шестеренні машини в сучасній техніці знайшли широке застосування. Їх основною перевагою є конструкційна простота, компактність, надійність в роботі і порівняно високий ККД. У цих машинах відсутні робочі органи, піддані дії відцентрової сили, що дозволяє експлуатувати їх за частоти обертання до 20 с^{-1} .



У шестеренних гідромашин робочі камери утворені поверхнями зубчастих коліс, корпусу і бокових кришок.

Шестеренні гідромашини виготовляють із **зовнішнім і внутрішнім зачепленням** (одним з варіантів останнього є **героторна** гідромашини із спеціальним трохоїдальним зачепленням). Гідромашини з внутрішнім зачепленням компактніші, але через складність виготовлення застосовуються рідко. Іноді для зниження шуму і нерівномірності подачі застосовують шестерні з косими зубами.

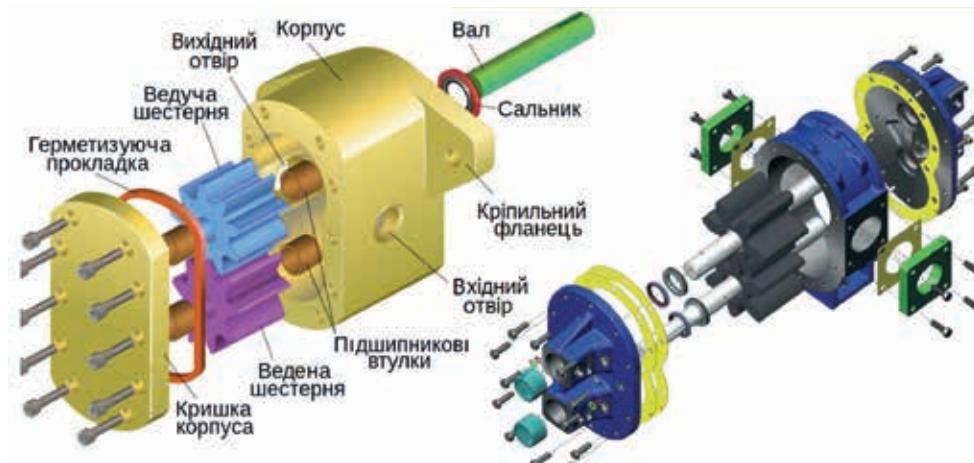


Рис. 3.26. Будова шестеренних гідромашин

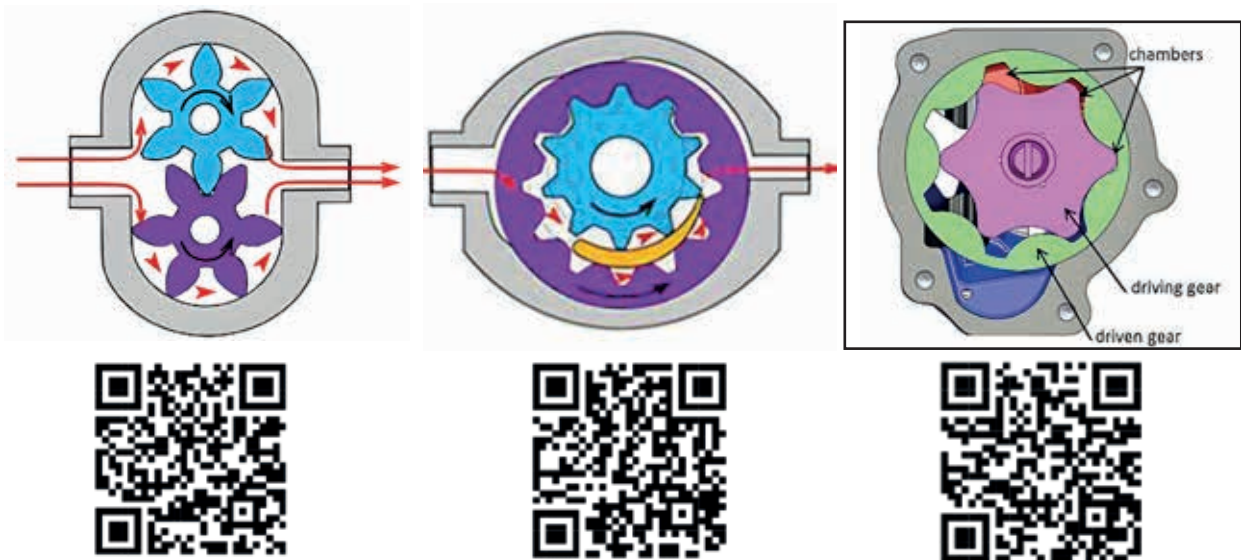


Рис. 3.27. Шестеренні гідромашини:
а – із зовнішнім зачепленням; *б* – із внутрішнім зачепленням;
в – героторна гідромашинна

Шестеренні насоси

Основна група шестеренних насосів складається з двох прямозубих шестерень зовнішнього зачеплення (рис. 3.28, а). Застосовуються також і інші конструктивні схеми, наприклад, насоси з внутрішнім зачепленням (рис. 3.28, б), три- і більше шестеренчасті насоси (рис. 3.28, в).

Анімація роботи шестеренного насоса із зовнішнім зачепленням



Анімація роботи шестеренного насоса із внутрішнім зачепленням



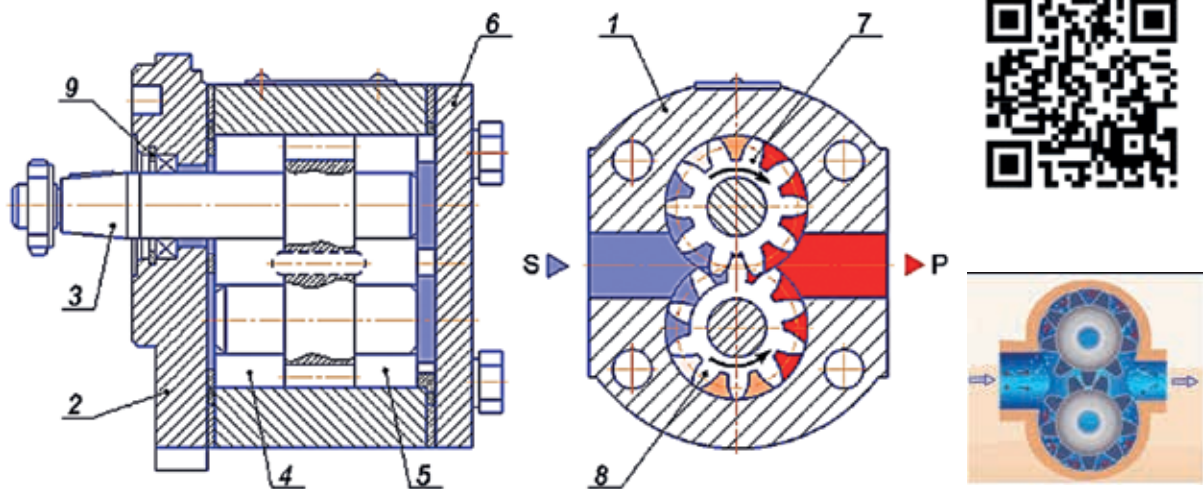
Анімація роботи героторного насоса



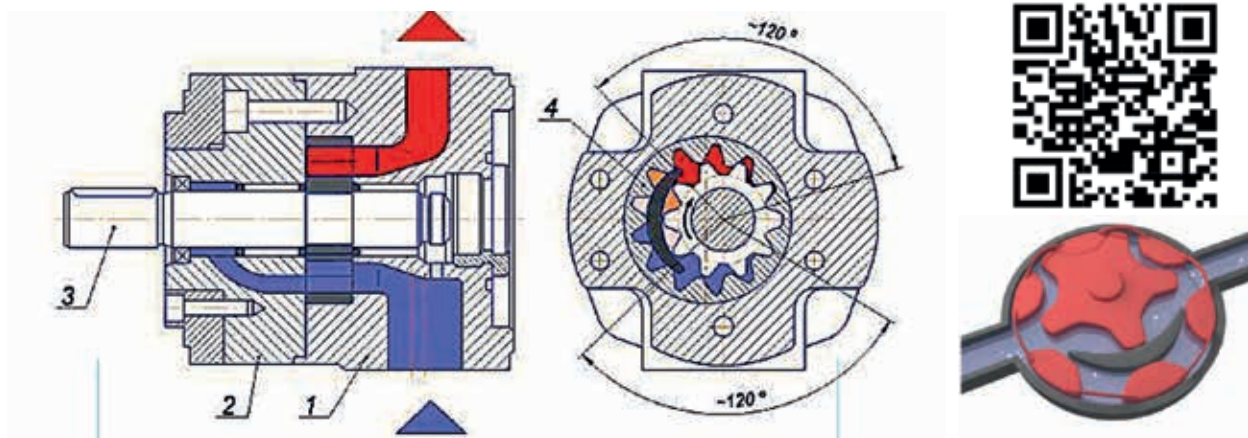
Шестеренний насос із зовнішнім зачепленням (рис. 3.28, а) складається з ведучої 1 і веденої 2 шестерень, розміщених з невеликим зазором в корпусі 3. Під час обертання шестерень рідина, що заповнила робочі камери (міжзубовий простір), переноситься з порожнини всмоктування 4 в порожнину нагнітання 5. З порожнини нагнітання рідина витісняється в напірний трубопровід.

Шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням складні у виготовленні, але дають більш рівномірну подачу і мають менші розміри. Внутрішня шестерня 1 (рис. 3.28, б) має на два-три зуби менше, ніж зовнішня шестерня 2. Між внутрішньою і зовнішньою шестернями маєсья серпоподібна перемичка 3, що відокремлює порожнину всмоктування від напірної порожнини. Під час обертання внутрішньої шестерні рідина, що заповнює робочі камери, переноситься в напірну порожнину і витісняється через вікна в кришках корпусу 4 в напірний трубопровід.

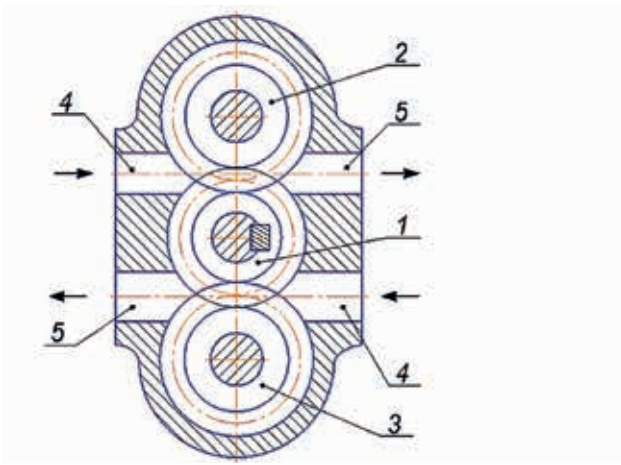
На рис. 3.28, в наведена схема тришестеренного насоса. У цьому насосі шестерня 1 ведуча, а шестерні 2 і 3 – ведені, порожнини 4 – усмоктувальні, а порожнини 5 – напірні. Такі насоси вигідно застосовувати в гідроприводах, в яких необхідно мати дві незалежні напірні гідролінії.



а – із зовнішнім зачепленням: 1 – корпус; 2 – кришка опорна; 3 – вал;
4, 5 – підшипникові блоки; 6 – бокова кришка; 7, 8 – циліндричні шестерні



б – із внутрішнім зачепленням: 1 – шестерня ведуча; 2, 3 – шестерні ведені;
4 – порожнини всмоктувальні; 5 – порожнини напірні



в – тришестеренний насос: 1 – шестерня ведуча; 2, 3 – шестерні ведені;
4 – порожнини всмоктувальні; 5 – порожнини напірні

Рис. 3.28. Анімація роботи і схеми шестеренних насосів

Демонстрація роботи шестеренного насоса



Типи шестеренних насосів



Гідравлічні насоси, якими обладнані гідросистеми, шестеренчасті, нерегульованої дії, призначені для створення тиску робочої рідини в гідросистемах. За своїм призначенням насоси є різних модифікацій і мають різне умовне позначення.

Наприклад, позначення НШ 10В-2, НШ 10В-3, НШ 32 – 4 – Л означають:

Н – насос; Ш – шестеренчастий; 10, 32, 50 – подача робочої рідини в кубічних сантиметрах за один оберт валу насоса; В – назва заводу-виготловача (Вінниця); 2, 3, 4 – насоси мають номінальний тиск відповідно 14 МПа, 16 МПа, 20 МПа; Л – насос з лівим напрям обертання.

Наприклад, позначення насоса НШ 32 У-3-Л розшифровують так: НШ – насос шестеренчастий; 32 – об'єм робочої рідини в см³, який витискається із насоса за один оберт валу (теоретична подача); У – уніфікована конструкція; 3 – група виконання, яка характеризує номінальний тиск нагнітання насоса 16 МПа; Л – лівобічний напрям обертання урухомника насоса. Якщо насос правого напрямку обертання, то відповідної букви в позначенні немає.

Останнім часом розпочато серійне виробництво принципово нової конструкції шестеренних круглих нерегульованих гідронасосів дев'яти типорозмірів. Марка насоса позначається так: «НШ» насос шестеренний, число показує теоретичну (розрахункову) подачу оливи насосом за один оберт ведучого валу в см³. Відповідно до ГОСТ 8753 – 71 шестеренні насоси гідравлічних систем за виконанням розподіля-

ються на чотири групи, що позначаються цифрами 1, 2, 3 і 4. До групи 1 належать насоси з номінальним тиском нагнітання 10 МПа і робочими об'ємами за один оберт 10, 32, 46 і 67 см³; до групи 2 – насоси з номінальним тиском нагнітання 14 МПа і робочими об'ємами за один оберт 10, 32, 50, 67, 100, 160 і 250 см³; до групи 3 – насоси з тиском 16 МПа і робочими обсягами 10, 32, 50, 63, 100, 160 і 250 см³ і до групи 4 належать насоси з тиском нагнітання 20 МПа і робочими об'ємами за один оберт 10, 32, 50 і 63 см³. Цифри, що вказують групу насосів, пишуть на етикетках останніми, крім першої групи, де цифру 1 не пишуть. Правий напрям обертання літерою П не позначається, а лівий позначається буквою Л.

Загальну будову шестеренного насоса показано на рис. 3.30.



Рис. 3.29. Структура умовного позначення шестеренних насосів

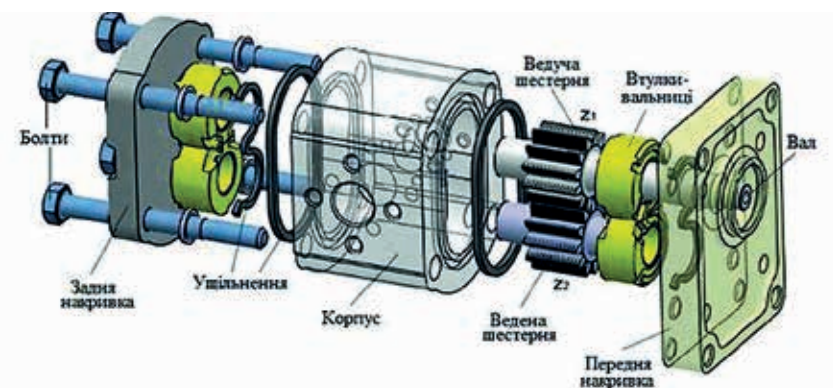


Рис. 3.30. Будова шестеренного насоса



Шестеренні насоси – будова та принцип роботи

Шестеренний насос працює наступним чином

У разі включення насоса обертання від валу передається до ведучої шестерні насоса, а від неї до веденої (шестерні обертаються в протилежних напрямках). Зубці, виходячи із зачеплення, створюють у всмоктувальній порожнині розрідження, куди спрямовується олива з бака, заповнюючи впадини між зубцями. Далі вона переміщується зубцями і надходить у нагнітальну порожнину. Тиск оливи у впадинах збільшується з наближенням їх до нагнітальної порожнини. У разі входу зубців у зачеплення, що відбувається в нагнітальній порожнині, олива виштовхується і спрямовується з останньої через патрубок і оливопровід високого тиску до розподільника. Насос вмикають за допомогою спеціальної муфти, коли двигун вимкнений або за низької частоти обертання колінчастого валу. Після ввімкнення урухомника насоса і пуску двигуна насос має працювати 2-3 хв за невеликої частоти обертання і нейтрального положення важеля розподільника, а потім 5-6 хв –

за робочої частоти. У цей час олива підігрівається до необхідної температури. Якщо система не працює, насос треба відімкнути. Конструкція насоса НШ дозволяє змінювати напрям обертання з лівого на правий, і навпаки. Для цього міняють місцями ведучу і ведену шестерні разом з їх втулками і повертають накривку на 180°. Круглі нерегульовані насоси шестеренного типу НШ всіх дев'яти типорозмірів призначені для подачі під тиском робочої рідини в гідравлічні системи тракторів, дорожньо-будівельних, підйомно-транспортних та інших машин.

Як працює шестеренний насос?



Основні параметри шестеренних насосів

Робочий об'єм (V_p) насоса – це кількість рідини, яка витиснена насосом за один оберт валу, см^3 . Насос за кожний оберт подає кількість оливи, що дорівнює сумі об'ємів западин обох шестерень. Вважають, що об'єм западин і зубів висотою $h=2m$ рівні між собою (m – модуль зачеплення).

В цьому разі робочий об'єм шестерень дорівнює об'єму кільця товщиною $h=2m$, шириною b (ширина шестерні) і діаметром D_0 початкового кола шестерні

$$V_p = 2\pi D_0 m b, \quad (3.26)$$

Оскільки $D_0 = mz$, де z – кількість зубів шестерні, то

$$V_p = 2\pi m^2 z b, \quad (3.27)$$

Одиниця вимірювання робочого об'єму в системі СІ – м^3 . Ряди номінальних робочих об'ємів регламентовані.

Номінальний тиск ($P_{ном}$) насоса на виході – це найбільший тиск, за якого насос має працювати протягом встановленого терміну із збереженням параметрів в межах встановлених норм. Ряди номінальних тисків регламентовані.

Одиниця тиску, прийнята в системі СІ – паскаль

(Па). Це тиск, що спричинюється силою 1 ньютон на поверхню 1 м^2 . Отже, $1 \text{ Па} = \text{Н}/\text{м}^2$. Як одиницю тиску використовують також і мегапаскаль ($1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10 \text{ кгс}/\text{см}^2$).

Номінальна частота обертання ($n_{ном}$) насоса – це найбільша частота обертання, за якої насос працює протягом встановленого терміну із збереженням параметрів в межах встановлених норм. Ряди номінальних частот регламентовані. Одиниця частоти обертання – с^{-1} (об/с) або хв^{-1} (об/хв).

Об'ємна подача насоса – це відношення об'єму рідини, що подається, до часу. Об'ємну подачу Q , $\text{м}^3/\text{с}$, визначають за залежністю

$$Q = V_p n, \quad (3.28)$$

де V_p – робочий об'єм, м^3 ;

n – частота обертання, с^{-1} .

Корисна потужність насоса N_k , Вт – це потужність, що надається насосом робочій рідині

$$N_k = P Q \quad (3.29)$$

де P – тиск, Па;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Потужність насоса N – це потужність, що споживається насосом

$$N = N_k / \eta, \quad (3.30)$$

де η – повний (загальний) ККД насоса.

Загальний ККД насоса показує, яку частку становить корисна потужність від потужності насоса, тобто

$$\eta = N_k / N, \quad (3.31)$$

де η_m – механічний ККД; η_v – об'ємний ККД.

Механічний ККД насоса зумовлюється механічними втратами енергії на подолання тертя елементів насоса, що рухаються, тертя цих елементів по рідині, тертя рідин по стінках каналів і місцевих опорів, внутрішнього тертя частинок між собою. Для шестеренних насосів $\eta_v = 0,92 \dots 0,94$, а $\eta = 0,80 \dots 0,85$.

Шестеренні насоси типу НШЕ застосовують у гідроприводах рульових керувань дорожньо-будівельних та інших машин. Будову насоса НШ-10Е показано на рис. 3.31. Корпус 1 і кришка 10 насоса виготовлені з алюмінієвого сплаву. В корпусі є два колодязі. По твірній колодязів у місці їх перетину знаходиться лиска на всю глибину колодязів: широка u (17 мм) з боку нагнітання,

і вузька v (10 мм) – з боку всмоктування. На дні колодязів знаходиться кільцевий канал, а з боку всмоктування – канал для відведення оливи, що просочилась через ущільнення у всмоктувальну лінію. В корпусі є також два отвори діаметром 14 мм (всмоктувальний і напірний) та кільцева проточка i під ущільнювальне кільце 5 кругового перерізу. Ведуча шестерня 6 має шліцьовий кінець валу, на якому знаходиться кругова канавка e , де розміщено стопорне кільце. Шестерні насоса виготовлені з легованої сталі разом із цапфами і мають 10 зубів. Підшипники 2, що мають форму вісімки, є опорами цапф шестерень, а також служать для ущільнення торцевих зазорів з боку, протилежного до торців шестерень. На них виконано фігурні канавки z 6 мм заввишки під манжету; на площині, що прилягає до торців шестерень, зроблено косі канавки $ж$ 1,5 мм завширшки для відведення оливи, що просочилась крізь торцеві зазори між шестернями і підшипниками в зону всмоктування, а також прямі вузькі канавки ϵ 7 мм завдовжки і 0,5 мм завглибшки для розвантаження запертого об'єму між зубами шестерень. В отворах під цапфи шестерень з боку нагнітання є дві напівкруглі спіральні канавки $д$, призначені для мащення цапф і їх охолодження.

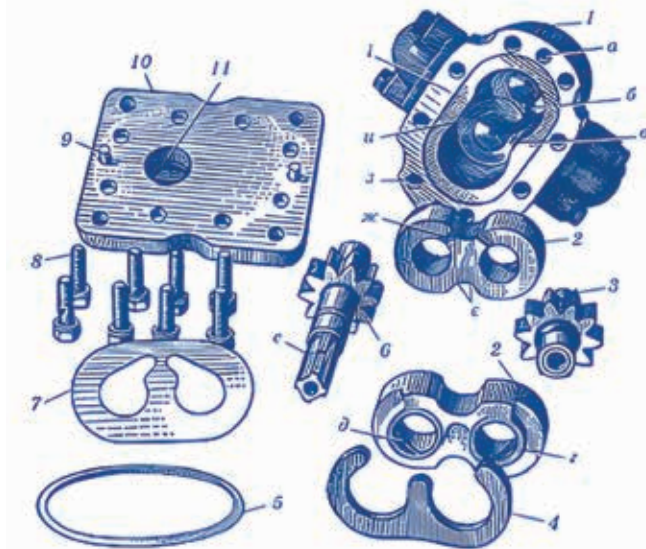


Рис. 3.31. Шестеренний насос НШ-10Е:

- 1 – корпус; 2 – опорні втулки-підшипники; 3 – ведена шестерня; 4 – фігурна манжета; 5 – ущільнювальне кільце; 6 – ведуча шестерня; 7 – пластина; 8 – гвинт; 9 – штифт-фіксатор кришки; 10 – кришки; 11 – каркасний сальник;
 a – отвір під штифт-фіксатор; b – канал, що сполучає колодязі корпусу;
 v – вузька лиска; z – канавка для фігурної манжети; $д$ – спіральні канавки для мащення підшипників; e – канавка для стопорного кільця; ϵ – розвантажувальні канавки; $ж$ – косі канавки для відведення рідини, що просочилась; $з$ – різьбовий отвір; u – широка лиска; i – розточка під ущільнювальне кільце

З метою компенсації зношення і зменшення втрат робочої рідини через зазори між торцями шестерень і підшипниками 2 передбачено автоматичне притискання підшипників до торців шестерень тиском робочої рідини, що підводиться із зони нагнітання під фігурну манжету 4. Для надійної роботи між кришкою і переднім підшипником з манжетою встановлено овальну пластину 7 з фігурними вирізами всередині. В зовнішню розточку кришки запресовано два каркасних сальники 11, що зафіксовані пружинним кільцем. Зібраний насос нереверсивний.

Насоси типу НШ-32У застосовують в основних гідроприводах землерийних, дорожньо-будівельних та інших машин.

Шестеренний насос НШ-32У показано на рис. 3.32. Для вирівнювання тиску на підшипники (опорні втулки) на торцях опорних втулок, що прилягають до торців шестерень, зроблено дугоподібні розвантажувальні фаски 2×2 мм.

Олива із запертого об'єму відводиться через канавки (0,4×0,6 мм) на торцях опорних втулок. Щоб запобігти протіканню оливи у всмоктувальну порожнину насоса з боку всмоктування, в проточку вставляють клинове гумове ущільнення 8 і клиновий алюмінієвий вкладиш 7. Олива, що протікає

крізь зазор між передніми втулками і цапфами шестерень, надходить у всмоктувальну порожнину через отвір у кришці і далі, через осьовий отвір веденої шестерні, в канал, який з'єднує кільцеву виточку колодязів на дні корпусу. Автоматична компенсація торцевих зазорів здійснюється завдяки оливі, що підводиться з порожнини нагнітання під манжету 10. Притискне зусилля до торців шестерень незначно перевищує відтискне за рахунок більшої площі дії, тому між поверхнями тертя зберігається оливна плівка. Насоси НШУ допускають як праве, так і ліве обертання. На заводі їх збирають тільки для правого або тільки для лівого обертання. Щоб переобладнати насос з лівого обертання на праве або навпаки, достатньо шестерні разом з опорними втулками розвернути на 180° відносно корпусу, за умови, що розміри втулок відповідають розмірам розточок у корпусі.

Шестеренні насоси типу НШК (К – круглий) – насоси принципово нової конструкції. Випускають насоси НШ-32, НШ-50, НШ-67, НШ-100, НШ-160 та НШ-250 та ін. Вони більш ефективні порівняно з насосами НШУ відносно вирівнювання тиску оливи і об'ємного ККД.

Будову шестеренного насоса типу НШК зображено на рис. 3.33.

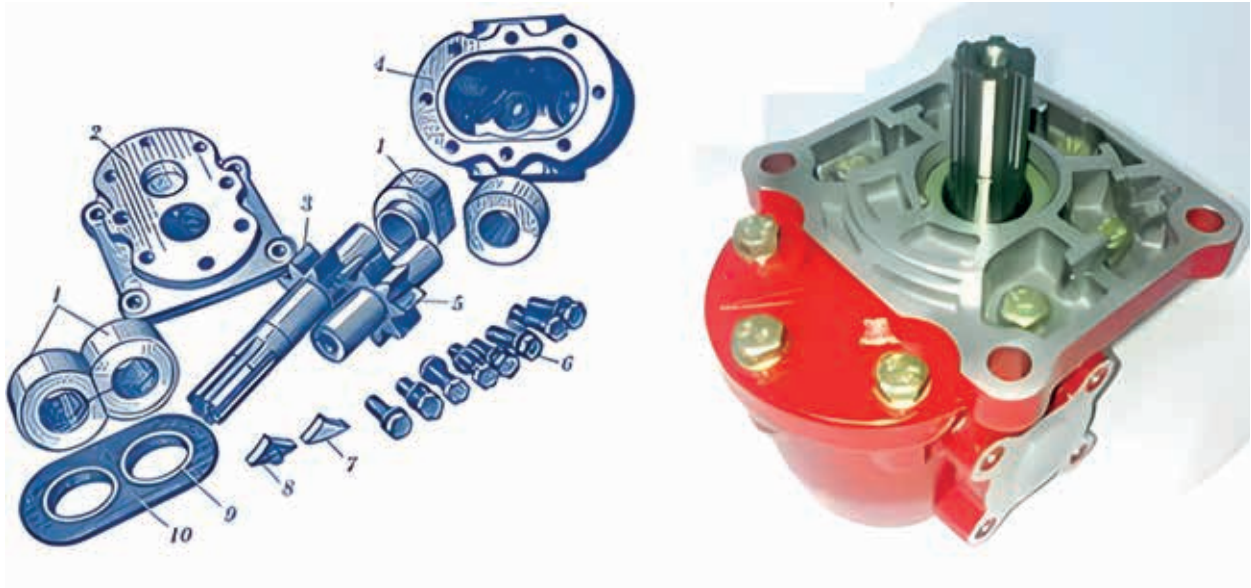


Рис. 3.32. Шестеренний насос НШ-32У:

1 – опорні втулки; 2 – кришка; 3 і 5 – ведуча і ведена шестерні; 4 – корпус насоса; 6 – болти;
7 – алюмінієвий клиновий вкладиш; 8 – гумове ущільнення;
9 – металеві шайби; 10 – ущільнювальна манжета

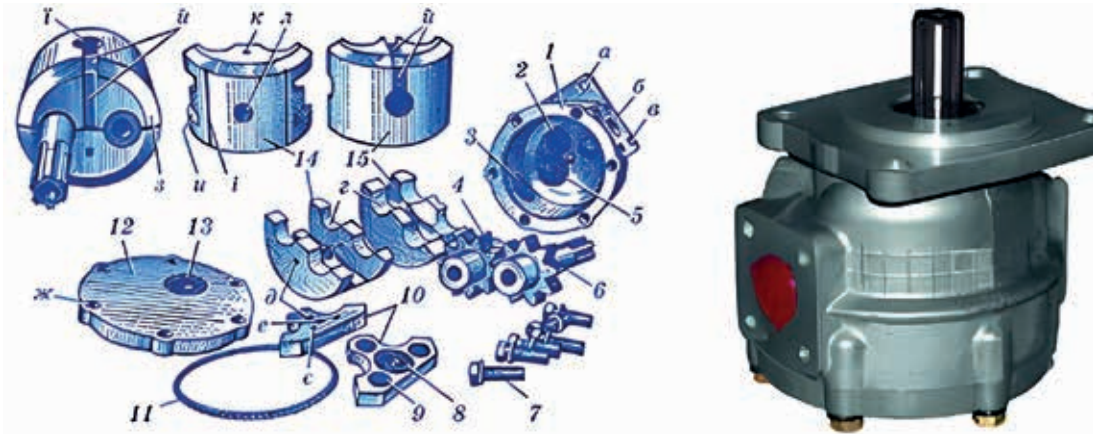


Рис. 3.33. Шестеренний круглий насос НШК:

1 – корпус; 2 – центрувальна втулка; 3 – манжета радіального притискання; 4 і 6 – ведуча і ведена шестерні; 5, 8, 9 і 13 – манжети; 7 – болти; 10 – платики-замікачі; 11 – ущільнювальне кільце кришки насоса; 12 – кришка насоса; 14 – притискна (рухома) обойма; 15 – підшипникова обойма; а – отвори для кріплення насоса; б – площа для приєднання арматури; в – отвір для кріплення кутника; г – виточки під цапфи шестерні; д, е, к – отвори; є – косі отвори; ж – отвори під болти; з – фаска широка; и – пази під платики-замікачі; і – трикутні пази; ї – всмоктувальний отвір; ѓ – канавка для відведення оливи; к – канавки для відведення робочої рідини; л – напірний отвір

Корпус насоса відлитий з алюмінієвого сплаву. Всередині нього знаходиться циліндричний колодязь, в якому розміщено коливальний вузол. У дні корпусу є отвір для привідного валу. Із зовнішнього боку в цей отвір запресовано манжету для ущільнення ведучого валу, а з внутрішнього – центрувальну сталю втулку, що виступає всередині корпусу на 4 мм і перешкоджає прокручуванню коливального вузла (шестерень з обоймами і платиками-замікачами) в процесі роботи і при складанні насоса.

На дні корпусу 1 (всередині) зроблено гніздо для манжети 5, а також конічні заглиблення, що створюють камери осьового притискання. Олива під тиском надходить у камери осьового притискання із зони високого тиску через отвори д.

Всмоктувальний і напірний отвори корпусу мають однаковий діаметр. Всередині корпусу у розточку напірного отвору вмонтовано манжету радіального притискання 3. Поверх манжети накладається металева опорна пластина для перекриття зазору між корпусом 1 і притискною обоймою 14. При зношенні опорних поверхонь радіальний зазор між ущільнювальною поверхнею і зубами шестерні компенсується за допомогою притискної обойми.

Ведуча 6 і ведена 4 шестерні з цапфами виготовлені з легованої сталі. На шліцьовому валу знаходиться кільцева канавка для стопорного кільця, в яке упирається з'єднувальна муфта. Цапфи ше-

стерень насоса обертаються в підшипниковій 15 і притискній 14 обоймах. Зовні, на торці обойми, який повернутий до дна корпусу, знаходиться широка фаска з, на протилежному – вузька. Підшипникова обойма виготовлена з алюмінієвого сплаву АМО-7-3, її зовнішнім діаметром 0,03 – 0,05 мм більший за діаметр циліндричної розточки корпусу, що забезпечує жорстку опору та стабілізацію міжцентрової відстані розточок під опори шестерень. У підшипниковій обоймі 15 з внутрішнього боку зроблено напівкруглі виточки: меншого діаметра г – під цапфи шестерень, більшого – під шестерні, а в центрі обойми – проточка під торцеві платики-замікачі 10. У середній частині по довжині підшипникової обойми перпендикулярно осі насоса розміщено всмоктувальний (вхідний) отвір ї. На торці з широкою фаскою і по твірній до всмоктувального отвору підшипникової обойми виконано канавку ѓ прямокутного перерізу для відведення оливи, що протікає з-під сальникової порожнини валу ведучої шестерні у всмоктувальну порожнину насоса. Притискна (рухома) обойма 14 також має напівкруглі виточки г під цапфи і виточки під шестерні. Тут знаходяться два паралельних пази и для розміщення торцевих платиків-замікачів 10. Отвір к, що просвердлено у торці обойми, призначений для підведення оливи до манжет 5 і 13, розміщених у дні корпусу і кришки. Посередині обойми є отвір л для нагнітання оливи. Його розмір менший

за розмір впускного отвору. Із зовнішнього боку уздовж твірних розміщено два трикутні пази і для відведення оливи у разі, коли манжета радіального притискання 3 буде пошкоджена. Зовнішній діаметр притискної обойми на 0,2 – 0,3 мм менший за розточку в корпусі насоса. Це дає можливість здійснювати компенсацію радіальних зазорів між поверхнею обойми і зубами шестерень завдяки радіальному притисканню тиском оливи між манжетою 3 і опорною пластиною. Торці шестерень ущільнюються двома платиками-замикачами 10, що притискаються оливою, яка знаходиться в камерах тиску манжет 8 і 9. Пластики виготовлені з бронзи ОДС-5-5. Два кільцевих вирізи в платиках на 0,05 – 0,08 мм більші за діаметр цапф шестерень. З одного боку платика знаходяться чотири циліндричних розточки, в які вмонтовані гумові манжети (три суцільні і одна велика з отвором у центрі). На протилежному боці платика

знаходяться три похилих і один перпендикулярний отвори для підведення оливи під ці манжети, щоб притискати платики до торців шестерні. Осьове притискання здійснюється оливою, що надходить з напірної камери по похилому і осьовому отворах платиків. Центральна мала розточка (виконана над похилим отвором) призначена для розвантаження запертого об'єму оливи. Пластики розміщені у притискній обоймі так, щоб манжети знаходились зовні відносно торців шестерень. У кришці насоса 12, що виготовлена з алюмінієвого сплаву, є заглиблення, в якому розміщено манжету 13 з металевим кільцем. Круглий насос nereверсивний, може бути або правого, або лівого обертання. Він відрізняється від інших тим, що замість втулок у корпусі розміщено дві обойми і зона високого тиску має значно менший об'єм. Всі шестеренні насоси оборотні, тобто вони можуть працювати в режимі гідромотора.

Технічна характеристика шестеренних насосів

Таблиця 3.8

Показник	НШ-10-Е-2	НШ-32-У	НШ-32-У-2	НШ-32-3	НШ-46-У	НШ-50-У-2	НШ-50-2	НШ-50-3	НШ-67-2	НШ-67-3	НШ-80-1	НШ-100-2	НШ-100-3	НШ-160-2	НШ-160-3	НШ-250-2	НШ-250-3	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Робочий об'єм, см ³	10	31,7	32	31,5	45,7	49,1	50	48,8	69	69	80	98,8	98,8	162,5	162,5	244,8	244,8	
Тиск напірний, МПа																		
номінальний	14	10	14	16	10	14	14	16	14	16	1,0	14	16	14	16	14	16	
максимальний	17,5	14	17,5	20	14	15	17,5	20	17,5	20	1,2	16	20	16	20	16	20	
Номінальна подача, дм ³ /с	0,29	0,79	0,93	0,93	1,05	1,44	1,45	1,45	1,60	1,60	2,71	2,32	2,32	4,99	4,99	5,75	5,75	
2,32 Частота обертання вала насоса при номінальному тиску, с ⁻¹																		
мінімальна	16	20	16	16	20	16	16	16	16	16	12,5	16	16	16	16	16	16	
номінальна	32	25	32	32	25	32	32	32	25	25	40	25	25	25	25	25	25	
максимальна	50	32	40	40	32	40	40	40	33,3	32,3	42	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	
Об'ємний ККД	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,83	0,92	0,85	0,85	0,94	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	
Споживана потужність кВт	5,5	11	16	17,6	–	25,8	23,8	27,2	24,9	28,4	4,7	37,5	42,8	63	72	92,7	106	
Маса кг	2,5	5,3	5,3	6,8	5,8	6,3	7,4	7,47	17,4	17,5	8,7	17,5	17,6	44,3	44,3	45,3	45,3	

Двосекційні шестеренні насоси призначені для одночасного нагнітання робочої рідини двома самостійними потоками в гідроприводах (наприклад, гідропривод навісної системи трактора і гідропривод рульового керування). Будь-який двосекційний насос складається із двох самостійних насосів, робочий комплект яких розміщено в окремих корпусах, сполучених між собою, і привод їх здійснюється від одного вала, проте мають самостійні всмоктувальні і напірні трубопроводи. Зібраний насос неререверсивний. Будову насоса показано на рис. 3.34.

Переваги двосекційних насосів: для обертання вала насосів потрібно лише один привод; менші габарити, маса двосекційного насоса приблизно на 13 % менша маси двох односекційних насосів; більш про-

сте і зручне обслуговування; компактна конструкція.

Недоліки двосекційних насосів: два паралельних гідроприводи на тракторі чи іншій машині працюють в різних режимах, отже, зношення двох секцій неоднакове; при виході із ладу однієї секції часто доводиться замінювати або ремонтувати й іншу; у двосекційних насосах вжко визначити, яка із секцій несправна, наприклад, з'явився шум і піна, – бак один, а робочу рідину використовують обидві секції.

Шестеренний насос конструктивного виконання Г

НШ-32Г-3Л – насос шестеренний з робочим об'ємом 32 см³, конструктивного виконання – Г, 3 – виконання за тиском, тобто з номінальним тиском на виході 16МПа, лівого напрямку обертання.

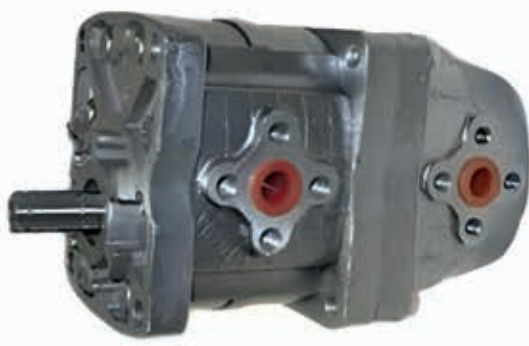
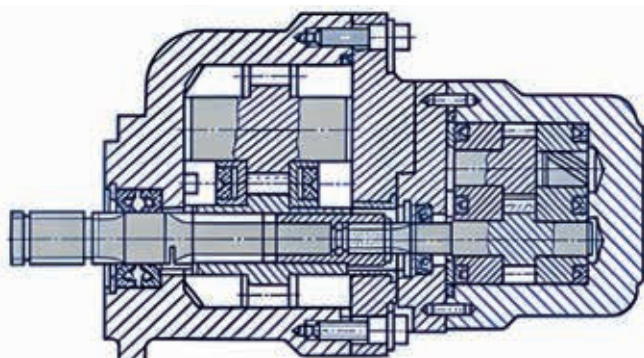


Рис. 3.34. Двосекційний шестеренний насос НШ-32-10-2

Технічна характеристика двосекційних насосів

Таблиця 3.9

Показник	НШ-32-М10-4	НШ-32-32М-4	НШ-50М-10-4
1	2	3	4
Робочий об'єм, см ³	32; 10		
Частота обертання, с-1			
номінальна	40	40	40
максимальна	50	50	50
мінімальна	8,33	8,33	8,33
Номінальна подача, л/хв	74,5; 2,6	74,5; 4,5	116,4; 2,6
Тиск на виході, МПа			
номінальний	20	20	20
максимальний	25	25	25
ККД			
об'ємний	0,97; 0,94	0,97; 0,97	0,97; 0,94
загальний	0,88; 0,83	0,85; 0,85	0,85; 0,83
Номінальна потужність, кВт	37,7	57,8	53,9
Маса, кг	7,0	9,8	7,5

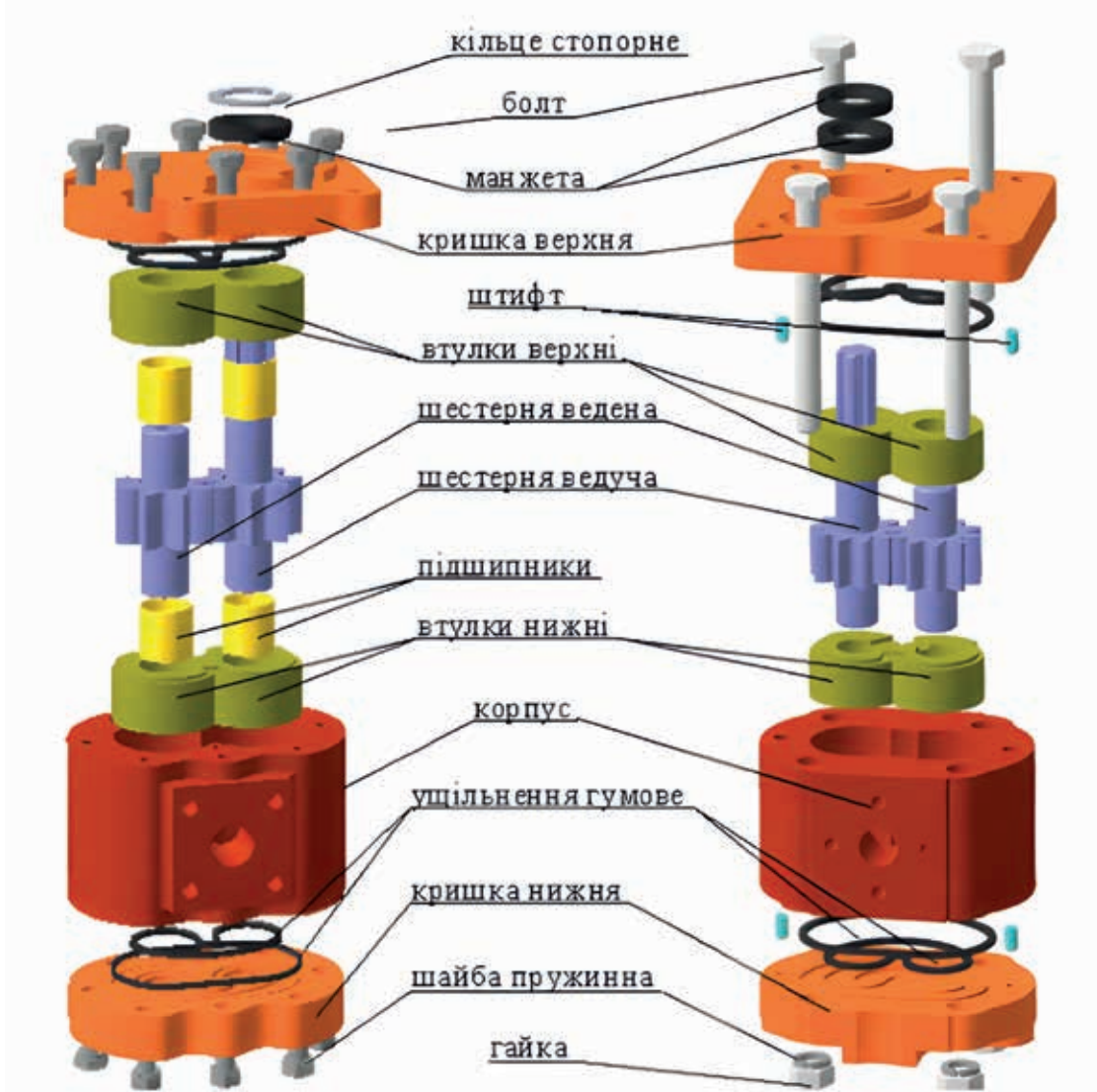


Рис. 3.35. Шестеренні насоси конструктивного виконання Г

Особливістю такої конструкції є наскрізний рівномірний корпус, що виключає можливість перекосу качаючого вузла. В цій конструкції передбачена можливість тандемування. До недоліків шестеренного насоса конструктивного виконання Г слід віднести наявність нижньої кришки та додаткових гумових ущільнень, що підвищують масу та дещо знижують надійність насоса.

Шестеренний насос конструктивного виконання УК

Конструктивне виконання „УК” відрізняється простою та надійною конструкцією, яка проіснувала майже без змін впродовж більш ніж 40 років. Використання спеціальних металфторопластових підшипників 4 дозволила збільшити ресурс на 25%, за додержання умов експлуатації.

Шестеренний насос конструктивного виконання М

Головною відмінністю шестеренного насоса серії М є відсутність опорних втулок. Таке компоновочне рішення дозволило знизити масу насоса, а використання спеціальних латунних компенсаторів 5 та металфторопластових підшипників 4 дозволило шестеренним насосам конструктивного виконання М бути використаними в гідросистемах з тиском до 250 кгс/см².

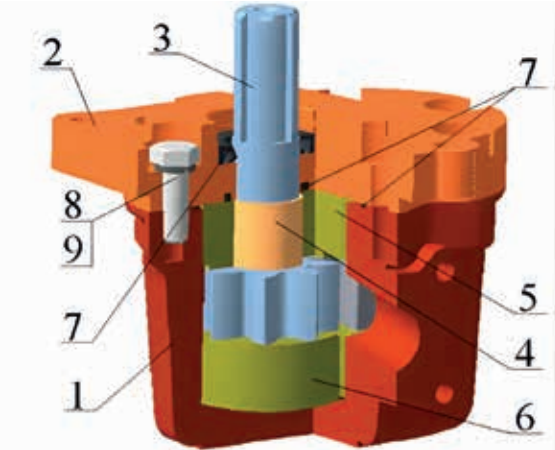


Рис. 3.36. Шестеренний насос конструктивного виконання УК:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – підшипник; 5 – втулки опорні верхні; 6 – втулки опорні нижні; 7 – манжета гумова; 8 – болт; 9 – шайба пружинна

Шестеренний насос конструктивного виконання А

Особливістю цієї конструкції є наявність моноблочної підшипникової 4 та підтискної 5 обойми, що дозволило зменшити навантаження на корпус. Моноблочна підшипникова обойма є єдиною опорою для цапф шестерень, таке рішення дозволило виключити їх перекіс під час роботи.

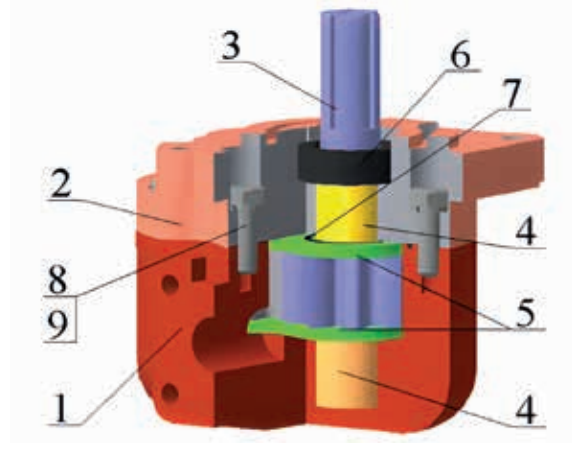


Рис. 3.37. Шестеренний насос конструктивного виконання М:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – підшипник; 5 – компенсатори; 6 – манжета гумова; 7 – гумове ущільнення; 8 – болт; 9 – шайба пружинна

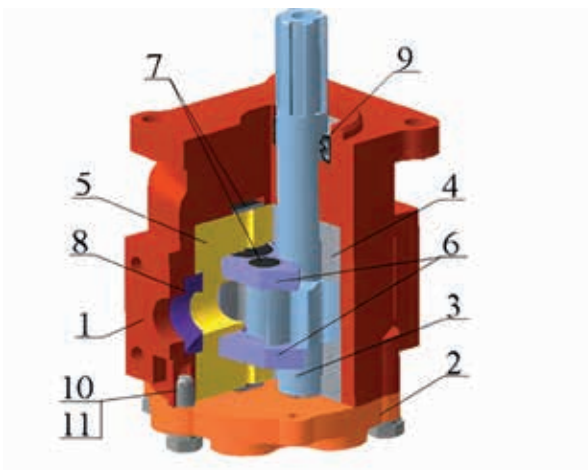


Рис. 3.38. Шестеренний насос конструктивного виконання А:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – обойма підшипникова; 5 – притискна (рухома) обойма; 6 – компенсатори; 7 – гумові ущільнення; 8 – манжета радіального притискання; 9 – манжета ущільнювальна; 10 – болт; 11 – шайба пружинна

Шестеренні гідромотори



Всі шестеренні насоси мають подвійне призначення – насос і гідромотора

Гідромотором називають гідромашину, що перетворює енергію потоку рідини на механічну енергію обертального руху вихідного вала, кут обертання якого необмежений. Випускають шестеренні гідромотори типу МНШ-32У і МНШ-46У, створені на базі насосів НШ-32У, НШ-46У, гідромотори ГМШ-32, ГМШ-50, ГМШ-67, ГМШ-100, створені на базі круглих насосів, а також гідромотори на базі нових насосів. За принципом дії шестеренний гідромотор – це оборотний насос, в який під тиском подається робоча рідина.

Гідромотор типу МНШ відрізняється від насоса НШУ тільки тим, що в дні його корпусу просвердлено конічний різьбовий отвір для приєднання до нього дренажного трубопроводу, призначеного для відведення робочої рідини, що просочилася, в бак гідроприводу. Трубопровід має бути опущений нижче рівня робочої рідини в баку і тиск у дренажному трубопроводі не повинен переви-

щувати 0,05 МПа (0,5 кгс/см²). Зібраний гідромотор типу МНШ реверсивний і оборотний. Він може працювати як насос правого або лівого обертання та як реверсивний гідромотор. Щоб переналадити гідромотор у насос, треба зняти кришку та з нагнітального блоку вийняти вкладиш і спеціальне ущільнення. Будова гідромотора ГМШ така сама, як і круглих насосів. Якщо насос необхідно використати в режимі гідромотора, то робочу рідину підводять з боку напірного отвору. В такому разі насос обертатиметься в протилежному напрямку. Характерною особливістю шестеренних гідромоторів є відсутність кавітації і низький момент зрушування, у зв'язку з чим робочий орган вмикають після розгону гідромотора вхолосту. Мінімальна частота обертання обмежена тільки механічними умовами і становить 500 об/хв.

Принцип роботи шестеренного насоса

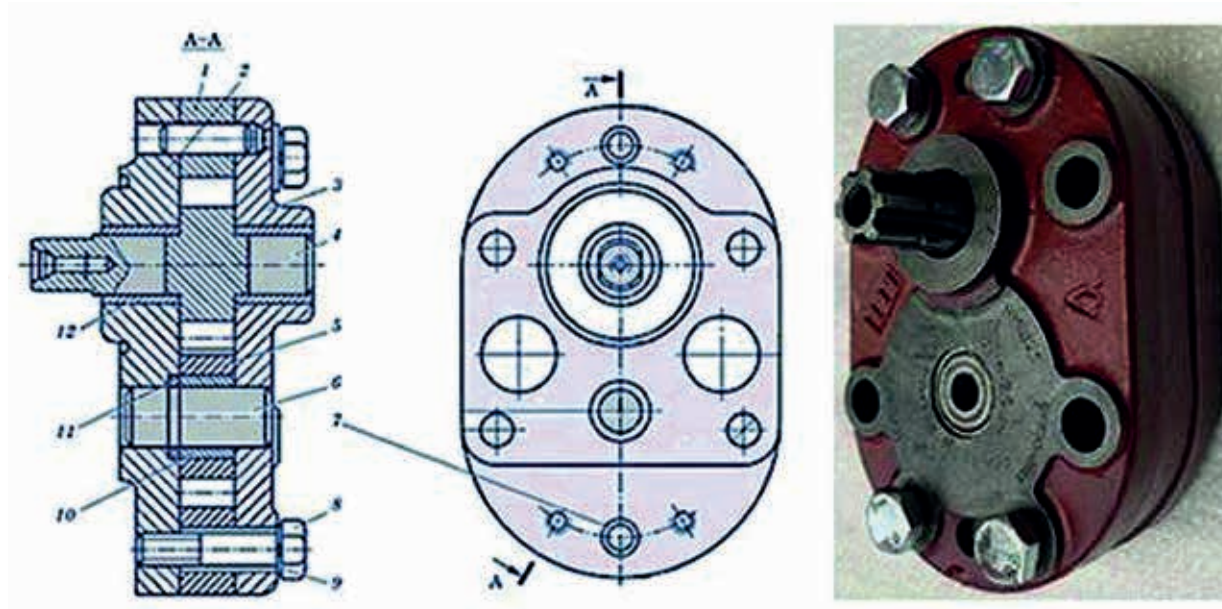


Рис. 3.39. Насос МНШ-25:

- 1 – корпус насоса; 2 – нижня кришка; 3 – верхня кришка; 4 – ведуча шестерня;
- 5 – ведена шестерня; 6 – вісь веденої шестерні; 7 – штифт-фіксатор; 8 – болт;
- 9 – пружинна шайба; 10 – опорна втулка веденої шестерні; 11 – стопорне кільце;
- 12 – опорна втулка ведучої шестерні

Основні параметри шестеренних гідромоторів

Робочий об'єм V_p гідромотора визначають так само, як і робочий об'єм насоса. Щодо інших параметрів, то вони аналогічні насосам, але мають деякі відмінності. Витрата гідромотора (дійсна)

$$Q = \frac{V_p n}{\eta_v}, \quad (3.32)$$

Витрата гідромотора (теоретична)

$$Q_m = V_p n. \quad (3.33)$$

Потужність (кВт), що споживається гідромотором

$$N = \frac{Q \Delta P}{612 \eta_{зм}}, \quad (3.34)$$

де Q , л/хв; $\Delta P = 0,9P_{ном}$ МПа;
 $P_{ном}$ – номінальний тиск;
 $\eta_{зм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора.

Потужність гідромотора (корисна)

$$N_k = N \eta, \quad (3.35)$$

де $\eta = \eta_v \cdot \eta_{зм}$ – загальний ККД гідромотора.
 Крутний момент (Нм), що створює гідромотор (дійсний)

$$M = \frac{V_p \Delta P \eta_{зм}}{2\pi}, \quad (3.36)$$

де V_p – робочий об'єм гідромотора, см³.

Технічна характеристика шестеренних насосів і гідромоторів типу НМШ і ГМШ

Таблиця 3.10

Параметри	НМШ-25	НМШ-80-1	Двокамерні		ГМШ-32	ГМШ-50	ГМШ-100
			НМШ-50	НМШ-125			
Робочий об'єм q_v , см ³	25	80	25	63	32	50	100
Тиск, МПа							
номінальний	16	10	16	16	16	16	16
максимальний	25	12	25	25			
Частота обертання, хв-1, (с-1)							
номінальна	1500	2400	1500	1500	(25)	(25)	(25)
максимальна	1920	2500	1920	2000	(32)	(32)	(32)
мінімальна	1200	750	1200	600	(12,5)	(12,5)	(12,5)
Номінальна подача, л/хв	31,9	163	31,9	80	51,4	79,6	161
Номінальна потужність, к.с., (кВт)	1,7	4,9	3,4	7,6	(9,2)	(14,2)	27,75
Крутний момент, Н·м	–	–	–	–	59,6	92	180
ККД, %							
об'ємний	85	85	85	85	–	–	–
гідромеханічний	–	–	–	–	85	85	82
повний (загальний)	70	75	70	75	78	78	75
Маса, кг	5,26	8,3	6,12	8,8	6,8	7,4	17,5

Пластинчасті гідромашини

Пластинчасті гідромашини – це насоси і гідромотори. Вони можуть бути регульованими і нерегульованими, реверсивними і неревверсивними. Пластинчастим насосом називають ро-

торний насос з робочими камерами, утвореними робочими поверхнями ротора, статора, двох суміжних пластин і бічних кришок. Вони бувають одноходової і двоходової дії (рис. 3.40).

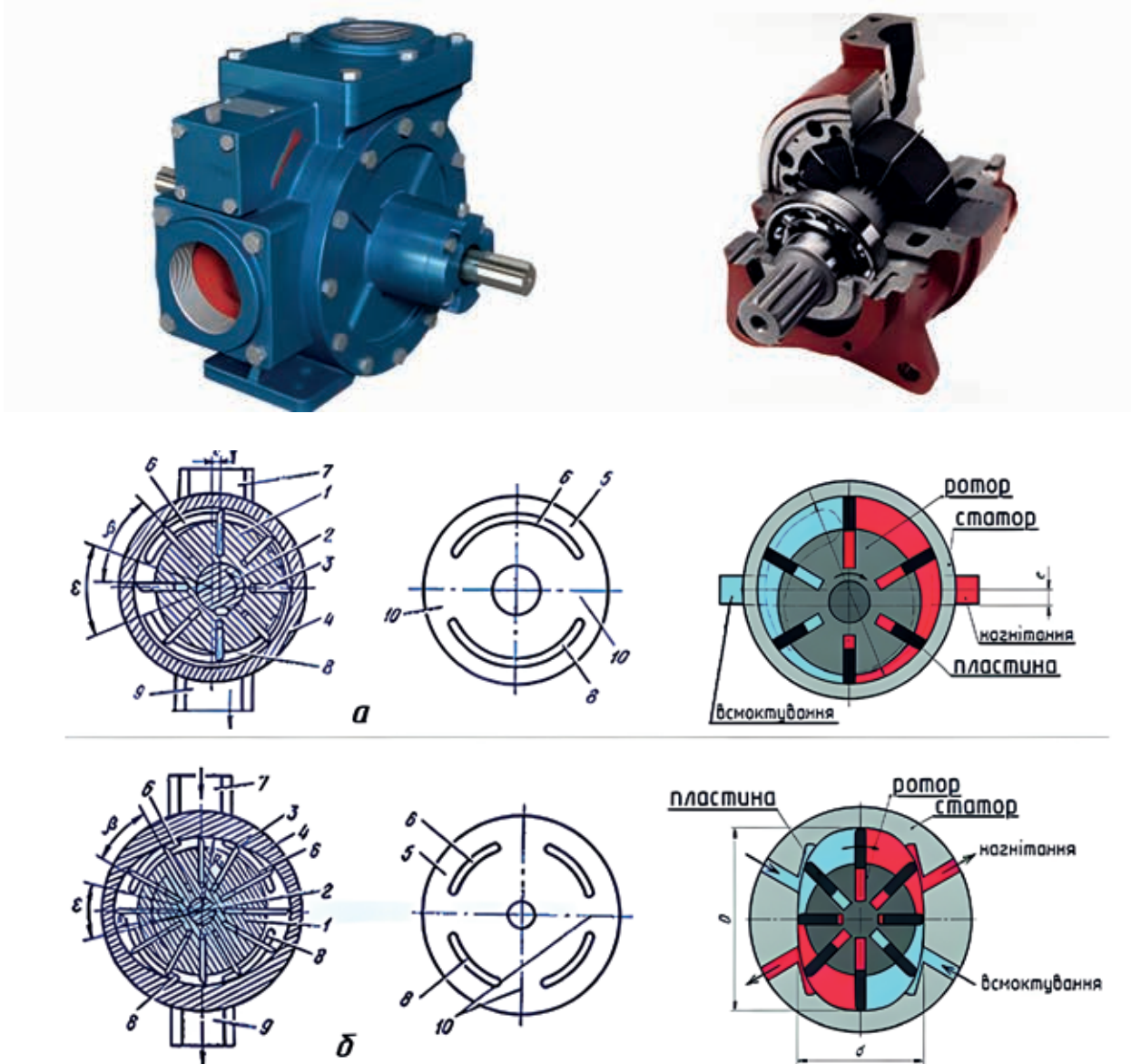


Рис. 3.40. Схема пластинчастого насоса: (а) одноходової і (б) двоходової дії:
 1 – ротор; 2 – приводний вал, 3 – пластини; 4 – статор; 5 – розподільний диск; 6, 8 – вікна;
 7 – гідролінія всмоктування; 9 – гідролінія нагнітання; 10 – розподільний диск

Насос **одноходової дії** складається із статора 1 (рис. 3.41) і ротора 2, та двох бокових кришок. Ротор розміщений ексцентрично статору. В пазах ротора є пластини 4, що вільно можуть переміщуватись у пазах. Ротор приводиться в обертальний рух за допомогою вала 3. На бічних кришках є два вікна: всмоктувальне А і напірне Б. Розмір перемички mn між вікнами не більший за кутовий розмір між двома суміжними пластинами.

Під час обертання ротора пластини постійно притискаються до статора, крім пружини, відцентровими силами. За наявності ексцентриситету e пластини здійснюють складний рух: обертаються з ротором і зворотно-поступально рухаються в пазах. При обертанні ротора, наприклад за стрілкою годинника, робочі камери, розміщені ліворуч від вер-

тикальної осі ротора, сполучається із всмоктувальним вікном А. Їх об'єм збільшується, виникає вакуум і робоча рідина під дією перепаду тисків надходить із бака та заповнює робочі камери. В зоні перемички між вікнами об'єм робочих камер не змінюється. Робочі камери, розміщені праворуч від вертикальної осі ротора, сполучаються з напірним вікном Б. Їх об'єми зменшуються, і рідина, що знаходиться в них, витискується через вікно Б на вихід в напірну лінію.

Пластинчастий насос

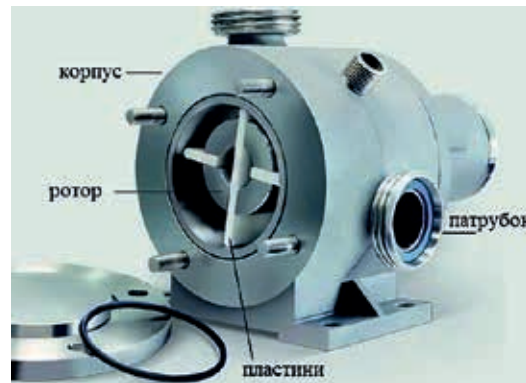
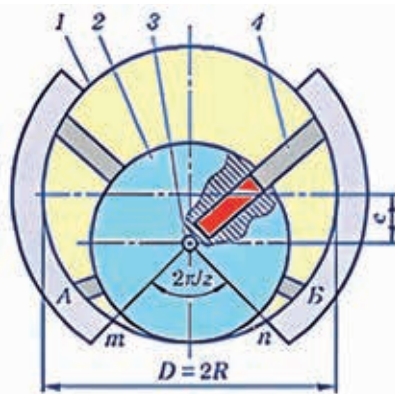


Рис. 3.41. Пластинчастий насос одноходової дії:

1 – статор; 2 – ротор; 3 – вал; 4 – пластини; mn – перемичка; e – ексцентриситет; А і Б – відповідно всмоктувальне і напірне вікна

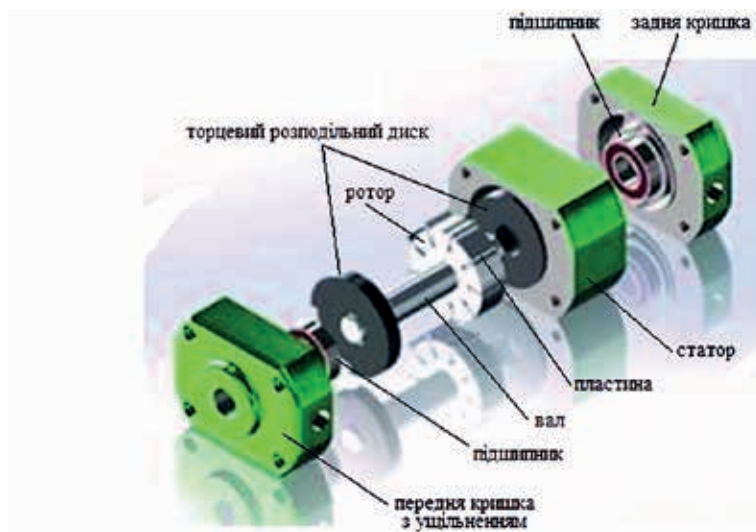


Рис. 3.42. Будова і анімація роботи пластинчастого насоса одноходової дії

Робочий об'єм пластинчастого насоса одноходової дії визначають за залежністю

$$V_p = 2e(2rR - zS)b, (m^3) \quad (3.37)$$

де e – ексцентриситет, м;
 R – радіус статора, м;
 z – кількість пластин, шт;
 S – товщина пластини, м;
 b – ширина пластини, м.

Робочий об'єм насоса регулюють, змінюючи ексцентриситет. Зміщенням статора можна отримати різні значення ексцентриситету по обидва боки ротора, що дає можливість реверсувати потік рідин.

Для розвантаження опор ротора від радіальних сил, що виникають від дії тиску рідини, застосовують пластинчасті насоси двоходової дії (рис. 3.43). Під

час обертання ротора за стрілкою годинника всмоктування робочої рідини відбувається через діаметрально розміщені всмоктувальні вікна В1 і В2, а витискання через напірні вікна Н1 і Н2. Оскільки тиск рідини діє на діаметрально протилежні боки ротора, то опори ротора розвантажуються від тиску рідини. Для забезпечення підтискання пластин до статора по кільцевій проточці А підводиться рідина із напірної лінії. Число пластин z може бути від 2 до 12. Із збільшенням числа пластин подача насоса зменшується, але при цьому збільшується її рівномірність.

Гідравліка – як працює пластинчастий насос

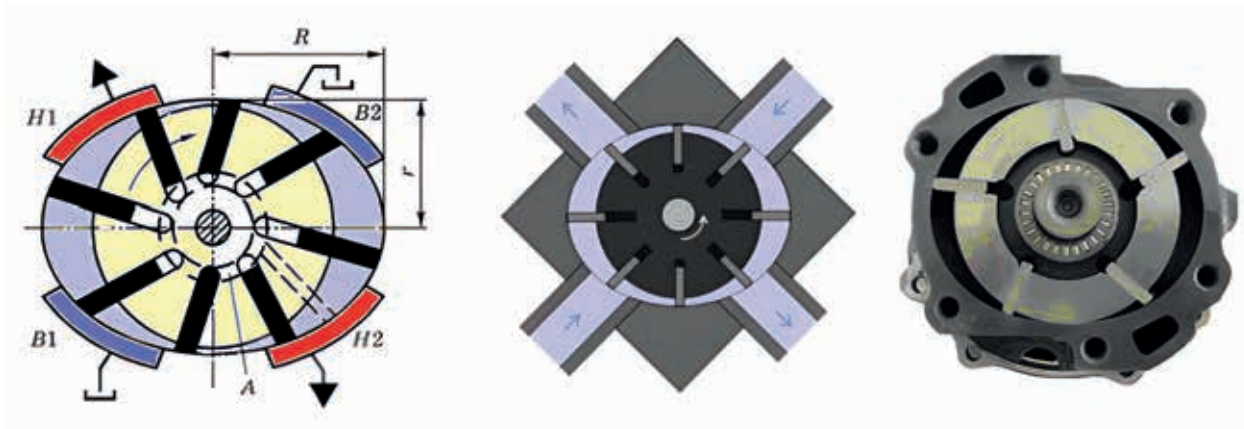


Рис. 3.43. Пластинчастий насос двоходової дії:
 В1 і В2 – всмоктувальні вікна; Н1 і Н2 – напірні вікна; А – кільцева проточка

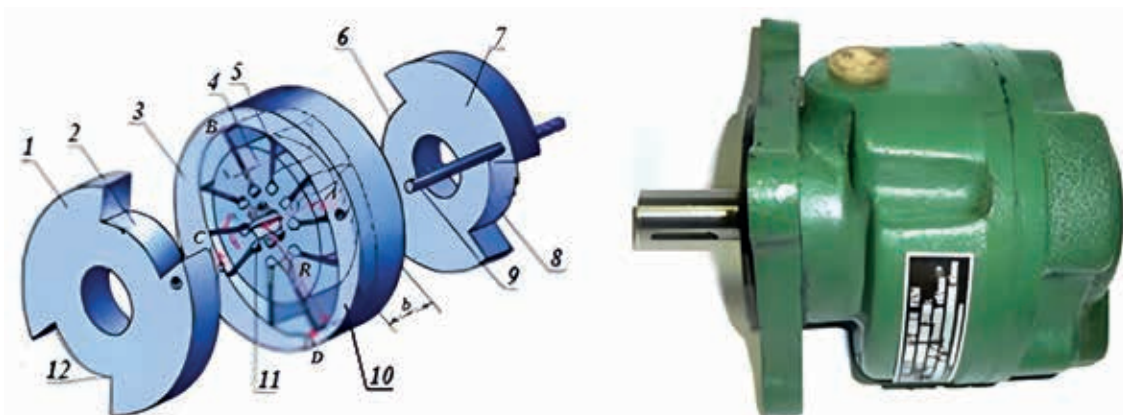


Рис. 3.44. Робочий комплект пластинчастого насоса подвійної дії Г12-2М:
 1, 7 – розподільні диски; 3 – статор; 4 – ротор; 5 – пластини; 6, 8 – вікна напірної порожнини;
 2, 12 – вікна всмоктувальної порожнини; 9 – штифт; 10 – внутрішня поверхня статора; 11 – отвір

Розглянемо будову та принцип роботи пластинчастого насоса подвійної дії на прикладі насоса Г12-2М. Основними деталями насоса є корпус з кришкою, привідний вал із підшипниками і робочий комплект (рис. 3.44), що складається з розподільних дисків 1 і 7, статора 3, ротора 4 і пластин 5. Диски і статор, зафіксовані в кутовому положенні відносно корпусу штифтом 9, притискаються один до одного пружинами (не показані), а також тиском оливи в напірній лінії. При обертанні ротора 4, пов'язаного через шліцьове з'єднання з приводним валом, в напрямку стрілки, пластини 5 відцентровою силою і тиском оливи, підведеного в отвори 11, притискаються до внутрішньої поверхні 10 статора 3, що має форму овалу, і, отже, здійснюють зворотно-поступальний рух в пазах ротора.

Під час руху пластин від точки А до точки В і від точки С до точки D обсяги камер, утворених двома сусідніми пластинами, внутрішньою поверхнею статора, зовнішньою поверхнею ротора і торцевими поверхнями дисків 1 і 7, збільшуються, і олива заповнює робочі камери через вікна 2 і 12 диска 1, пов'язані з всмоктуючою лінією. Під час руху в межах ділянок ВС і D А обсяги камер зменшуються, і олива витісняється в напірну лінію гідросистеми через вікна 6 і 8 диска 7. Оскільки зони нагнітання (CD і DA) і всмоктування (AB і CD) розташовані діаметрально щодо ротора, на нього не діють радіальні зусилля, що позитивно позначається на довговічності підшипників привідного валу.

Робочий об'єм пластинчастого насоса двоходової дії визначають за залежністю

$$V_p = 2\pi(R^2 - r^2)b, \quad (3.38)$$

де R – радіус більшої півосі статора, м;

r – радіус ротора, м;

b – ширина пластини, м.

Пластинчастий гідромотор (рис. 3.45) за будовою не відрізняється від пластинчастого насоса.

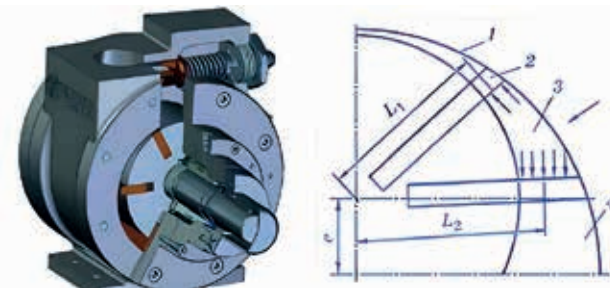


Рис. 3.45. Пластинчастий гідромотор і схема його роботи: 1 – статор; 2 – пластина; 3 – робоча камера; 4 – ротор; e – ексцентриситет; L_1 і L_2 – плечі дії рівнодійної сили тиску рідини

Крутний момент на валу гідромотора створюється при підведенні рідини під тиском в робочу камеру і він виникає в результаті різниці тисків на дві суміжні пластини, тобто

$$M_i = P(S_1L_1 - S_2L_2), \quad (3.39)$$

де P – тиск робочої рідини, Па;

S_1, S_2 – робоча площа пластини, м²;

L_1, L_2 – плечі дії рівнодійної сили тиску, м.

Повний крутний момент дорівнює сумі складових моментів робочих камер, що сполучені з напірними вікнами, тобто

$$M = \sum M_i.$$

Пластинчасті гідромашини забезпечують потужність до 85 кВт, працюють при тисках до 18 МПа з частотою обертання валу ротора до 1800 об/хв, малoshумні, здатні забезпечити великі подачі (витрати) при тисках до 18 МПа та високому ККД. Застосовують такі гідромашини у гідроприводах металорізальних верстатів з помірним тиском (до 14 МПа).

Технічна характеристика пластинчастих гідромашин

Таблиця 3.11

Показники	Насоси			Гідромотори		
	Г12-31	Г12-32	Г12-33	МГ16-13	МГ16-14	МГ16-15
Робочий об'єм q , см ³	12,5	25	40	36	70	140
Тиск, МПа						
номінальний	6,3	6,3	6,3	5	5	5
максимальний	7	7	7	6,5	6,5	6,5
Частота обертання, с ⁻¹						
номінальна	16	16	16	–	–	–
максимальна	25	25	25	36,5	30	25
мінімальна	10	10	10	0,1	0,1	0,1
Номінальна потужність, (кВт)	1,50	2,65	4,50	4,12	8,40	14,3
ККД						
об'ємний	0,71	0,79	0,91	0,75	0,80	0,88
загальний	0,55	0,77	0,80	0,50	0,55	0,64
Маса, кг	8,7	8,7	8,7	10	24	86

Гвинтові насоси

Гвинтовий насос – насос, в якому створення тиску рідини, що нагнітається, здійснюється за рахунок витіснення рідини одним або декількома гвинтовими металевими роторами, що обертаються всередині статора відповідної форми.

Гвинтові насоси є різновидом роторно-зубчастих насосів, вони легко виходять із шестеренних шляхом зменшення числа зубів шестерень і збільшення кута нахилу зубів.



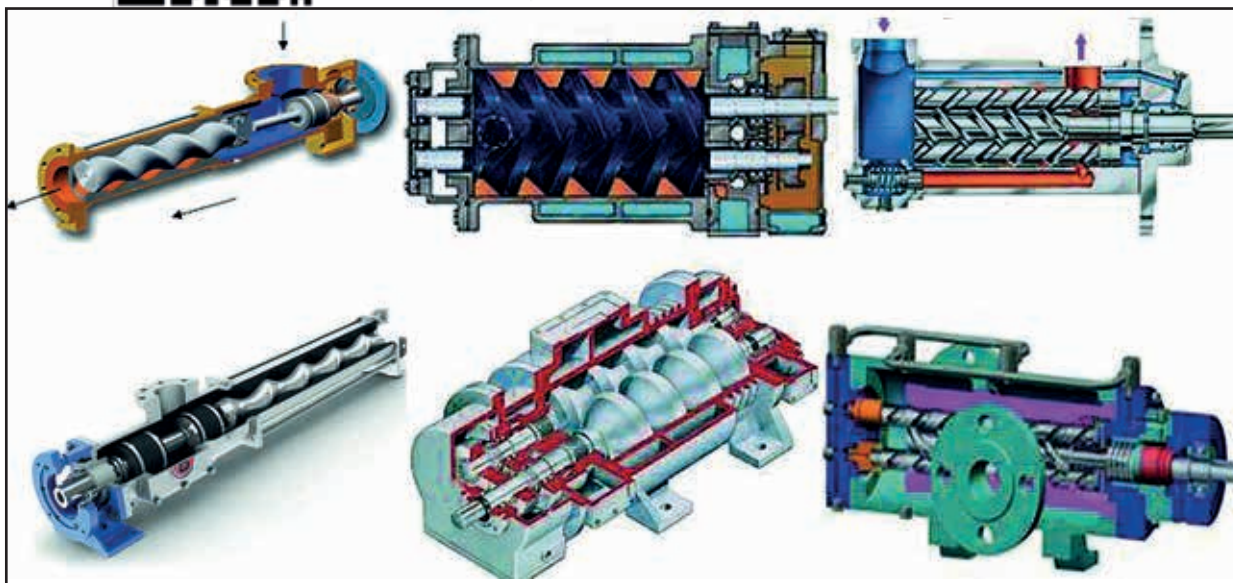
Рис. 3.46. Загальний вигляд і анімація роботи гвинтового насоса

Залежно від кількості гвинтів розрізняють насоси:

одногогвинтові

двогвинтові

тригвинтові



а

б

в

Рис. 3.46.1. Гвинтові насоси:
а – одногогвинтові; б – двогвинтові; в – тригвинтові

З початку свого існування гвинтові насоси замислювалися як пристрої для перекачування рідин і розчинів з великою в'язкістю. Потреба в та-

ких агрегатах є в багатьох галузях промисловості, наприклад, в хімічній, текстильній, металообробній, будівельній та ін.

Гвинтовий насос SOLTEC



Робота гвинтового насоса

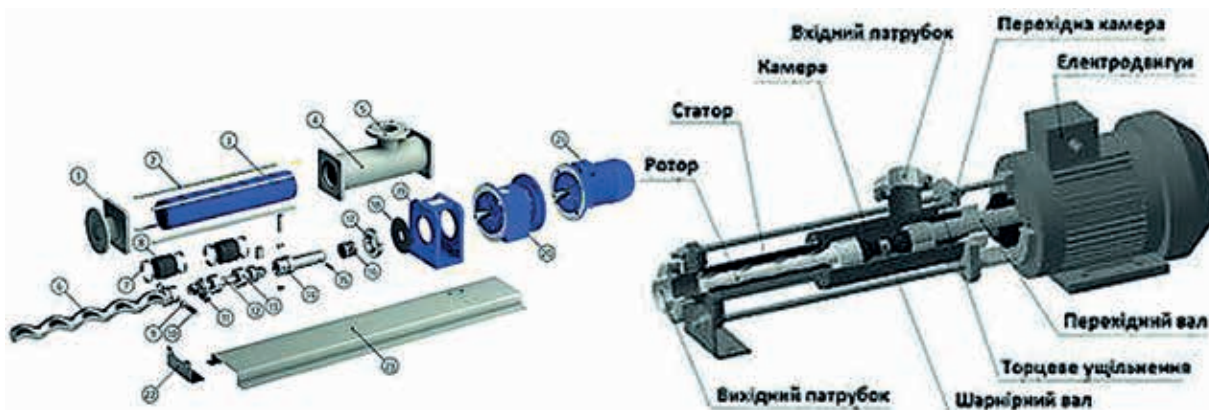


Рис. 3.47. Будова одногвинтового насоса:

- 1 – вихідний патрубок; 2 – шпилька; 3 – обойма в гільзі; 4 – робоча камера;
 5 – вхідний патрубок; 6 – гвинт; 7 – хомут; 8 – захисний чохол; 9 – втулка;
 10 – палець; 11 – втулка шарнірного валу; 12 – шарнірний вал; 13 – стопорна втулка; 14 – напрямний шток; 15 – штифт перехідного валу; 16 – торцеве ущільнення; 17 – корпус торцевого ущільнення; 18 – гумове кільце; 19 – стійка; 20 – редуктор; 21 – електродвигун; 22 – опорна стійка; 23 – монтажна плита

Анімація роботи
двогвинтового насоса



Найпоширенішими є тригвинтові насоси з дво-західними гвинтами. Вони складаються з трьох гвинтових роторів, середній з яких є ведучим, а два бокових – веденими.

Ротор агрегату є циліндричною деталлю зі спіральним жолобом, схожою на гвинт або шнек (рис. 3.48). Він розташовується всередині статора – сталевій труби з встановленою всередині неї еластомірної гільзи (обойми), в якій також є спіралеподібні канали. Спіраль ротора може мати декілька заходів. Спіраль статора завжди має на один захід більше.

Уздовж лінії контакту між ротором і статором є непроникні для рідини, що перекачується, ділянки, які поділяють внутрішній простір насоса на кілька окремих порожнин. Завдяки тому, що ротор встановлений у статорі з деяким зміщенням в поперечному напрямку (з ексцентриситетом), при його обертанні ці порожнини по черзі переходять то у відкритий, то у закритий стан. При цьому в момент відкриття рідина з попередньої порожнини витісняється виступом еластомірної обойми в наступну. З продовженням обертання об'єм порожнини знову збільшується, що зумовлює всмоктування нею наступної порції речовини. У цей час перекачування середовища здійснюється без пульсацій, оскільки площа перерізу порожнин однакова по всій довжині спірального жолоба ротора.

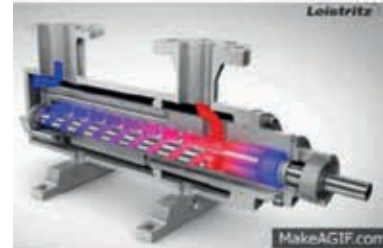
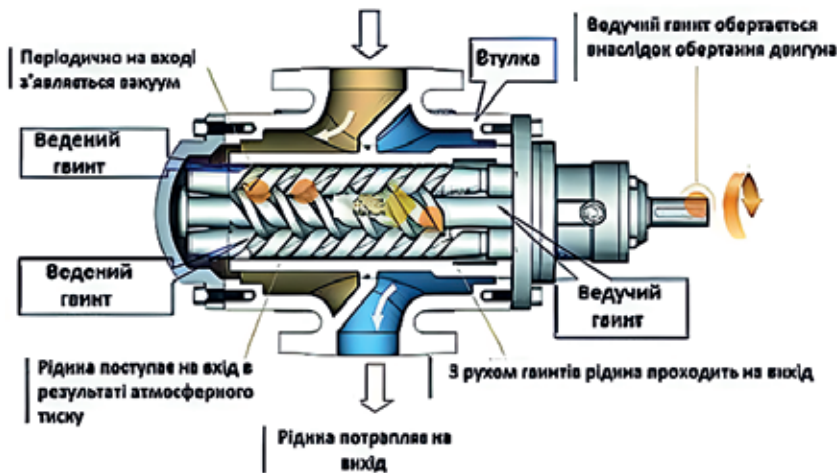


Рис. 3.48. Будова і принцип дії тригвинтового насоса

Анімація роботи тригвинтового насоса



Регулювання продуктивності (подачі) здійснюється шляхом зміни частоти обертання ротора, для цього необхідний частотний привод. Зазор між поверхнею ротора і еластомірною обоймою в силу особливостей конструкції останньої є само-

регульованим: він залишається постійним незалежно від тиску всередині агрегату. Завдяки цьому гвинтовий насос за невеликих розмірів може розвивати високий напір – до 35 МПа.

Між лініями всмоктування і подачі особливо потужних гвинтових насосів обов'язково прокладається перемичка (байпас) із запобіжним клапаном. Якщо нагнітальний трубопровід виявиться засміченим або на ньому буде помилково закрита засувка, запобіжний клапан відкриється, і насос буде прокачувати рідину через байпас по замкнутому контуру.

Технічні характеристики тригвинтових насосів

Таблиця 3.12

Марка насоса	Подача, л/хв	Тиск, МПа	Частота обертання, об/хв	Потужність насоса, кВт
3В0,25/25	3,33; 6,67	1,0; 2,5	3000; 2800	0,5; 1,0
3В1/100	25	10	2900	8,0
3В2,5/100	50	10	2900	16
3В4/160	66,6	16	2900	34
3В16/25	367	0,6; 2,5	2900	11; 21
3В40/25	583; 533	0,45; 2,5	1450	7,0; 32
3В125/16	1500	0,6; 2,5	1450	22,5; 80

3.5. Гідродвигуни. Класифікація гідродвигунів. Силкові гідроциліндри, їх призначення, будова і принцип дії. Визначення зусилля, що розвиває гідроциліндр, та швидкості руху штока

Гідравлічний двигун (гідродвигун) – гідравлічна машина, що перетворює механічну енергію рідини на механічну енергію веденої ланки (валу, штока та ін.).

Об'ємні гідравлічні двигуни діють від гідростатичного напору в результаті наповнення рідиною робочих камер і переміщення витискачів (під витискачем розуміється робочий орган, що безпосередньо здійснює роботу в результаті дії на нього тиску рідини, виконаний у вигляді поршня, пластини, зуба шестерні тощо). До них належать гідромотори, гідроциліндри, гідродвигуни із зво-

отно-поступальним рухом та поворотні гідродвигуни.

Основним видом гідроциліндрів є гідроциліндри поршневого типу. Часто до групи гідроциліндрів відносять також плунжерні, мембранні і сильфонні гідро- (пневно-) двигуни.

Поршневим гідроциліндром називають циліндр, в якому робочі камери утворені поверхнями корпусу і поршня зі штоком. Гідроциліндр має дві порожнини: поршневу – обмежена робочими поверхнями корпусу і поршня; штокову – обмежена поверхнями корпусу, поршня і штока.



Рис. 3.49. Гідравлічні двигуни обертального поступального і поворотного руху:
а – гідромотори; б – гідроциліндри; в – поворотні гідродвигуни

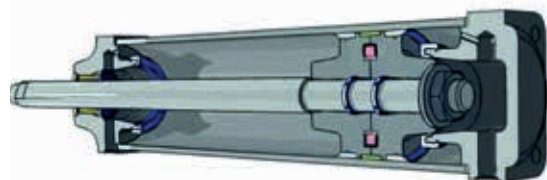
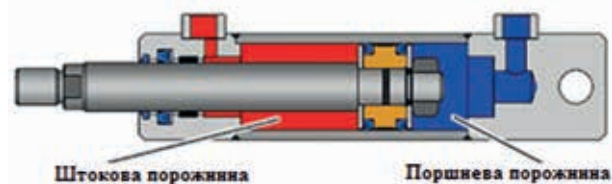


Рис. 3.50. Поршневий гідроциліндр двобічної дії з одностороннім штоком

		<p>Висунення штока здійснюється за рахунок створення тиску в поршневій порожнині при подачі робочої рідини, а повернення в початкове положення – пружиною або гравітаційною силою. Зусилля, що створюється гідроциліндрами з пружиною, за інших рівних умов менше від зусилля, створюваного гідроциліндрами двобічної дії, за рахунок того, що при прямому ході штока необхідно долати зусилля стиснутої пружини.</p>
		<p>Як за прямого, так і за зворотного ходу поршня, зусилля на штоку гідроциліндра створюється за рахунок створення тиску, відповідно, у поршневій або штоковій порожнині. Слід мати на увазі, що за прямого ходу поршня зусилля на штоку дещо більше, а швидкість руху штока менша, ніж за зворотного ходу – за рахунок різниці в площі, до якої прикладений тиск робочої рідини (ефективна площа). Такі гідроциліндри здійснюють, наприклад, підйом-опускання робочих органів бульдозера, екскаватора.</p>
		<p>Такі гідроциліндри застосовують у тому випадку, якщо за невеликих розмірів самого гідроциліндра необхідно забезпечити великий хід штока. Вони здійснюють, наприклад, підйом-опускання кузовів у багатьох самоскидах.</p>

Поршневі гідроциліндри поділяють за такими ознаками:

- за напрямком дії робочої рідини — **одnobічної** (див. рис. 3.51, б) та **двobічної** (див. рис. 3.51, а) дії
- за кількістю штоків — **одноштокові** (див. рис. 3.51, а) і **двоштокові** (див. рис. 3.51, в)
- за типом вихідної ланки — з **рухомим штоком** (див. рис. 3.51, а, б і в) і з **рухомим корпусом**

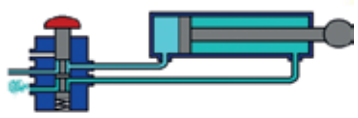
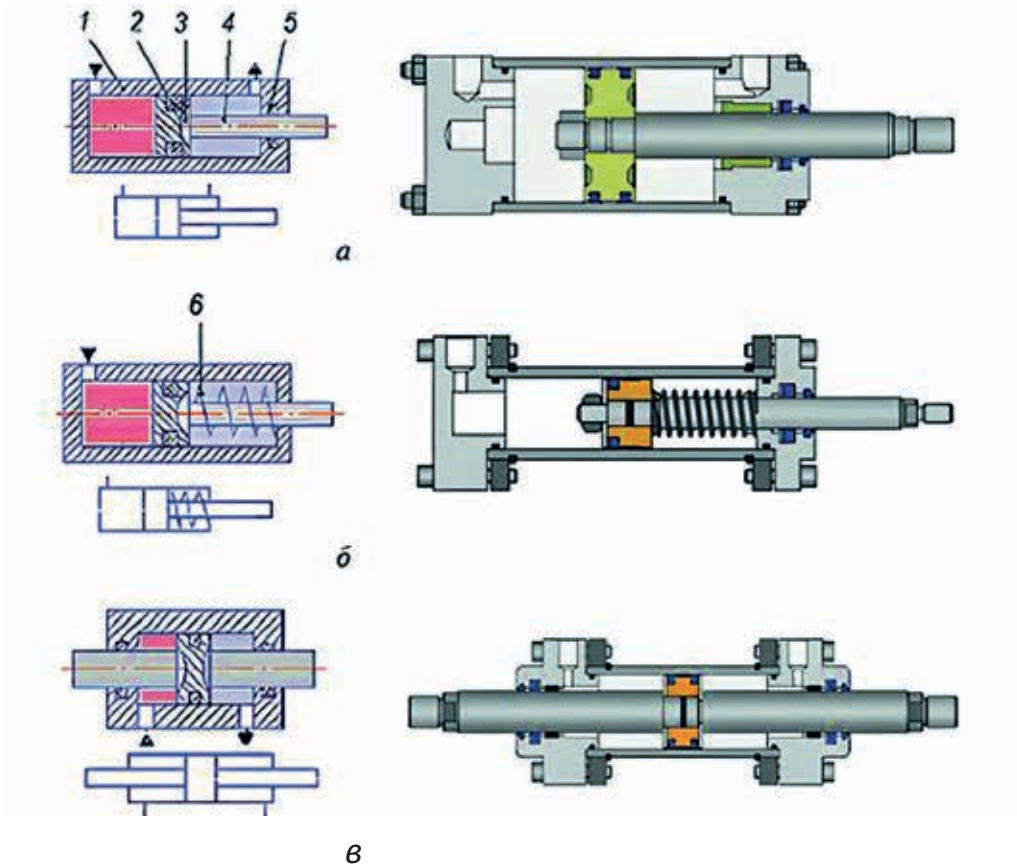


Рис. 3.51. Поршневі гідроциліндри (конструктивні схеми, умовні позначення і анімація роботи):
а – двобічної дії; б – однобічної дії; в – двоштокові; 1 – корпус; 2, 5 – ущільнення; 3 – поршень; 4 – шток; 6 – пружина

У гідроциліндрах **однобічної дії** рух вихідної ланки під дією потоку здійснюється тільки в одному напрямі. Рух у зворотному напрямі відбувається під дією зовнішніх сил, наприклад, сил тяжіння виконавчого органу, пружини тощо.

У гідроциліндрах **двобічної дії** рух вихідної ланки в обох напрямках здійснюється під дією потоку робочої рідини. Гідроциліндри з двома штоками застосовують тоді, коли необхідно мати однакові зусилля і швидкість штока в обох напрямках.

ДО УВАГИ! Для приводу робочих органів землерийних, дорожньо-будівельних та інших машин найширше застосовують поршневі гідроциліндри двобічної дії з одностороннім штоком.



Гідралічний екскаватор



кришки 9, контргайки 10, демпфера 11, поршня 15, гайки 16, шплінта 17, штока 18, гільзи циліндра із задньою кришкою 19, втулки 20 і гайки брудознімача 21.



Будова гідроциліндра

На рис. 3.52 зображено будову гідроциліндра. Він складається із сферичного підшипника 1, вушка штока 2, брудознімача 3, ущільнювальних кілець 4, 5, 8 і 13, манжет 6 і 14, манжетотримачів 7 і 12, передньої

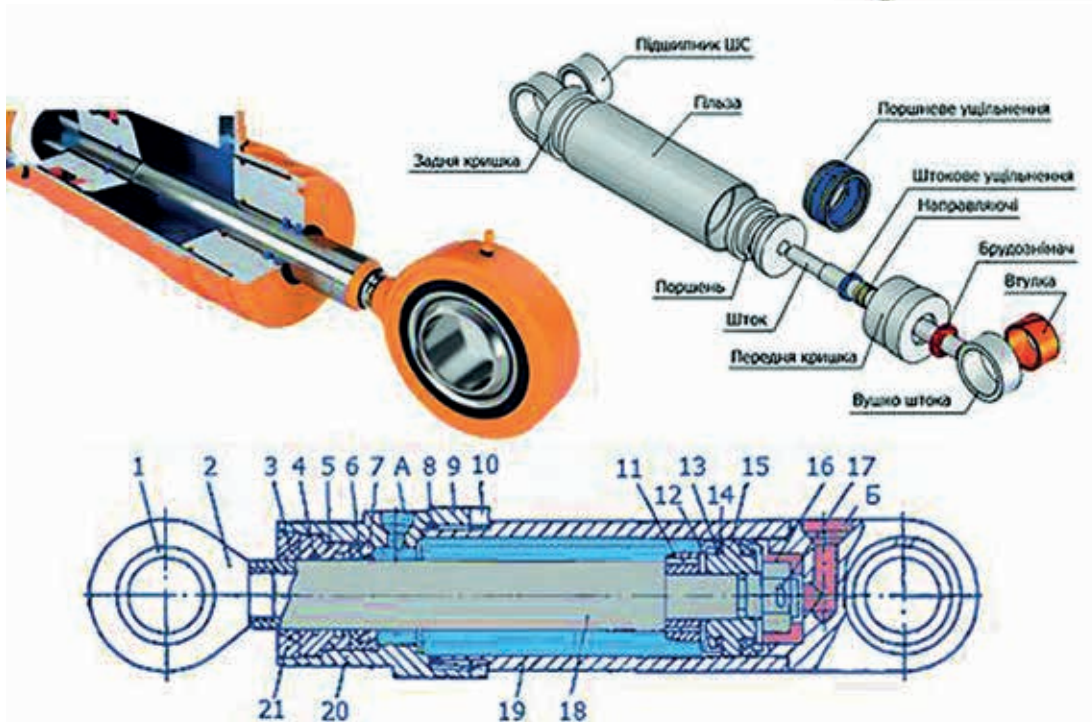


Рис. 3.52. Будова поршневого гідроциліндра



Як працює гідроциліндр?

За допомогою поршня з манжетами 14 і кільця ущільнювача 13 поршнева і штокова порожнини герметично розділені, і зусилля, що створюється тиском в робочій порожнині, передається на шток. Поршень кріпиться на внутрішньому кінці штока за допомогою гайки 16, яка фіксується шплінтом 17. Манжетотримачі 12 утримують манжети від переміщення уздовж осі поршня.

Передня кришка 9 кріпиться на різьбленні гільзи циліндра за допомогою контргайки 10. В кришку 9 вставлена втулка 20, яка є напрямною для штока. Щоб уникнути витoku робочої рідини з порожнини штока, в проточці кришки 9 встановлені кільця 8, також для цієї мети служать манжети 6, ущільнювальні кільця 4 і 5 у втулці. Щоб уникнути осьового зсуву під час руху штока, манжета стримується манжетотримачами 7.

З боку зовнішнього торця кришки стоїть брудознімач 3, що утримується гайкою 21, яка вгорнута у внутрішню різьбу кришки. Якщо механізм, який приводиться в рух циліндром, позбавлений упорів, що обмежують його хід, які б фіксували його в крайніх положеннях, то можливі жорсткі зіткнення поршня і кришки гідроциліндра. Щоб пом'якшити ці удари, за допомогою демпфірування або гальмування поршня на підході до кришки, застосовують різні типи демпферних пристроїв. У конструкції циліндра, яка представлена на малюнку вище, цю функцію виконує демпфер 11, встановлений поруч з поршнем 15 на шток. Демпфер 11 пом'якшує зіткнення поршня і передньої кришки циліндра після закінчення повного ходу. На рис. 3.53 представлені типові схеми демпферних пристроїв.

Пружинний демпфер (рис. 3.53, а) – пружина 1, встановлена на внутрішньому боці кришки циліндра 2, що гальмує поршень 3 в кінці ходу.

Демпфер з помилковим штоком (рис. 3.53, б) – короткий помилковий шток 1 і виточка 2 в кришці циліндра. Помилковий шток може мати конічну або циліндричну форму. Наприкінці ходу

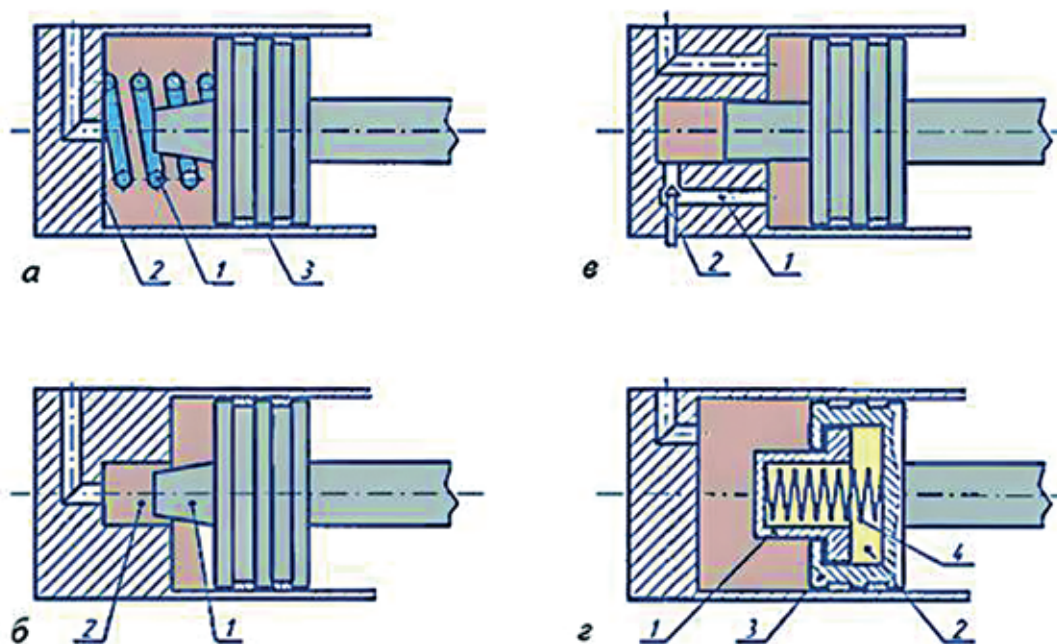


Рис. 3.53. Принципові схеми демпферів:
а – пружинний демпфер; б – демпфер з помилковим штоком;
в – демпфер регульований з отвором; г – гідравлічний демпфер

поршня рідина замикається помилковим штоком у виточці кришки циліндра і витісняється звідти через вузьку кільцеву щілину. Якщо помилковий шток виконаний у вигляді конуса, то ця щілина зменшується в міру досягнення поршнем кінця свого ходу. При цьому опір руху рідини зростає, а інерція, прискорення і швидкість руху поршня зменшуються.

Регульований демпфер з отвором (рис. 3.53, в) за принципом дії аналогічний демпферу з помилковим штоком. Конструктивна відмінність полягає в тому, що закрита у виточенні кришки циліндра рідина витісняється через канал 1 малого перетину, в якому встановлена голка 2 для регулювання прохідного перетину отвору.

Гідравлічний демпфер (рис. 3.53, г) застосовується в тому випадку, коли конструкцією гідроциліндра не може бути передбачено влаштування виточки. У гідравлічному демпфері в кінці ходу поршня стакан 1 впирається в кришку циліндра, а

рідина витісняється з порожнини 2 через кільцевий зазор між стаканом 1 і поршнем 3. Пружина 4 повертає стакан у вихідне положення за холостого ходу поршня.

Поршневий гідроциліндр гідроприводу гальм має дещо іншу будову і принцип дії порівняно з описаними вище. Будову колісного гідроциліндра показано на рис. 3.54.

Принцип дії. За подачі робочої рідини від насоса (головного циліндра) по трубопроводу в порожнину між поршнями 3 циліндра 4 поршні розходяться в обидва боки і штовхачами 8 діють на колодки гальм, розтягуючи їх пружину.

При цьому колодки розходяться і гальмують колесо. Якщо відпустити педаль головного циліндра (насоса), в його порожнині створюється розрідження і під дією пружини колодок поршні колісного гідроциліндра сходяться, витискуючи рідину в насос (головний циліндр).

Технічна характеристика поршневих гідроциліндрів

Таблиця 3.14

Марка	Діаметр циліндра, мм	Діаметр штока, мм	Хід поршня, мм	Тиск номінальний, МПа	Тиск максимальний, МПа	Зусилля на штоці при виштовхуванні, кН	Маса, кг
Ц55	55	30	220	10	14	23	12,7
Ц75.111100 1В	75	30	110	10	14	43	13,6
Ц75.111100 1А	75	30	200	10	14	43	17,3
Ц90	90	30	200	10	14	63	18,6
Ц100	100	40	200	10	13,5	78	23,9
Ц110	110	40	250	10	14	95	33
Ц125.250.16 0.001-1	125	50	250	14	16	171	46,9
Ц700А.34.2 9.000	125	50	400	10	14	123	53,2

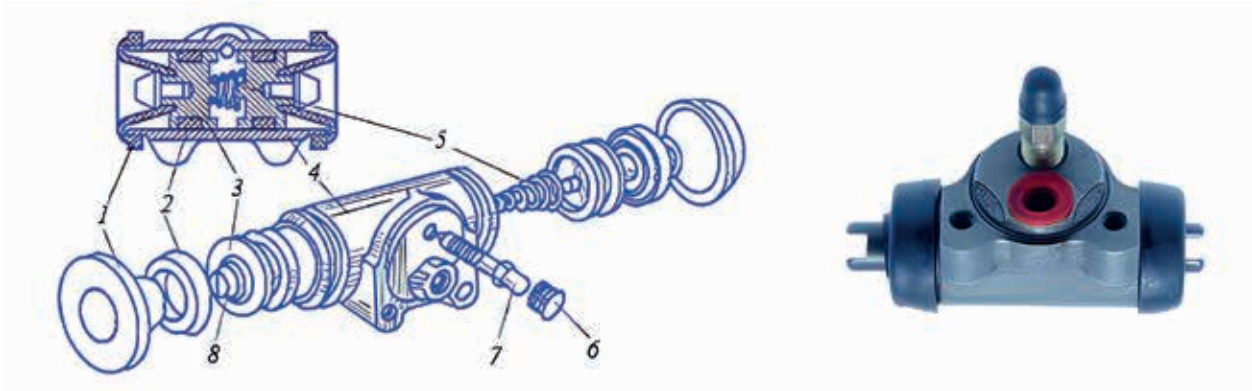


Рис. 3.54. Колісний поршневий гідроциліндр гальм:
 1 – гумовий ковпак; 2 – манжета; 3 – поршень; 4 – циліндр; 5 – пружина;
 6 – ковпак клапана; 7 – перепускний клапан; 8 – штовхач

Розрахунок основних параметрів поршневих гідроциліндрів

Для гідроциліндрів встановлено основні параметри і розміри: номінальний тиск $P_{ном}$ (МПа); діаметр циліндра D (мм); діаметр штока d (мм), хід поршня l (мм) і маса циліндрів, m (кг).

Робочі площі поршнів S_p (мм²) визначають за залежностями:

а) з боку поршневої порожнини для циліндрів з однібічним штоком

$$S_m = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ (мм}^2\text{)} \quad (3.40)$$

б) з боку штокової порожнини для циліндрів з однібічним і двобічним штоками за умови, що діаметри правого і лівого штоків однакові

$$S_{2m} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \text{ (мм}^2\text{)} \quad (3.41)$$

Теоретичне зусилля F (Н) на штоку циліндра без урахування сил тертя та інерції визначають за виразом

$$F = \Delta P S_n, \text{ (Н)} \quad (3.42)$$

де $\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад тисків в порожнинах гідроциліндра, Па;

S_n – площа поршня, м².

При роботі циліндрів на шток поршня діють статичне (теоретичне) зусилля тиску F_{zm} (Н), зусилля тертя в конструктивних елементах R_m і сила інерції R_{in}

$$F = F_{zm} + R_m + R_{in}, \text{ (Н)} \quad (3.43)$$

Зусилля тертя залежить від виду ущільнення. Для гідроциліндрів із гумовими ущільненнями

$$R_m = f \pi D b P_k z, \text{ (Н)} \quad (3.44)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f = 0,1 \dots 0,2$;

D – діаметр циліндра, м;

b – ширина контактної смуги (ущільнення), м;

P_k – контактний тиск, Па;

z – кількість кілець, шт.

Сила інерції елементів гідроциліндра, що рухаються, виникає за прискорення чи сповільнення руху потоку рідини. В загальному випадку

$$R_{in} = m a \text{ (Н)} \quad (3.45)$$

де m – маса елементів, що рухаються, приведена до штока, включаючи масу робочої рідини; a – прискорення.



За рівномірного руху сила інерції дорівнює нулю.

Фактичне зусилля на штоку гідроциліндра

$$F_{\phi} = F \eta_m, \quad (H) \quad (3.46)$$

де F – теоретичне зусилля;

η_m – механічний ККД, $\eta_m = 0,85 \dots 0,95$.

Розрахункову швидкість руху штока (поршня) V_n (м/с) без урахування втрат рідини визначають за залежністю

$$V_n = \frac{Q}{S_n}, \quad (3.47)$$

де Q – витрата робочої рідини, м³/с;

S_n – робоча площа поршня, м².

У гідроциліндрі двобічної дії з однією стороною штоком за прямого і зворотного ходу і постійної витрати рідини швидкості поршня різні:

$$V_{1n} = \frac{Q}{S_{1n}} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad V_{2n} = \frac{Q}{S_{2n}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 + d^2)}. \quad (3.48)$$

Час t (хв) повного ходу поршня під час нагнітання рідини у поршневу порожнину циліндра визначають за залежністю

$$t = \frac{l}{V_{1n}} = \frac{\pi D^2 l}{4Q}, \quad (3.49)$$

де l – хід поршня, м;

V_{1n} – швидкість поршня, м/хв;

D – діаметр поршня, см;

Q – витрата рідини, л/хв.

Час t (хв) повного ходу поршня при нагнітання рідини у штокову порожнину циліндра

$$t = \frac{l}{V_{2n}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)l}{4Q}, \quad (3.50)$$

де l – хід поршня, м;

V_{2n} – швидкість поршня, м/хв;

D і d – діаметр відповідно поршня і штока, см;

Q – витрата рідини, л/хв.

Потужність N (кВт), що підводиться до гідроциліндра

$$N = \frac{Q(P_1 - P_2)}{61,2\eta}, \quad (3.51)$$

де $(P_1 - P_2)$ – різниця тисків у порожнинах гідроциліндра, МПа;

Q – витрата рідини, л/хв;

η – загальний ККД гідроциліндра.

Теоретична корисна потужність N_T (Вт) гідроциліндра

$$N_T = (P_1 - P_2) V_{1n} S_{1n}, \quad N_T = (P_1 - P_2) V_{2n} S_{2n}, \quad (3.52)$$

де $(P_1 - P_2)$ – різниця тисків у порожнинах гідроциліндра, Па;

V_{1n} , V_{2n} – швидкості поршня відповідно за прямого і зворотного руху, м/с;

S_{1n} , S_{2n} – робоча площа поршнів з боку відповідно поршневої і штокової порожнин, м².

Плунжерний гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною робочими поверхнями корпусу і плунжера. Такі циліндри однієї дії.



Рис. 3.55. Плунжерний гідроциліндр

Принцип дії. При з'єднанні напірної лінії гідроприводу зі штуцером 2 плунжер 5 під дією сили тиску рідини переміщується вправо (рис. 3.55). Якщо порожнину гідроциліндра з'єднати через штуцер 2 зі зливною лінією гідроприводу, плунжер під дією сили тяжіння робочого органу чи інших зовнішніх сил переміщується вліво у вихідне положення.

Плунжерні гідроциліндри відрізняються від поршневих простотою конструкції. Їх недоліком є нестійкість плунжера внаслідок наявності тільки однієї опори плунжера в циліндрі.

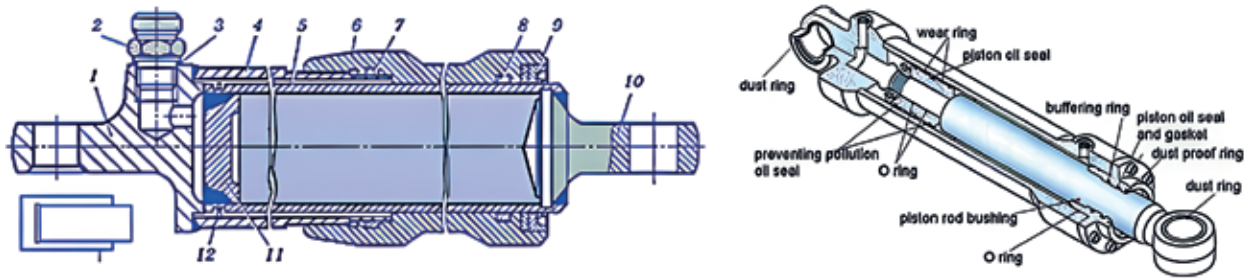


Рис. 3.56. Будова плунжерного гідроциліндра:

1 – донец плунжера; 2 – штуцер; 3 – мідна прокладка; 4 – гільза; 5 – плунжер; 6 – головка гільзи; 7, 8 – гумові кільця; 9 – манжета; 10 – головка плунжера; 11 – донец; 12 – упорне кільце



Плунжерний циліндр

Технічна характеристика плунжерних гідроциліндрів

Таблиця 3.15

Діаметр плунжера, мм	Хід плунжера, мм									Максимальне розрахункове зусилля, кН
25	-	-	250	-	-	400	-	560	-	4,90
32	-	-	250	-	-	400	500	-	-	8,00
40	-	-	250	-	360	400	500	-	-	12,60
50	-	200	-	320	-	400	500	-	-	19,60
63	140	200	-	-	360	400	500	-	630	31,10
80	-	200	-	-	-	400	500	-	630	50,00
100	-	-	-	-	360	-	500	-	630	78,50

Телескопічним гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною поверхнями корпусу і декількох концентрично розміщених поршнів або плунжерів, що переміщуються відносно один одного (рис. 3.57). Повний хід вихідної ланки такого циліндра дорівнює сумі ходів кожного поршня або плунжера відносно суміжного.

У таких гідроциліндрах рух починається з поршня більшого діаметра. Потім, коли поршень 2 доходить до упору, відносно нього починає рухатись поршень 1. Кількість циліндрів в подібній «штатній» схемі може бути до шести.

ДО УВАГИ!

Телескопічні гідроциліндри застосовують тоді, коли за невеликої довжини корпусу потрібно мати великий хід вихідної ланки і немає обмеження товщини корпусу, наприклад, у вантажних автомобілях-самоскидаках.



Конструкція телескопічного гідралічного циліндра

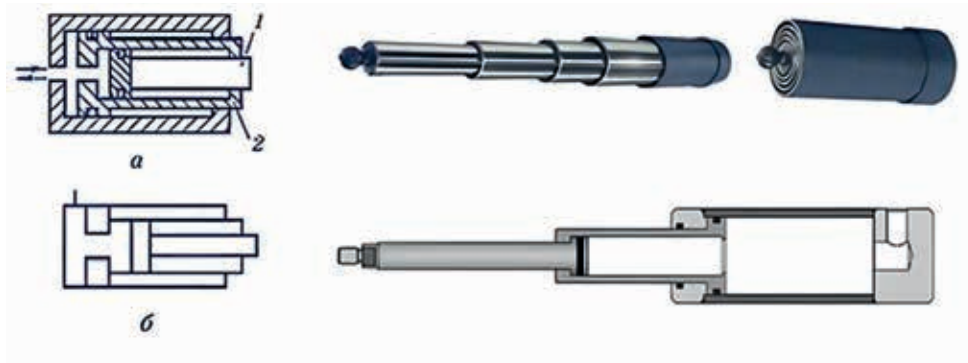


Рис. 3.57. Телескопічний гідроциліндр:
а – конструктивна схема; *б* – умовне позначення на принципових схемах;
 1 і 2 – поршні зі штоками



**Робота та будова
 тандемциліндра**

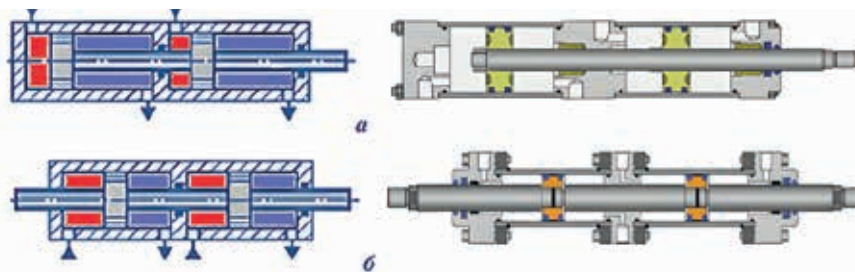


Рис. 3.58. Схеми тандем-циліндрів:
а – з однібічним штоком; *б* – з двобічним штоком

Тандем-циліндри застосовують, коли необхідно мати значні зусилля на штоку і не обмежена довжина циліндра, а обмежена можливість застосування циліндрів великих діаметрів. Схему такого гідроциліндра показано на рис. 3.58.

Зусилля F (Н) на штоку тандем-циліндра визначають за залежністю

$$F = P(S_1 + S_2), \quad (3.53)$$

де P – тиск рідини, що підводиться до гідроциліндра, Па;

S_1, S_2 – площа відповідно першого і другого поршнів, м²:

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi(D^2 - d_1^2)}{4}, \quad (3.54)$$

де D – діаметр поршня;

d – діаметр штока.

Швидкість штока поршнів визначають за залежністю

$$V_n = \frac{Q}{S_1 + S_2}, \quad (3.55)$$

де Q – витрата рідини, м³/с.

Сильфонні гідроциліндри (рис. 3.59, а) застосовують за незначних переміщень штока 2, переважно у приладах гідроавтоматики.

Мембранні гідроциліндри (рис. 3.59, б і в) також застосовують за незначних переміщень штока як виконавчі механізми гідроавтоматики. Робоча камера в таких циліндрах утворена корпусом 3 і мембраною 4.

Матеріали для поршневих гідроциліндрів. Корпуси (гільзи) циліндрів виготовляють із сталей 35 і 45, легованих сталей 30ХГСА і 12Х18Н9Т і алюмінієвих сплавів Д16Т. Шорсткість внутрішньої поверхні після хонінгування або розкатки кульками чи роликами має бути $Ra = 0,10$ мкм.

Штоки виготовляють із сталей 40Х або 30ХГСА. Перед шліфуванням виконують поверхневе гартування до HRC 38...40. Шорсткість поверхні $Ra = 0,05$ мкм. Поршні циліндрів виготовляють із сталей 35 і 45. Шорсткість поверхні після обробки $Ra = 0,80...0,40$ мкм.

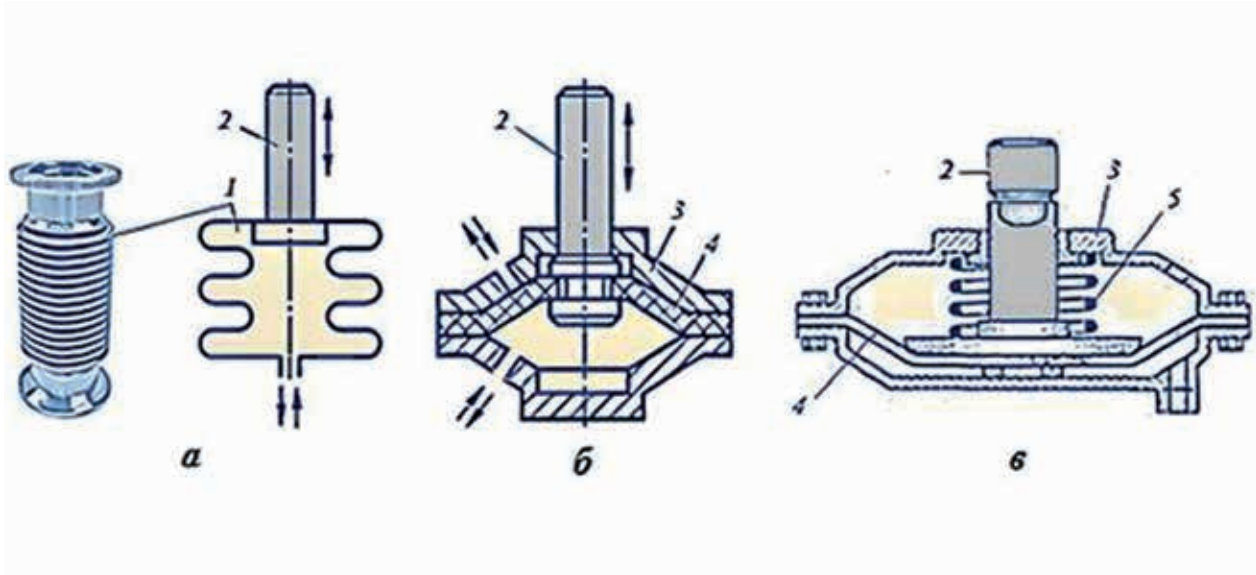


Рис. 3.59. Схеми гідроциліндрів:
а – сифонного; б – мембранного двобічної дії; в – мембранного однічної дії;
1 – сифон; 2 – шток; 3 – корпус; 4 – мембрана; 5 – пружина



Загальні вимоги до гідроциліндрів:

- поршні і плунжери циліндрів під статичним зусиллям мають плавно переміщуватись на всій довжині ходу;
- не допускаються бічні навантаження на штоки циліндрів;
- зовнішні підтікання робочої рідини через ущільнення не допускаються;
- на рухомих поверхнях допускається наявність оливової плівки;
- внутрішні перетікання рідини із однієї порожнини в іншу мають бути мінімальними;
- робочі поверхні елементів гідроциліндрів мають бути стійкими до зношення і корозії.

3.6. Поворотні гідродвигуни. Призначення, будова і принцип дії

Поворотним гідродвигуном називають такий гідродвигун, в якого кут повороту вихідної ланки обмежений, тобто не перевищує 360° . Такі гідродвигуни застосовують у рульових керуваннях різних самохідних машин, в конструкціях машин для керування робочими органами під час повороту в межах $0-360^\circ$, а також широко у гідроприводах верстатів. За конструкцією робочих камер вони бувають **поршневи-ми, пластинчастими, мембранними**.

Поршневі поворотні гідродвигуни мають робочі камери, утворені поверхнями корпусу і порш-

ня. Поршнів може бути два або чотири з одним або з двома рейково-зубчастими передачами, або з кривошипно-шатунним механізмом.

Чотирпоршневий поворотний гідродвигун має корпус 1 (рис. 3.62) циліндрів, чотири поршні 2, 4, 5 і 10, жорстко з'єднані із зубовими рейками 3 і 6. Рейка входить в зачеплення з шестернею 7, закріпленою на вихідному валу 9. Упорами 8 встановлюють зазор в зачепленні і певне положення рейок з метою усунення їх повороту.

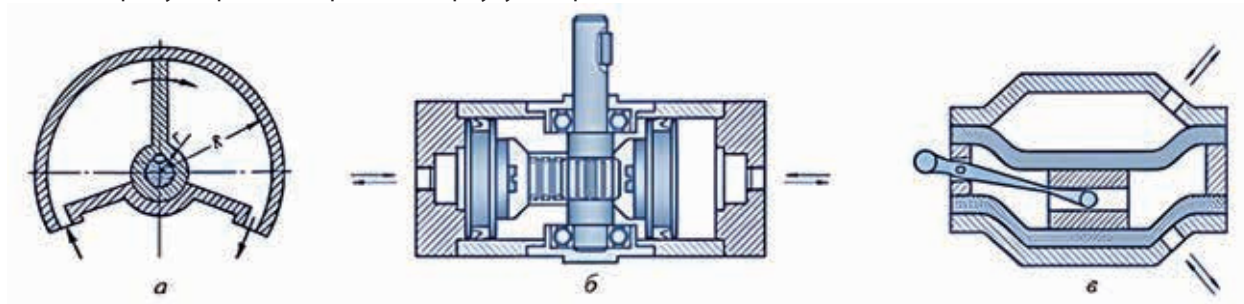


Рис. 3.60. Схеми поворотних гідродвигунів:
а – пластинчастого; б – двопоршневого однорейкового; в – мембранного

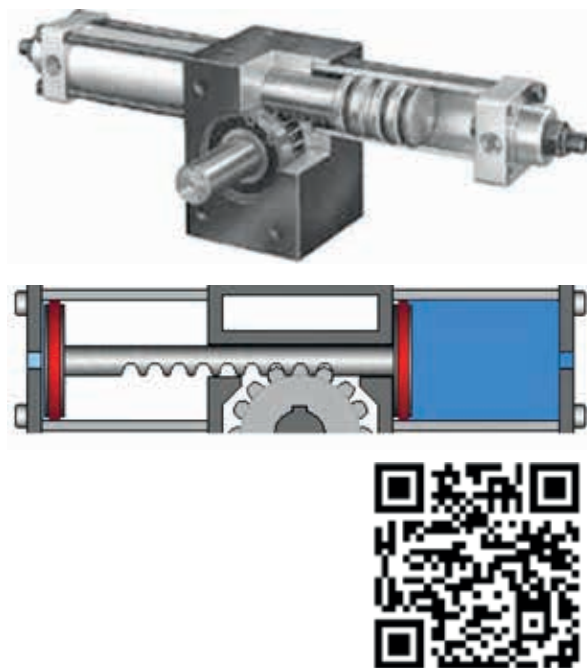


Рис. 3.61. Двпоршневий однорейковий поворотний гідродвигун (принцип дії)

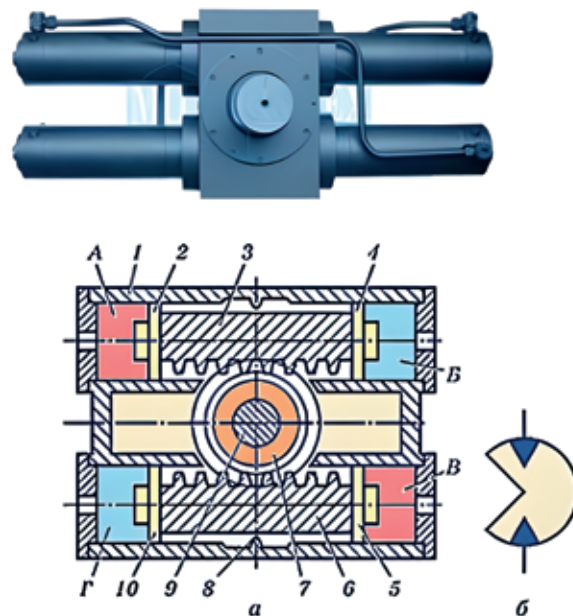


Рис. 3.62. Схема чотирпоршневого дворейкового поворотного гідродвигуна:
а – будова; б – умовне позначення на принципових схемах;
1 – корпус циліндрів;
2, 4, 5, 10 – поршні; 3, 6 – рейки; 7 – шестерня; 8 – упор;
9 – вихідний вал; А, В, Г – робочі камери

Принцип дії. За подачі рідини під тиском в робочі камери А і В поршні 2 і 5, а також рейки 3 і 6 переміщуються у протилежні сторони, повертаючи шестерню 7 з валом 9 за стрілкою годинника. Із камер Б і Г рідина поршнями 4 і 10 витискається у зливну лінію. Керування потоком рідини здійснюється гідророзподільником.

Крутний момент M (Нм) на валу поршневого поворотного гідродвигуна розраховують за залежністю

$$M = \Delta P S_n D_o z / 2, \quad (3.56)$$

де ΔP – перепад тисків, Па;

S_n – площа поршня, м²;

D_o – діаметр початкового кола шестерні, м;

z – кількість одночасно працюючих поршнів, шт.

Кутова швидкість вала ω (с⁻¹)

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_o z}, \quad (3.57)$$

де Q – витрата рідини, м³/с;

d – діаметр поршня, м.

Пластинчасті (шиберні) поворотні гідродвигуни за кількістю пластин поділяють на одно- і двопластинчасті.

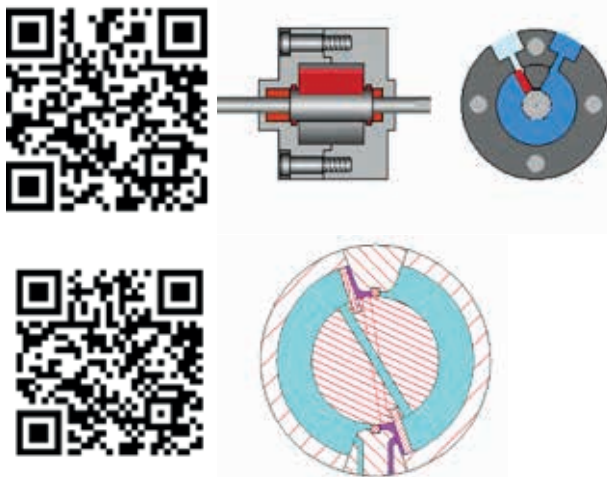


Рис. 3.63. Анімація роботи одно- і двопластинчастого поворотних гідродвигунів

Однопластинчастий поворотний гідродвигун має корпус 1 (рис. 3.64) з бічними кришками 3 і 4 та пластиною 2, жорстко закріпленою на валу 5. За підведення під тиском рідини в одну із камер А або Б пластина з валом повертатиметься на певний кут.

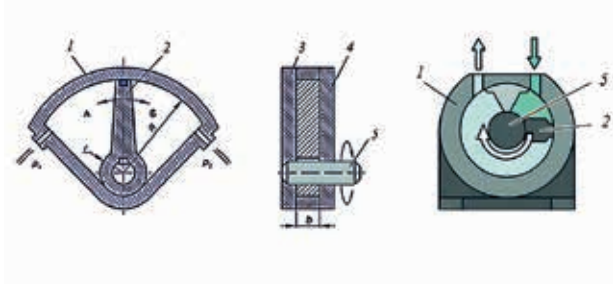


Рис. 3.64. Схема однопластинчастого поворотного гідродвигуна:

1 – корпус; 2 – пластина; 3 і 4 – кришки; 5 – вал;
А, Б – робочі камери

Крутний момент M (Нм) на валу такого поворотного гідродвигуна

$$M = \Delta P S l, \quad (3.58)$$

де $S = (R - r)b$ – площа робочої частини пластинки, м²;

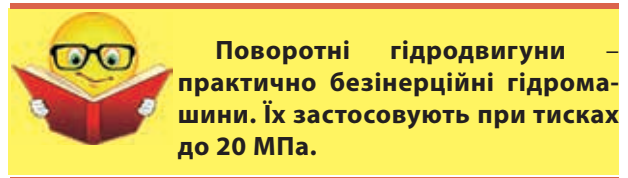
$l = (R + r)/2$ – плече прикладання сили тиску, м;

R і r – великий і малий радіуси пластини, м;

b – ширина пластини, м.

Кутова швидкість вала ω (с⁻¹)

$$\omega = \frac{2Q}{d(R^2 - r^2)}, \quad (3.59)$$



Гідродвигуном зворотного-поступального руху називають гідродвигун, в якого вихідна ланка має обмежений зворотного-поступальний рух і за одноразового вмикання його в роботу автоматично здійснює коливальний рух з певними частотою та амплітудою. Основою такого гідродвигуна є поршковий гідроциліндр з двобічним штоком та розподільник з циліндричним золотником.

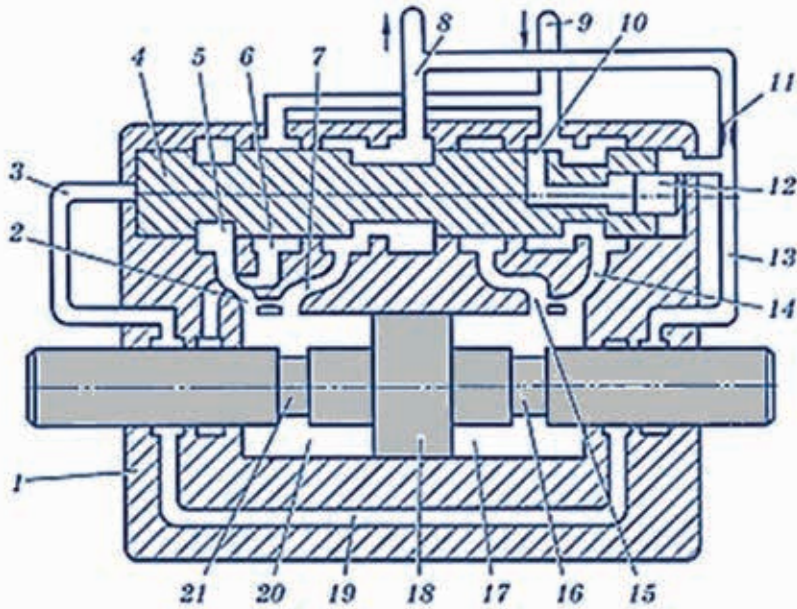


Рис. 3.65. Гідродвигун зворотно-поступального руху:
 1 – корпус; 2 і 11 – дроселі; 3, 5, 6, 7, 10, 13, 14, 15 і 19 – канали;
 4 – золотник; 8 – зливна лінія; 9 – напірний канал; 12 – штовхач;
 16 і 21 – проточки штоків поршня; 17 і 20 – порожнини гідроциліндра; 18 – поршень

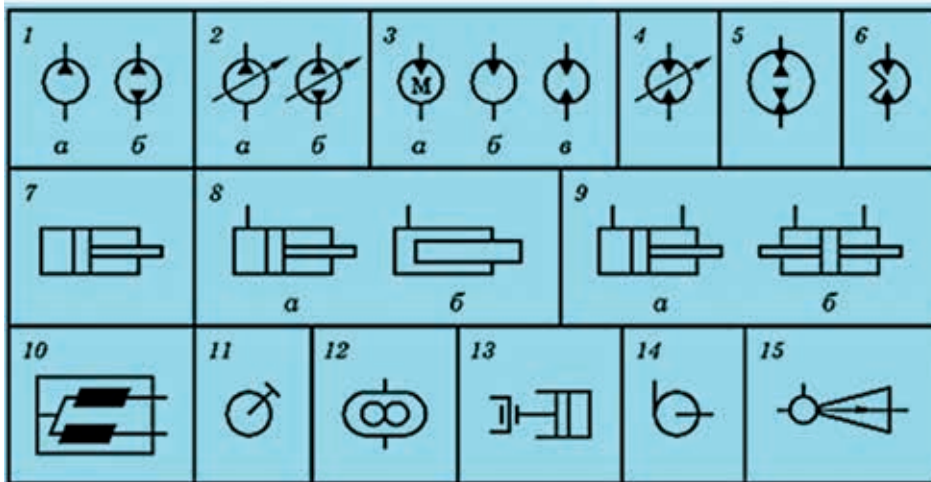


Рис. 3.66. Умовні графічні позначення гідронасосів і гідродвигунів:
 1, 2 – насоси відповідно постійної та регульованої подачі; а, б – відповідно з постійним і реверсивним напрямом потоку; 3 – гідромотор: а – загальне позначення; б, в – нерегульований відповідно з постійним і реверсивним напрямом потоку; 4 – регульований гідромотор з реверсивним напрямом потоку; 5 – насос-мотор за обох напрямів потоку; 6 – поворотний гідродвигун; 7 – гідроциліндр (загальне позначення); 8 – гідроциліндр однобічної дії: а – без зазначення способу повернення штока; б – плунжерний; 9 – поршневий гідроциліндр: а, б – відповідно з однобічним та двобічним штоком; 10 – аксіально-поршневий насос; 11 – ручний насос; 12 – шестеренний насос; 13 – кривошипно-поршневий насос; 14 – відцентровий лопатевий насос; 15 – струминний насос (загальне позначення)



Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під поняттями «гідронасос» та «гідродвигун»?
2. Де використовують гідромашини?
3. Вкажіть класифікацію поршневих насосів.
4. Який принцип дії поршневого насоса?
5. До якої групи насосів відносять діафрагмові насоси?
6. Які гідромашини називають аксіально-поршневими?
7. Які є аксіально-поршневі гідромашини?
8. Що називається радіально-поршневою гідромашиною?
9. За якими ознаками поділяють радіально-поршневі гідромотори?
10. З яких основних елементів складаються шестеренні гідромашини?
11. Які бувають шестеренні гідромашини?
12. Поясніть структуру умовного позначення шестеренних насосів.
13. Які гідромашини називають пластинчастими?
14. За яким принципом працюють гвинтові насоси?
15. Що називають поршневим гідроциліндром?
16. За якими ознаками поділяють поршневі гідроциліндри?
17. Назвіть основні елементи поршневого гідроциліндра.
18. Де застосовують сильфонні гідроциліндри?
19. Які гідродвигуни називають поворотними?
20. Як поділяють поворотні гідродвигуни за конструкцією робочих камер?

РОЗДІЛ 4. ГІДРОАПАРАТУРА КЕРУВАННЯ

4.1. Загальні відомості про гідроапарати, їх призначення і класифікація

4.2. Гідророзподільники. Призначення, будова та принцип роботи золотникових, кранових і клапанних розподільників

4.3. Призначення, будова та принцип роботи гідроклапанів

4.4. Нерегульовані (постійні) та регульовані гідродроселі

4.5. Призначення регуляторів витрати

4.6. Гідралічні підсилювачі

4.1. Загальні відомості про гідроапарати, їх призначення і класифікація

Гідроапаратура – це збірна назва гідроапаратів.



Гідроапаратом називають пристрій гідроприводу, що виконує хоча б одну із таких функцій: зміну напрямку руху потоку робочої рідини, відкриття чи перекриття потоку, зміну таких параметрів потоку, як тиск та витрата або підтримування їх на заданому рівні.

Будь-який гідроапарат має запірно-регулювальний елемент, яким є рухома деталь (золотник, кран, клапан), що під час переміщення частково або повністю перекриває робочий поперечний переріз (робоче вікно) проходу рідини.

Залежно від типу запірно-регулювального елемента гідроапарати поділяють на **золотникові, кранові та клапанні**.

У золотникових гідроапаратах робоче вікно (прохід) для рідини утворюється між гострими кромками розточки корпусу 1 (рис. 4.1, б) і циліндричного пояска золотника 2.

У **кранових гідроапаратах** робоче вікно утворюється між кромками каналів корпусу 1 (рис. 4.1, в) та крана (пробки) 2, а в клапанних між кромками сідла корпусу 1 (рис. 4.1, а) і клапана 2.

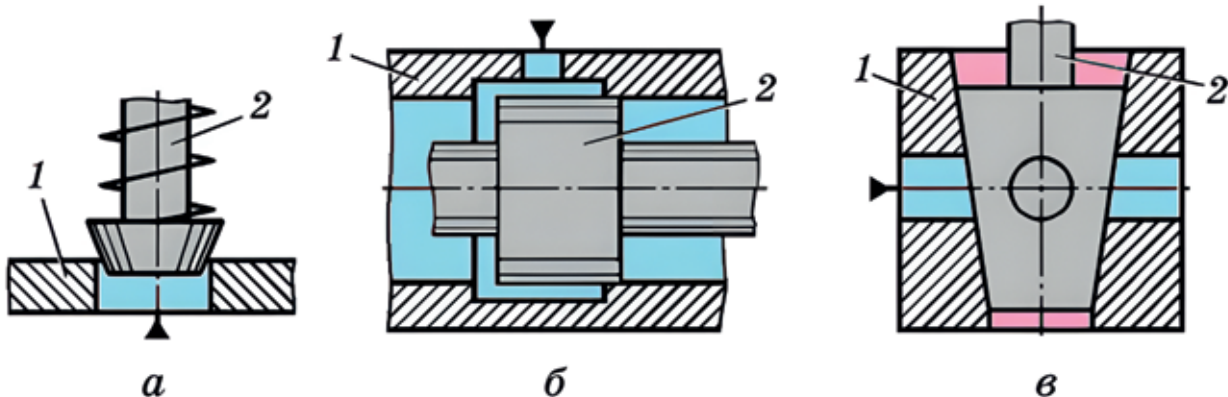
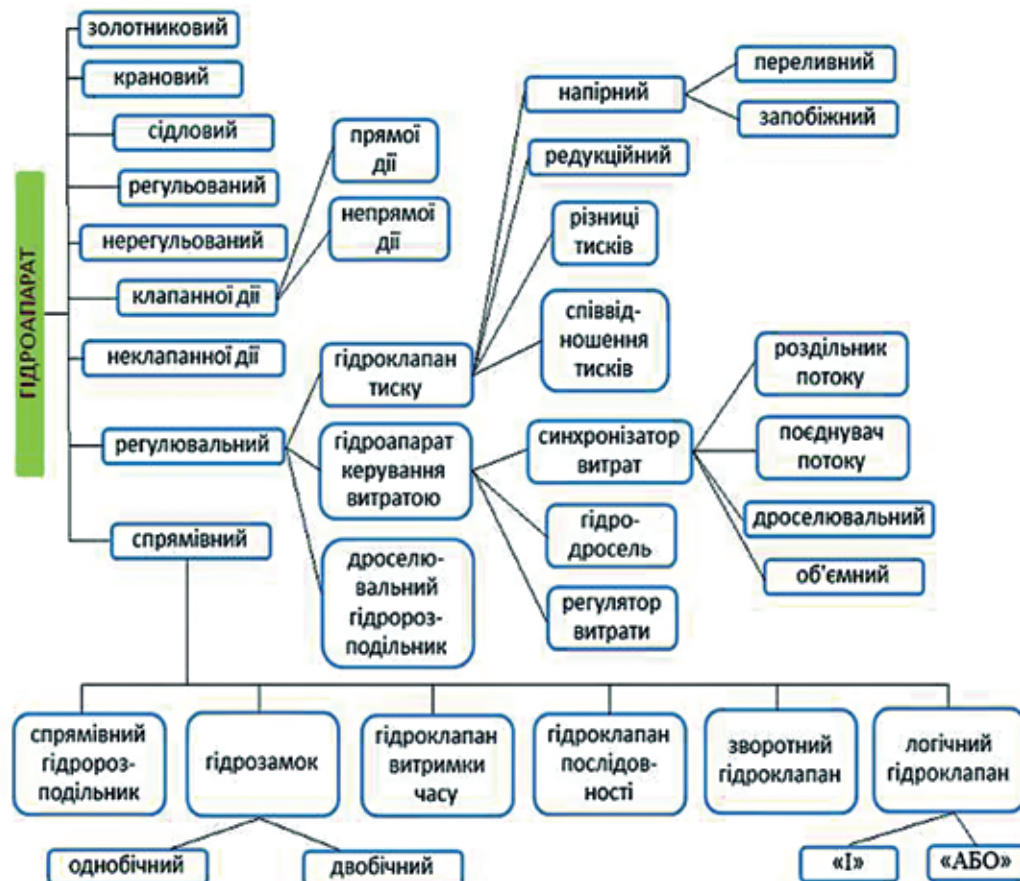


Рис. 4.1. Типи запірно-регулювальних елементів гідроапаратів:
а – клапанний; б – золотниковий; в – крановий; 1 – корпус;
2 – запірно-регулювальний елемент

Класифікація гідроапаратів:

- за принципом дії на запірно-регулювальний елемент гідроапарати поділяють на **клапанні** і гідроапарати **неклапанної дії**
- за можливістю регулювання – **регульовані, налагоджувальні** і **нерегульовані**
- за характером відкриття робочого вікна – **регулювальні** і **спрямівні**
- за призначенням – **розподільники; клапани тиску, зворотні клапани, дроселі** тощо

Схема класифікації гідроапаратів



Основними параметрами гідроапаратів є зведений діаметр (умовний прохід), номінальний тиск, номінальна витрата, перепад тисків на вході і виході за номінальної подачі та маса.

4.2. Гідророзподільники. Призначення, будова та принцип роботи золотникових, кранових і клапанних розподільників



Гідравлічний розподільник – це складовий елемент об'ємного гідроприводу. Він належить до гідроапаратів.



Гідророзподільник призначений для зміни напрямку потоку рідини (реверсування), пуску і зупинки гідроприводу, а також для сполучення або роз'єднання гідроліній гідродвигун – бак.



Рис. 4.2. Загальний вигляд гідравлічних розподільників

Будь-який розподільник має корпус і запір-но-регулювальний елемент. За конструкцією за-

пірно-регулювальний елемент їх поділяють на **золотникові, кранові та клапанні**.

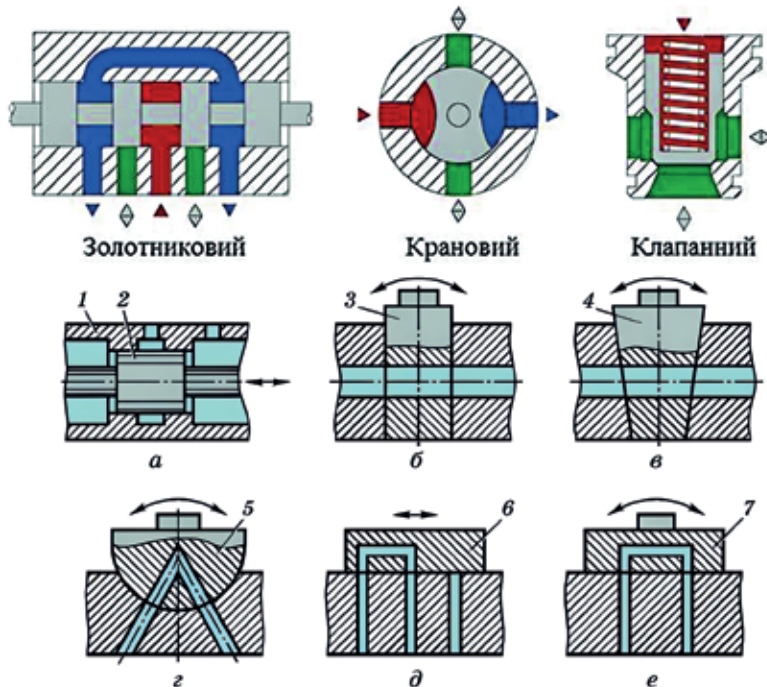


Рис. 4.3. Схеми розподільників:

a – з циліндричним золотником; *б, в і г* – кранові; *д і е* – з плоским золотником;
1 – корпус; 2, 6 і 7 – золотники; 3, 4 і 5 – пробки



Циліндричний золотниковий розподільник:
1, 2 – поршні, 3 – шток,
4 – втулка з вікнами



Золотниковий розподільник кранового типу:
1 – золотник, 2 – втулка (корпус), 3, 4 – вікна, 5 – нерухома вісь, 6 – порожнина випускної труби, 7 – порожнина впускної труби



Розподільник з плоским золотником:
1 – золотник, 2 – золотникова тяга, 3 – золотникове дзеркало, 4, 5 – прямокутні вікна для сполучення з циліндром, 6 – порожнина впускної труби, 7 – порожнина випускної труби

Рис. 4.3.1. Анімація роботи гідророзподільників

Золотникові розподільники за конструкцією золотника поділяють на розподільники з **циліндричним** (рис. 4.3, а) і **плоским золотниками** (рис. 4.3, д і е).

У кранових розподільниках запірно-регулювальний елемент виконують у вигляді **циліндричної, конічної** або **сферичної пробки** (рис. 4.3, б, в і г), а у клапанних – у вигляді **кульки** чи **конуса**.

Робоча рідина у золотникових розподільниках розподіляється осьовим зміщенням циліндричного чи плоского золотника, а також провертанням плоского золотника, у кранових – провертанням пробки, у клапанних – осьовим переміщенням кульки чи конуса.

На принципових схемах розподільники зображують у вигляді умовних графічних позначень (рис. 4.4, б і г), які однакові для золотникових, кранових і клапанних розподільників. Кількість позицій зображують відповідною кількістю однакових квадратів; проходи – прямими лініями зі

стрілками, що вказують напрям потоку рідини в кожній позиції; закритий хід – тупиковою лінією з поперечним відрізком. Зовнішні лінії підведення і відведення рідини показують на вихідній позиції. Щоб представити принцип дії розподільника в робочій позиції, слід уявно на схемі перемістити відповідний квадрат на місце вихідної позиції, залишивши лінії підведення і відведення рідини у вихідному положенні. Тоді стрілки вкажуть дійсний напрям потоку рідини у відповідній робочій позиції. На рис. 4.4, б показано умовне позначення двопозиційного розподільника, а на рис. 4.4, г – трипозиційного.



Як працює 4-лінійний 3-позиційний розподільник

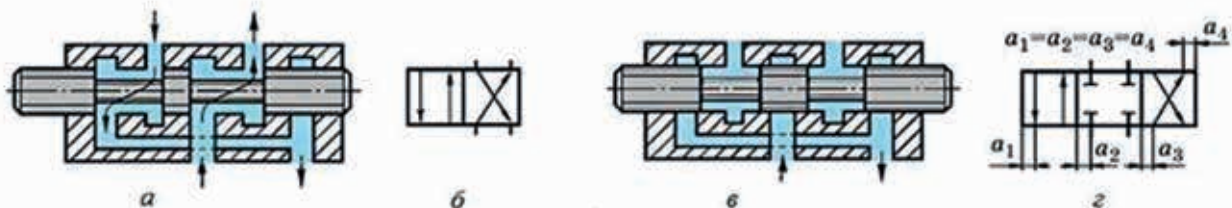


Рис. 4.4. Конструктивне (а і в) та умовне (б і г) позначення розподільника з циліндричним золотником

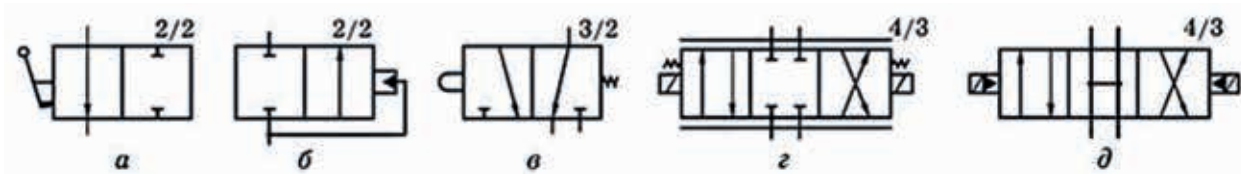


Рис. 4.5. Умовні графічні позначення розподільників на принципових схемах:

а – дволінійний двопозиційний з ручним керуванням; б – дволінійний двопозиційний з гідравлічним керуванням; в – трилінійний двопозиційний з керуванням від кулачка і пружинним повертанням у вихідне положення; г – чотирилінійний трипозиційний з керуванням від двох електромагнітів, дроселювальний; д – спрямівний, чотирилінійний трипозиційний з електрогідравлічним керуванням

Крім зазначених ознак, розподільники поділяють за: **кількістю зовнішніх гідроліній**, по яких рідина підводиться і відводиться від нього – дво-, три-, чотирилінійні і т. д.; **кількістю фіксованих або характерних позицій** – дво-, трипозиційні і т. д.; **видом керування** – механічні, ручні, електричні, гідравлічні, комбіновані тощо; **способом відкриття робочого вікна** – спрямівні і дроселювальні. Крім графічних позначень, встановлено також цифрове позначення у вигляді дробу: **в чисельнику** – кількість зовнішніх гідроліній підведення і відведення, **в знаменнику** – кількість позицій (рис. 4.5).

Щодо способу відкривання робочого вікна слід зазначити таке.

У **спрямівному** розподільнику запірно-регулювальний елемент займає завжди крайні робочі положення (рис. 4.6). Характер зовнішньої керованої дії дискретний («Відкрито» – «Закрито»), при цьому параметри потоку рідин (тиск і витрата) не змінюються.

У **дроселювальному** розподільнику (рис. 4.7) запірно-регулювальний елемент може займати безліч проміжних положень, утворюючи дроселювальні щілини. Характеристика сигналів керування – неперервна (аналогова), тобто що більший зовнішній керуючий сигнал, то більше робоче вікно (щілина), а відповідно і більша витрата рідини. У дроселювальному розподільнику витрата і тиск робочої рідини змінні.



Золотниковий розподільник спрямованого керування

Важливою вимогою, що ставлять до розподільника будь-якого типу, є забезпечення **герметичності**. Останнє досягається виконанням певного зазору у сполученій парі. Так, у розподільниках з циліндричним золотником радіальний зазор становить 4–10 мкм.

Виготовляють золотники із високовуглецевої сталі, загартованої до твердості HRC 50. Висока твердість золотника зменшує можливість його заклинювання за потрапляння в зазори дрібних твердих частинок, які в цьому разі руйнуються твердими поверхнями сполученої пари. В деяких золотникових розподільниках для зменшення сил тертя та усунення облітерації (зарощування щілини) золотникам надають поступальних або поворотних коливань невеликої амплітуди (10 – 100 мкм) і високої частоти 500 Гц. Корпуси золотників виготовляють із чавуну, а іноді й зі сталі. Корпус повинен мати достатню жорсткість, щоб він не деформувався при затягуванні болтів або за високого тиску робочої рідини, оскільки деформація може спричинити заклинювання золотника.

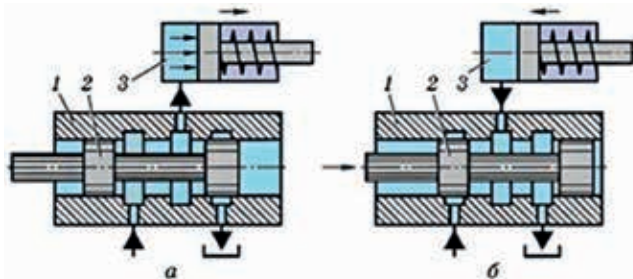
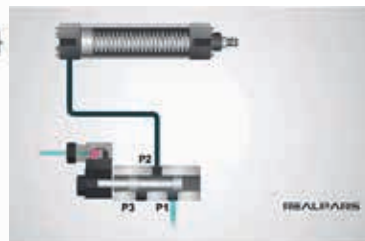


Рис. 4.6. Схема спрямівного розподільника 3/2 з циліндричним золотником:

а – пуск робочої рідини в гідродвигун; б – злив; 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – гідродвигун



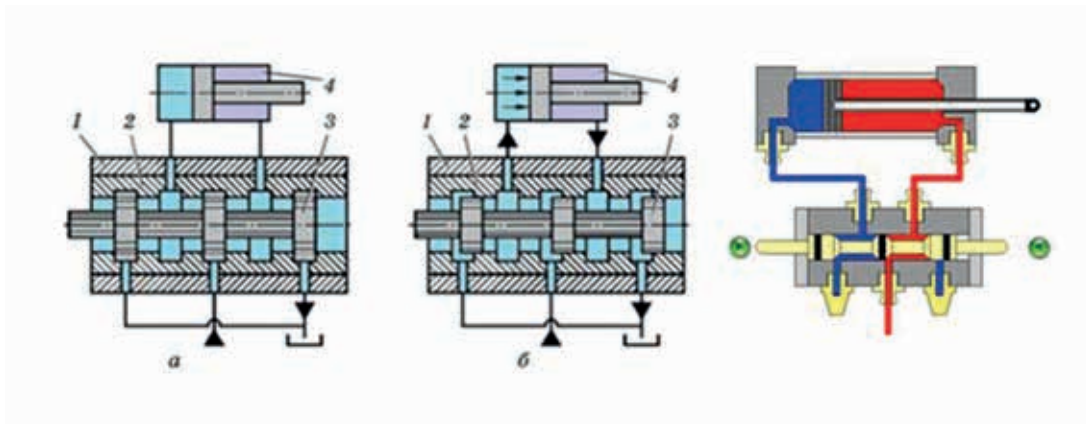


Рис. 4.7. Схема дроселювального розподільника 4/3 з циліндричним золотником:
а – вихідна позиція; *б* – робоча позиція; 1 – корпус;
 2 – втулка; 3 – золотник; 4 – гідродвигун

Золотникові розподільники



У гідроприводах дорожньо-будівельних, землерийних та багатьох інших машин найширшого застосування набули розподільники з циліндричним золотником.

Основними складовими частинами робочої секції такого розподільника є корпус 3 (рис. 4.8) і запірно-регулювальний елемент 2 (циліндричний золотник). Напрямок потоку робочої рідини змінюють зміщенням золотника в осьовому напрямку.

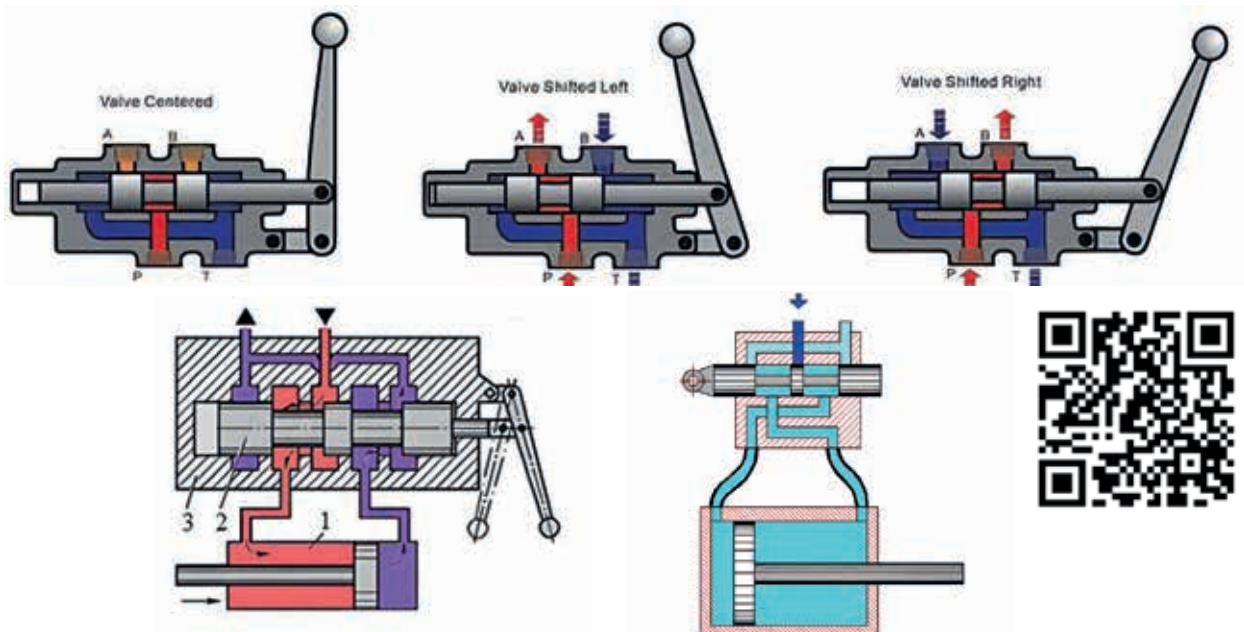


Рис. 4.8. Схема роботи розподільника з циліндричним золотником:
 1 – гідроциліндр; 2 – золотник; 3 – корпус



Робота та конструкція 4-ходового 3-позиційного розподільника

Залежно від схеми розвантаження насосів за нейтрального положення золотника (споживачі не працюють) золотникові розподільники поділяють на два типи: з **відкритим центром** (проточні), коли напірна лінія сполучається із зливом всередині розподільника, та із **закритим центром**, коли насос розвантажується через переливний клапан (переливну секцію).

Перекрытие рабочих окон у золотникових розподільниках може бути нульовим ($a_1 = a_2$), позитивним ($a_2 > a_1$) і негативним ($a_2 < a_1$) відповідно (рис. 4.9, А, Б, В).

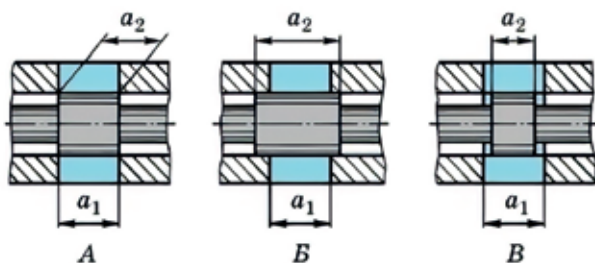


Рис. 4.9. Схеми перекрытия рабочих окон у золотникових розподільниках:
А – нульове; Б – позитивне; В – негативне



Розподільники з позитивним перекрыттям мають незначний витік робочої рідини, але мають великі зони нечутливості, а з негативним – навпаки.

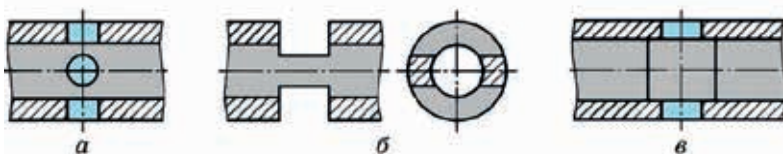


Рис. 4.10. Робочі вікна в корпусах розподільників з циліндричними золотниками:
а – круглий отвір; б – паз; в – отвір з внутрішньою розточкою

Робочі вікна у корпусах (втулках) розподільників з циліндричними золотниками виконують у вигляді круглих отворів, пазів, отворів з внутрішньою розточкою (рис. 4.10). При переміщенні циліндричного золотника можливі гідравлічні удари в системі. Для усунення такого явища на робочих кромках поясків золотника роблять конічні фаски (рис. 4.11, б), дроселювальні прорізи (рис. 4.11, в), котрі забезпечують достатньо плавну зміну тиску в камерах гідродвигуна. При цьому однакові профілі дроселювальних прорізів розміщують систематично.

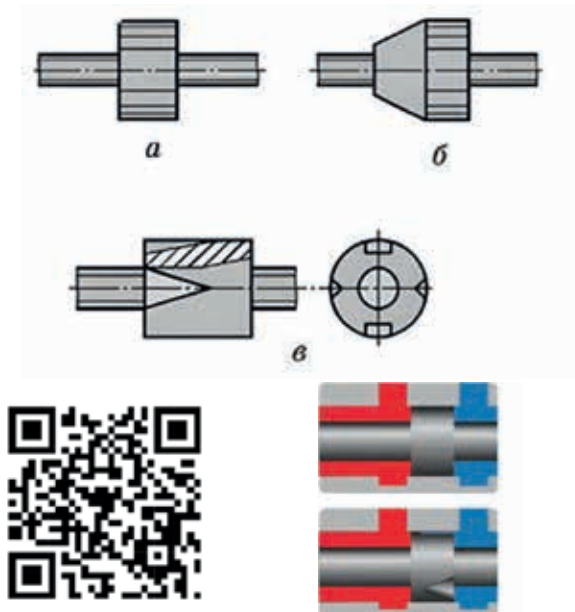


Рис. 4.11. Робочі кромки поясків циліндричних золотників:
а – торцева; б – конічна; в – профільована

У розподільниках із циліндричним золотником часто буває одностороннє зношення поясків золотника. Це явище виникає внаслідок неоднакового тиску робочої рідини в радіальному зазорі золотник – корпус, що призводить до виникнення затискувальних зусиль. Найпростішим способом зниження дій таких сил є нарізування по колу на поясках канавок 0,3 – 0,5 мм завширшки і завглибшки, що вирівнюють тиск у зазорі по колу.



Розподільник 4/3



Складання та випробування
гідралічного секційного
розподільника



Гідралічний 3-секційний
розподільник

Залежно від числа золотників гідророзподільники підрозділяють на розподільники з **одним** та **кількома золотниками**. В останньому випадку розподільники можуть бути **моноблоковими** або **секційними**. Секції розподільника з'єднують між собою болтами. На рис. 4.12 представлені багатосекційні гідророзподільники.



Рис. 4.12. Багатосекційні розподільники

Секційні розподільники типу ГА-34000 з ручним керуванням мають п'ять, шість, сім, вісім робочих секцій і одну переливну.

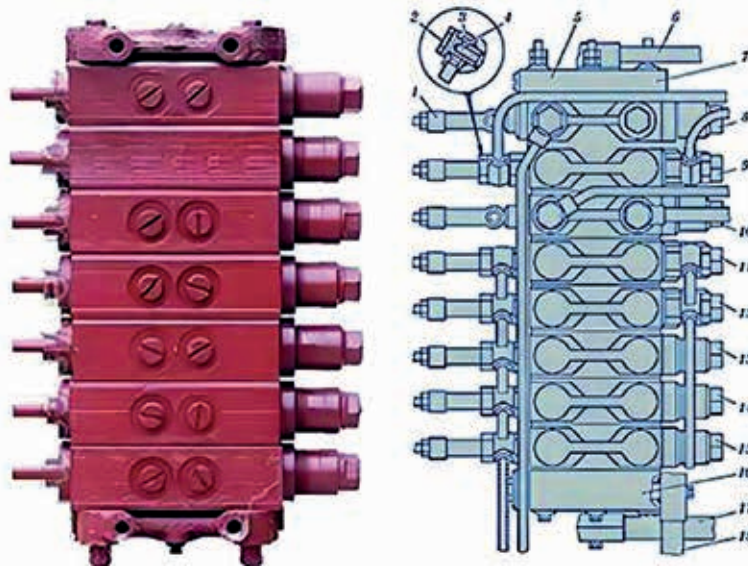


Рис. 4.13. Загальний вигляд та будова розподільника ГА-34000:

1 – тяга; 2 – порожнистий болт; 3 – поворотний кутник; 4 – дросельний отвір;
5 – трубопровід до гідроциліндра; 6 і 18 – зливні трубопроводи; 7 – верхня кришка; 8 – 15 – робочі секції; 16 – переливна секція; 17 – напірний трубопровід від насоса

На рис. 4.14 зображений п'ятисекційний гідророзподільник з ручним керуванням. Розподільник має п'ять робочих секцій і дві кришки 7 і 15, що з'єднані між собою трьома болтами 8 з гайками 12. Керують п'ятьма секціями двома рукоятками. В такому розподільнику немає переливної секції. Її функцію виконує запобіжно-переливний клапан, спільний для всього основного гідроприводу.

У корпусах секцій є напірний канал В, верхній і нижній зливні канали Б, які через вертикальний канал А в кришці 7 сполучені між собою, та є канал Г потоку лінії керування. В напірний канал В рідина підводиться через отвір 14 в кришці. В канал Г рідина підводиться через отвір 16 кришки 15, а відводиться на злив через отвір 6 кришки 7. В цій самій кришці є отвір 11 для відведення рідини у зливу лінію гідроприводу. Канали Б, В і Г проходять через всі корпуси секцій.

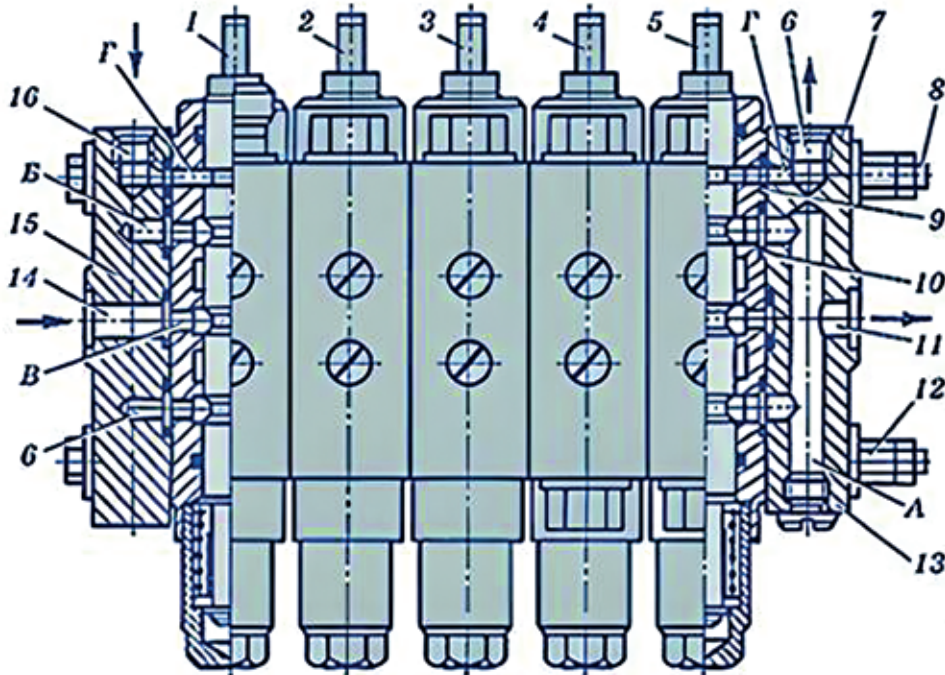


Рис. 4.14. П'ятисекційний гідророзподільник з ручним керуванням:

1, 2, 3, 4 і 5 – робочі секції; 6 – отвір для зливу рідини з лінії керування;
7 і 15 – кришки; 8 – болт; 9 і 10 – ущільнювальні кільця; 11 – отвір для відведення рідини у лінію зливу; 12 – гайка; 13 – заглушка; 14 – отвір для підведення рідини із напірної лінії; 16 – отвір для підведення рідини з лінії керування; А і Б – зливні канали; В – напірний канал; Г – канал лінії керування



Рис. 4.15. Гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням

За будовою і принципом дії **секційні гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням** складаються із трьох робочих секцій 3, 4 і 6 (рис. 4.16) з електромагнітними приставками 10 і двох кришок 1 і 9. Секції і кришки стягнуті болтами 13 і закріплені гайками 12.

У кришці 9 є отвір 7 для підведення рідини від напірної лінії гідроприводу. В кришці 1 зроблено канал В, що сполучає канали зливу А секцій, і отвір 14 для відведення рідини в лінію зливу

гідроприводу. Кожна секція має напірний канал Б, спільний для всіх секцій, так як і зливні канали А. Секція 4 має двобічний гідрозамок, секція 3 не має гідрозамка. Секція розподільника складається з електромагнітної приставки, золотника, запірних елементів та поршня гідрозамка і корпусу. Електромагнітна приставка – це два електромагніти та клапани, вставлені в електромагніти. Клапани перекривають напірний канал з порожнинами керування золотника.

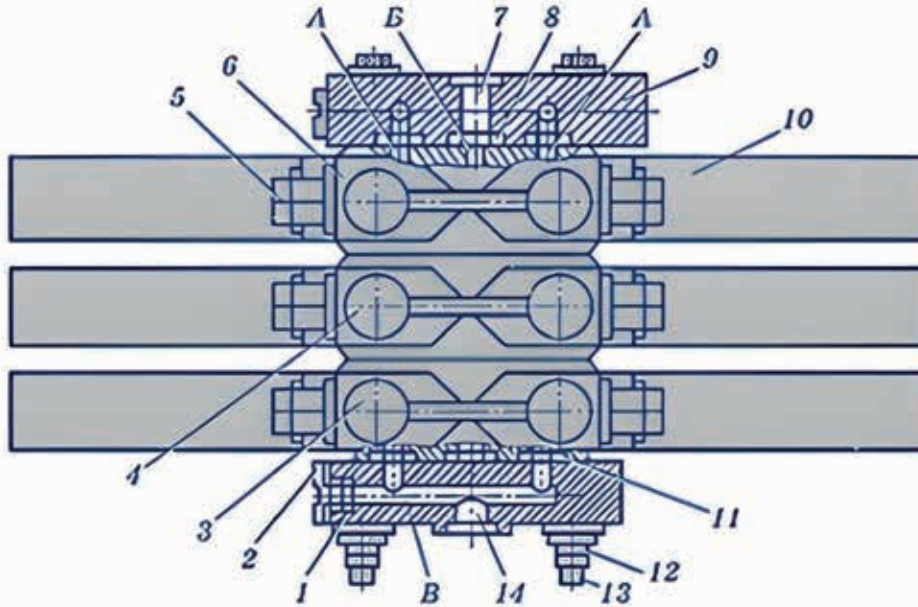


Рис. 4.16. Трисекційний гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням:

1 і 9 – кришки; 2 – заглушка; 3, 4 і 6 – секції; 5 – під'єднувальний отвір трубопроводу до гідроциліндра; 7 – отвір напірної лінії; 8, 11 – ущільнювальні кільця; 10 – електромагнітна приставка; 12 – гайка; 13 – болт; 14 – отвір лінії зливу; А і В – канал зливу; Б – напірний канал



Рис. 4.17. Гідророзподільники з електричним керуванням

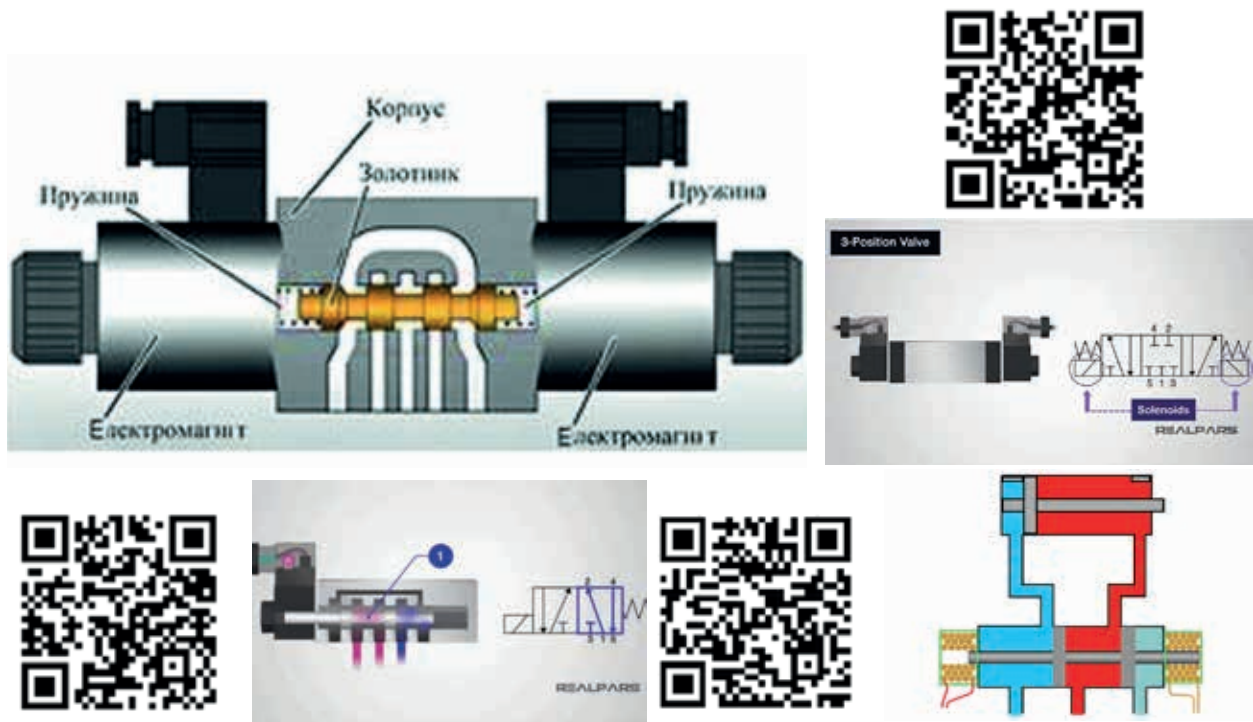


Рис. 4.18. Будова і анімація роботи гідророзподільників з електричним керуванням



Будова і принцип роботи
гідророзподільника з електричним керуванням

Секційні розподільники з електричним керуванням складаються із однієї переливної секції, кількох робочих секцій та запобіжного клапана (рис. 4.18). Всі ці гідроприспособи змонтовані на одній спільній монтажній плиті. Переливна секція має золотник з електромагнітним керуванням і золотник із гідравлічним керуванням. За нейтрального положення золотників всіх секцій рідина від насоса зливається в бак (насос розвантажений). Як тільки оператор натискає на одну із кнопок керування на щитку приладів, електричний сигнал одночасно надходить до електромагніта золотника переливної секції і

відповідної робочої. Під дією електромагніта золотник зміщується. Останній, зміщуючись, перекриває злив рідини від насоса і спрямовує рідину до відповідної робочої секції, що включена оператором. При натисканні на іншу кнопку керування тієї самої робочої секції відбувається реверсування потоку робочої рідини.

Моноблокові золотникові гідравлічні розподільники мають спільний корпус для всіх робочих секцій.

Запірно-регулювальний елемент робочої секції – це циліндричний золотник з осьовим переміщенням. Керування золотником – ручне. У золотнику може бути вмонтований бустерний пристрій (для повернення золотника в положення «Нейтральне»). Золотник фіксується у всіх положеннях, крім нейтрального, за допомогою спеціального пристрою.

У корпусі розподільника вмонтовані переливний (перепускний) і запобіжний клапани. Моноблокові гідравлічні розподільники ще називають клапанно-золотниковими розподільниками.

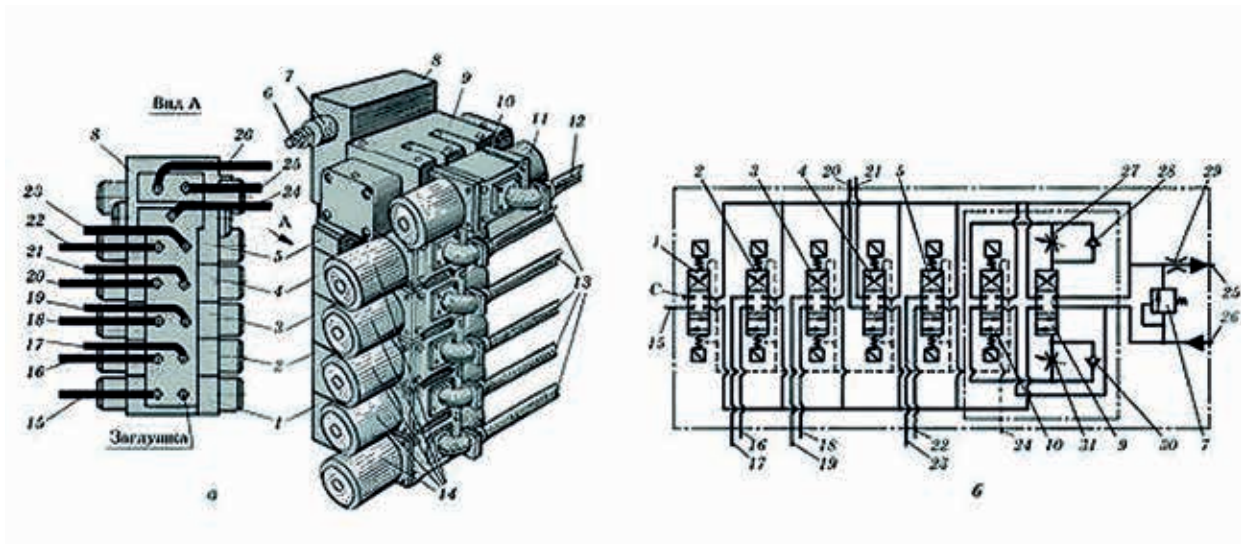


Рис. 4.19. Секційний гідророзподільник з електричним керуванням:
а – загальний вигляд; *б* – принципова гідравлічна схема; 1 – 5 – робочі секції;
 6 – регулювальний гвинт; 7 – запобіжний клапан; 8 – панель; 9 – головний золотник переливної секції;
 10 – золотник керування переливної секції;
 11 і 14 – електромагнітні приставки; 12, 13 – електропроводи;
 15 – 23 – трубопроводи до гідроциліндрів; 24 – лінії дренажу; 25 – лінія зливу; 26 – лінія напірна; 27 і 31 – дроселі; 28 і
 30 – зворотні клапани; 29 – місце звуження потоку



Рис. 4.20. Моноблокові гідророзподільники

Позначення і маркування розподільника:

- буква Р означає розподільник;
- перші дві цифри – номінальну пропускну спроможність (л/хв);
- цифра через дефіс – виконання за номінальним тиском;
- цифра через косу лінію – виконання за конструкцією;
- останні цифри – тип золотника в порядку розміщення від переливного клапана.

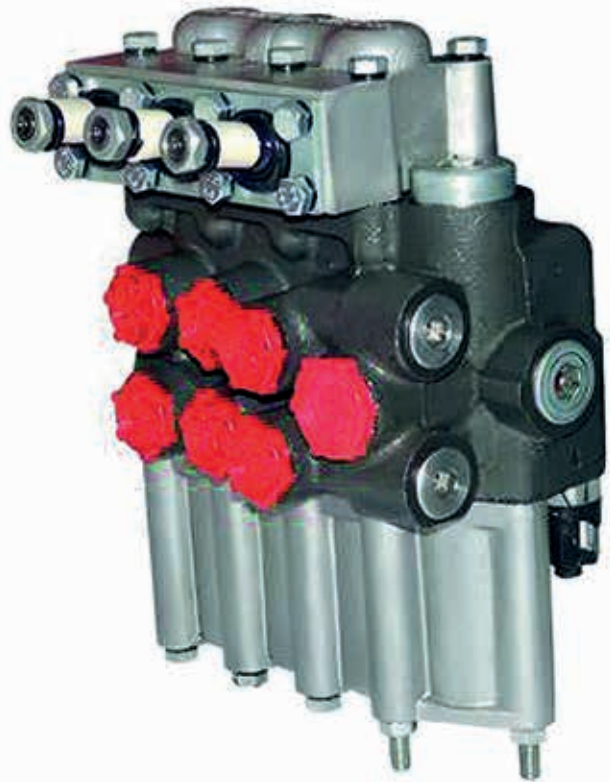
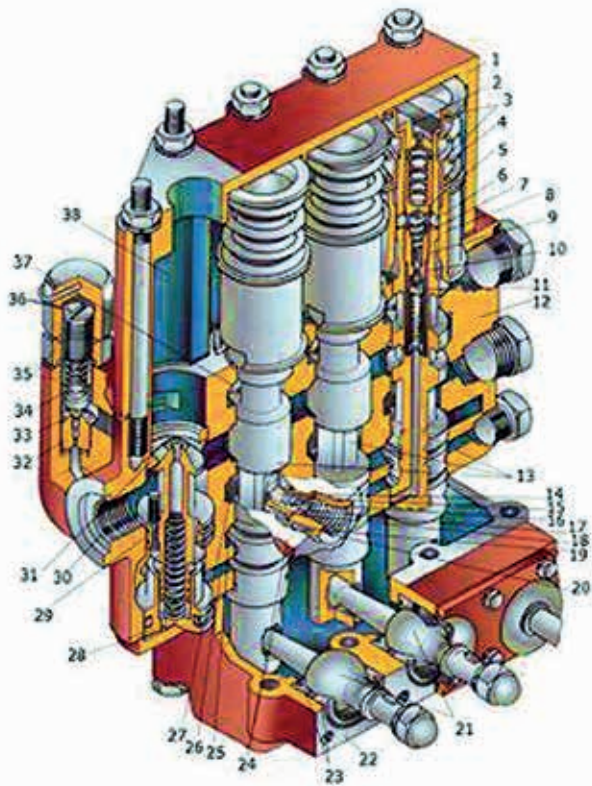


Рис. 4.21. Загальний вигляд і будова гідророзподільника типу P-80:

- 1 – верхня кришка розподільника; 2 – пробка золотника; 3 – опорні склянки пружини золотника; 4 – пружина золотника; 5 – втулка фіксатора; 6 – фіксатор (кулька); 7 – бустер; 8 – обойма фіксатора (фіксує золотник у положеннях підйому та плаваючому); 9 – гільза; 10 – гніздо клапана розподільника порожнин підйому; 11 – клапан бустера; 12 – корпус розподільника; 13 – золотники; 14 – кулька; 15 – пружина; 16 – спрямовуюча шайба; 17 – корпус; 18 – перехідник; 19 – розвантажувальний клапан; 20 – кільце для зливу; 21 – важелі золотників розподільника; 22 – нижня кришка розподільника; 23 – манжети сферичної опори важеля; 24 – розвантажувальні отвори; 25 – канал у корпусі розподільника для зливу масла; 26 – канал керування перепуском каналом; 27 – порожнина, сполучена з порожнинами підйому; 28 – напрямна перепускового клапана з гумовим ущільненням; 29 – перепусковий клапан з дросельним отвором та стрижневим клапаном; 30 – різьбовий отвір для труби від масляного насоса, що подає масло в нагнітальний канал гідророзподільника; 31 – гніздо перепускового клапана; 32 – гніздо запобіжного клапана; 33 – запобіжний клапан із напрямною; 34 – пружина запобіжного клапана; 35 – гайка-ковпачок регульовального гвинта з контргайкою; 36 – регульовальний гвинт запобіжного клапана; 37 – порожнина, сполучена з порожнинами опускання гідроциліндрів; 38 – порожнина зливу з корпусу гідророзподільника



Відновлення гідророзподільника (R80-3/1-22)

Загальна будова моноблокового розподільника типу Р-80

У розточках чавунного корпусу 11 (рис. 4.22) розміщені золотники 12, переливний 2 і запобіжний 3 клапани. До корпусу закріплено дві алюмінієві кришки: нижня 4 з порожниною В зливу і верхня 13, в якій шарнірно закріплені три важелі для керування положенням золотників. У корпусі є порожнина Б лінії високого тиску (від насоса) і напірний

канал, що сполучені між собою, канал керування Ж і зливний канал Е, а також канали Г і Д, сполучені із трубопроводом гідроциліндра. Порожнина Б може сполучатись з каналами Г і Д, а останні – з порожниною В за допомогою буртиків золотника.

Порожнина Б також може сполучатись із каналом Ж через дросельний отвір *m*, порожниною А і проточками на золотнику. Канали Ж, Е і Г постійно сполучені із порожниною зливу В, а порожнина А – з каналом *n*. Порожнина Б може сполучатись із порожниною В за допомогою запірного елемента переливного клапана 2.

У деяких розподільниках такого типу є дублюючі канали Г і Д, а також порожнини Б (закриті пробками). Це пов'язано із застосуванням їх на різних машинах.

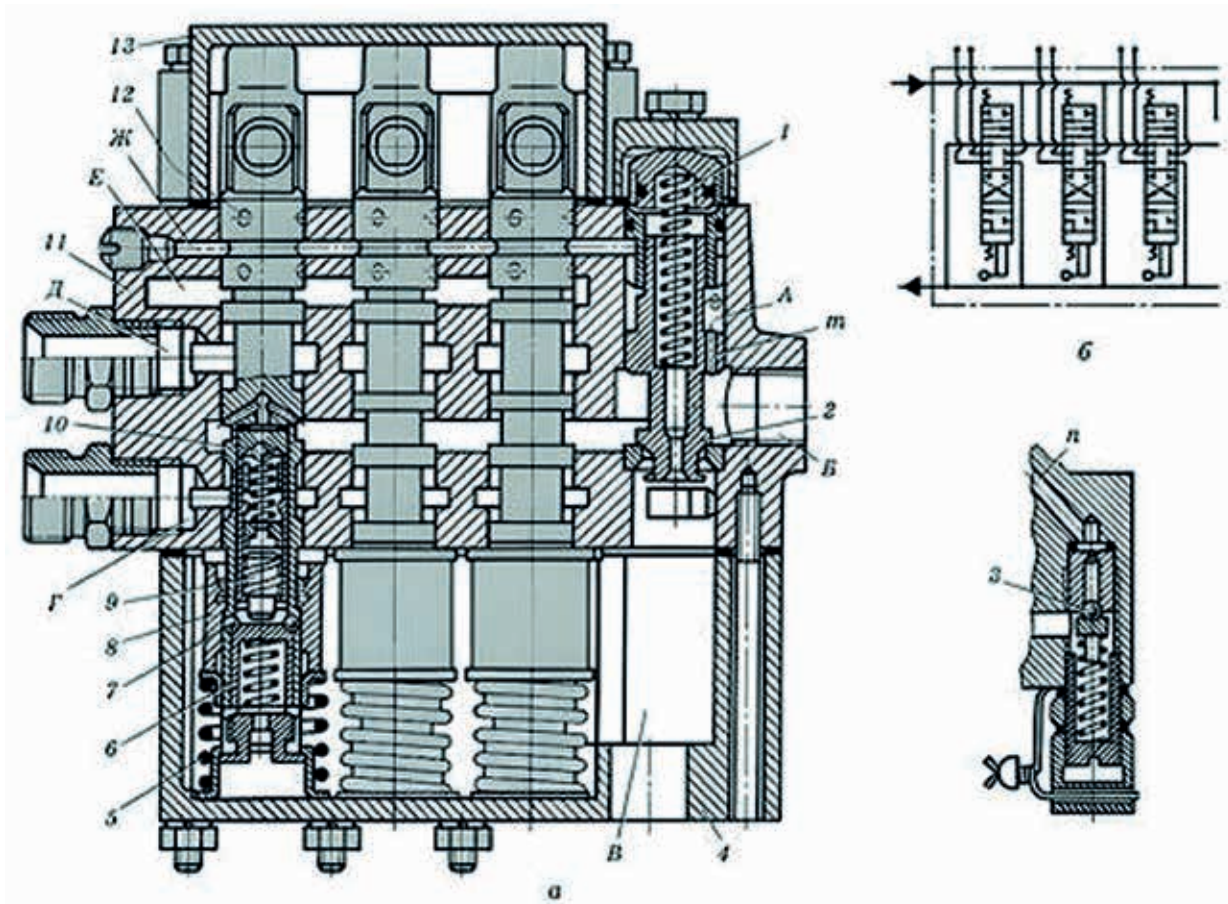


Рис. 4.22. Гідророзподільник типу Р-80:

a – будова; *б* – умовне позначення на схемах; 1 – пружина переливного клапана; 2 – переливний клапан; 3 – запобіжний клапан; 4 – нижня кришка; 5 – пружина фіксатора; 6 – втулка; 7 – фіксатор; 8 – обойма; 9 – бустер (штовхач); 10 – кулька; 11 – корпус; 12 – золотник; 13 – верхня кришка; А – порожнина переливного клапана; Б – порожнина лінії високого тиску; В – порожнина зливу; Г і Д – канали гідроциліндрів; Е – зливний канал; Ж – канал керування; *m* – дросельний отвір; *n* – підвідний канал високого тиску; *z* – канал низького тиску

Розрахункові залежності

У розподільниках із циліндричним золотником, наприклад, чотирилінійним, робоча рідина надходить від насоса крізь вікно 1 (рис. 4.23) і золотник, а з розподільника вона спрямовується крізь вікно 2 до гідродвигуна. Злив рідини із гідродвигуна здійснюється через вікна 4 і 5 та золотник.

Розрахунковими параметрами золотникового розподільника є витрата рідини та зусилля на переміщення золотника.

Витрату рідини визначають за залежністю

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}, \text{ (м}^3/\text{с)} \quad (4.1)$$

де μ – коефіцієнт витрати, $\mu = 0,60 \dots 0,75$;
 P – густина рідини, кг/м³;
 P_1 – тиск на вході у розподільник, Па;
 P_2 – тиск на виході із розподільника, Па;
 S – площа перекритого прохідного перерізу, м².

$$S = \pi D x \quad (4.2)$$

де D – діаметр золотника, м;
 x – ширина робочої щілини перекритого каналу, м.

Осьова сила, що необхідна для зміщення золотника, визначається за формулою

$$F = F_i + F_{z0} + F_m, \text{ (Н)} \quad (4.3)$$

де F_i – сила інерції, Н;
 F_{z0} – гідродинамічна сила, Н;
 F_m – сила тертя, Н.

Сила інерції залежить від прискорення a і приведеної маси m золотника і з'єднаних з ними деталей

$$F_i = ma \text{ (Н)} \quad (4.4)$$

Сила тертя F_T дорівнює сумі сил тертя спокою F_{Tc} і сили тертя F_{Tm} при переміщенні з мащенням.

Сила тертя спокою згідно з експериментальними даними становить

$$F_{m.c} = (0,23 \dots 0,34)F, \text{ (Н)} \quad (4.5)$$

Силу тертя при переміщенні з мащенням визначають із залежності

$$F_{m.m} = \rho v S V / \delta, \text{ (Н)} \quad (4.6)$$

де ρ – густина рідини, кг/м³;
 v – кінематична в'язкість, м²/с;
 V – швидкість руху золотника, м/с;
 δ – радіальний зазор між золотником і корпусом, м.

Гідродинамічна сила, наприклад, для чотирилінійного розподільника, визначається за формулою

$$F_{z0} = F_{z01} + F_{z02} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho(P_1 - P_2)}, \text{ (Н)} \quad (4.7)$$

де F_{z01} – сила, що виникає в зоні кромки вихідної щілини 6 (рис. 4.23);

F_{z02} – сила, що виникає в результаті натикання потоку на торець зливної кромки 3;

α – кут нахилу потоку відносно осі золотника при витіканні із виточки золотника, $\alpha = 69^\circ$.

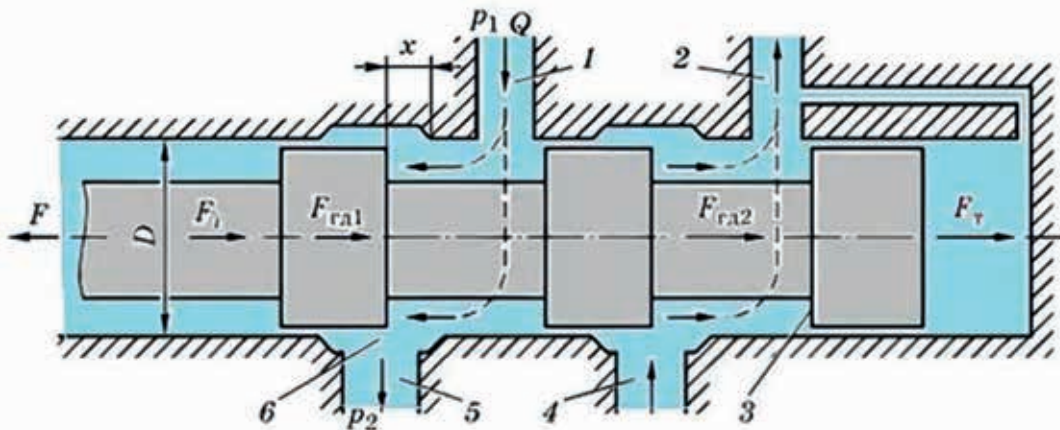


Рис. 4.23. Схема до визначення параметрів золотникового розподільника:
 1, 2, 4, 5 – вікна; 3 – торець зливної кромки; 6 – вихідна щілина

Технічні характеристики золотникових гідророзподільників

Таблиця 4.1

Марка розподільника	P80/Г-222	P80-3/1-22	P160-3/1-222	Г-71-31 БГ-71-31	14ПГ72-34М	34ПГ74-24М	34ПГ73-12	34ПГ73-24
Тип розподільника	моноблочний				секційний			
Умовний прохід, мм	16	25	8	20	10	20		
Витрата робочої рідини, л/хв Номінальна	80	160	12,5	80	20	80		
Максимальна	120	200	16	120	25	120		
Робочий тиск, МПаа Номінальний	16	16	16	20				
Максимальний	20	19	25					
Кількість золотників	3	2	3	1	обумовлено кількістю секцій			
Керування золотником	Ручне				гідрравлічне	ручне	електричне	електрогідрравлічне
Втрата тиску при номінальній витраті, кПа	150	150	200	100	150			
Маса, кг	18,5	10	37,5	3,0	2,7	3,0	3,7	6,5

Технічні характеристики гідророзподільників Badestnost

Таблиця 4.2

Марка розподільника	ЗР40А1	ЗР80А1	ЗР12А1
Тип розподільника	моноблочний		
Кількість робочих секцій	3	3	3
Номінальна витрата, л/хв	40	80	120
Максимальний тиск, МПа	35	35	25
Діапазон робочих температур	від -40 °С до +60 °С		
Температура робочої рідини	від -15 °С до +80 °С		
В'язкість робочої рідини, мЗ/с	10...460	10...460	12...800
Рекомендована тонкість фільтрації, мкм	25	25	10
Внутрішні втрати	<6 см ³ /хв при 16 МПа		<30 см ³ /хв при 12 МПа

Кранові розподільники

Кранові розподільники застосовують за великих витрат і тисків робочої рідини. Це пояснюється ускладненням підтримки витрати рідини в заданих межах, а також збільшенням зусиль для їх вмикання в роботу.

Крановий розподільник має корпус 3 (рис. 4.25), у циліндричний отвір якого вільно вставлено пробку 5. У пробці є радіальний канал 6, а у корпусі отвори 2 і 4 для підведення робочої рідини від насоса і зливу в бак та отвори 7 і 8 для під'єднання до гідродвигуна.



Рис. 4.24. Кранові розподільники

Пробка під дією зусилля, прикладеного до рукоятки 1, може повертатись відносно своєї вертикальної осі. Так, при положенні пробки, як показано на рис. 4.25, робоча рідина від насоса надходить через отвори 4 і 7 корпусу в безштокову порожнину гідроциліндра 9. Штокова порожнина гідроциліндра сполучається із зливом через отвори 8 і 2 корпусу і радіальний канал 6 пробки. Пробки кранових розподільників виготовляють циліндричної, конічної та сферичної форм.

На рис. 4.26 зображений двопозиційний крановий гідророзподільник Г71-3 із циліндричною пробкою. Він складається із корпусу 3, фланця 5, кришки 1,

пробки 2, ущільнення 4, маточини 7, рукоятки 8 і кулькового фіксатора 6. У положенні пробки крана, зазначеному на малюнку, рідина через отвір 17 надходить в камеру 16; з неї через канал 18 в пробці крана (показаний пунктиром) – в камеру 12 і далі через отвір 11 в корпусі до гідродвигуна або до іншого керованого об'єкта. З іншої порожнини гідродвигуна рідина надходить в отвір 9, далі в камеру 10 і через канал 13 в камеру, яка отвором 15 в корпусі крана з'єднана зі зливом. При повороті пробки крана за годинниковою стрілкою на кут 45° відбувається зміна напрямку потоку робочої рідини.

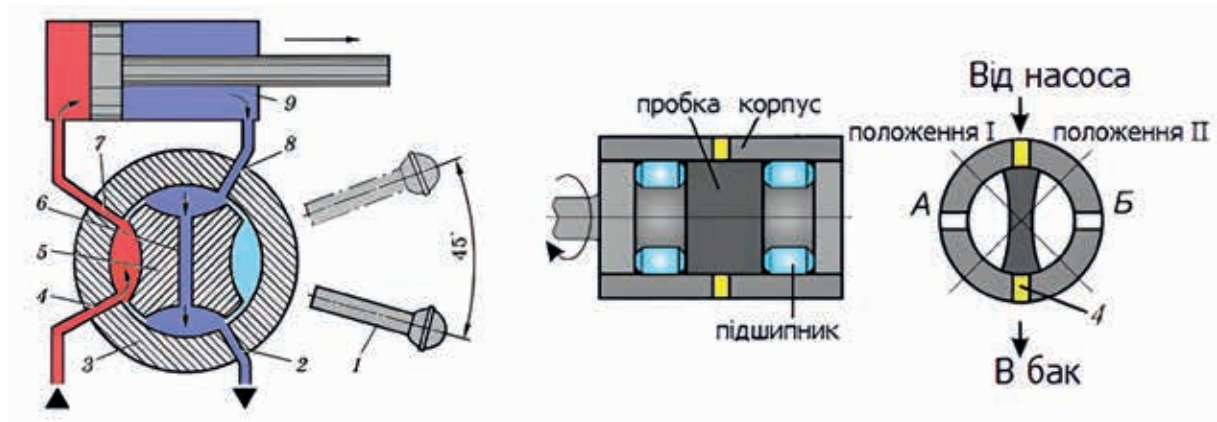


Рис. 4.25. Схема роботи і будова кранового розподільника:
1 – рукоятка; 2, 4, 7 і 8 – отвори; 3 – корпус; 5 – пробка;
6 – радіальний канал; 9 – гідроциліндр

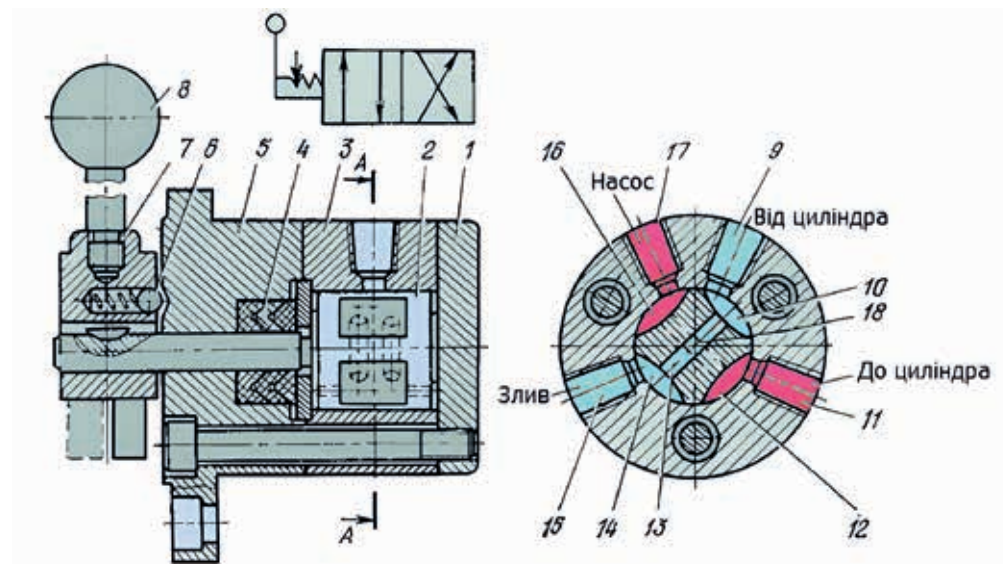


Рис. 4.26. Крановий гідророзподільник і його умовне позначення

Герметичність кранового гідророзподільника забезпечується за рахунок притирання пробки до корпусу крана. Для кранів з циліндричною пробкою зазор між пробкою і корпусом приймають рівним 0,01–0,02 мм. У цих кранах внаслідок зносу пробки і корпусу зазор між ними, а отже, і витік робочої рідини з плинном часу збільшуються, що є недоліком такого кранового розподільника. Такого недоліку немає в кранових гідророзподільниках з конічною пробкою.



Як працює крановий гідророзподільник

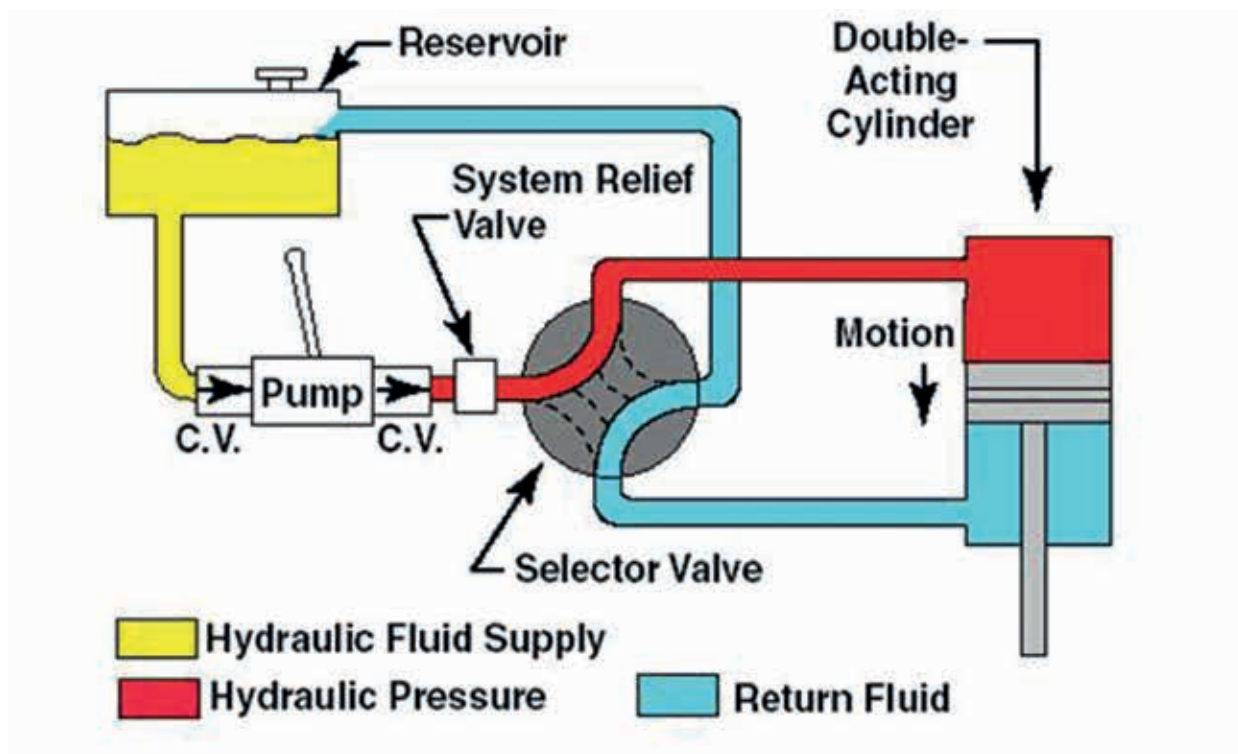


Рис. 4.27. Схема гідроприводу із керуванням потоком робочої рідини за допомогою кранового розподільника

Клапанні розподільники

Клапанні розподільники порівняно із золотниковими і крановими мають вищу герметичність завдяки наявності в них запірно-регулювального елемента у вигляді сідло-клапан.

За конструкцією запірно-регулювального елемента клапанні розподільники бувають **кулькові** та **конічні**, а за переміщенням цього елемента – з **ручним, механічним, електромагнітним** та **гідралічним керуванням**.

Клапанний розподільник складається із корпусу 1 (рис. 4.28), кулькового чи конічного елемента 2, штовхача 3 і пружини 4. Корпус має дві порожнини:

напірну А і робочу Б, яка під'єднана до споживача.

У вихідній позиції, коли зовнішньої дії на штовхач 3 немає, пружина 4 притискує запірний елемент 2 до сідла. Завдяки цьому порожнини А і Б роз'єднані. У разі зовнішньої дії на штовхач запірний елемент відходить від сідла, стискаючи пружину. При цьому порожнини А і Б сполучаються і робоча рідина від напірної лінії надходить до споживача. Коли зусилля із штовхача знімається, запірний елемент під дією пружини повертається у вихідне положення, порожнини А і Б роз'єднуються.

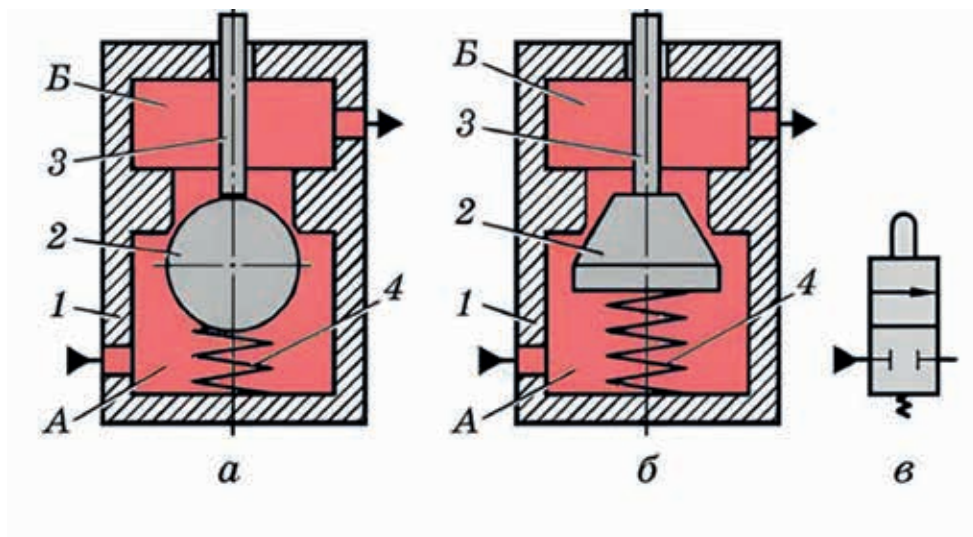


Рис. 4.28. Схеми клапанних розподільників:
а – кулькового; *б* – конічного; *в* – умовне позначення на схемах;
 1 – корпус; 2 – запірно-регулювальний елемент; 3 – штовхач; 4 – пружина;
 А – напірна порожнина; Б – робоча порожнина

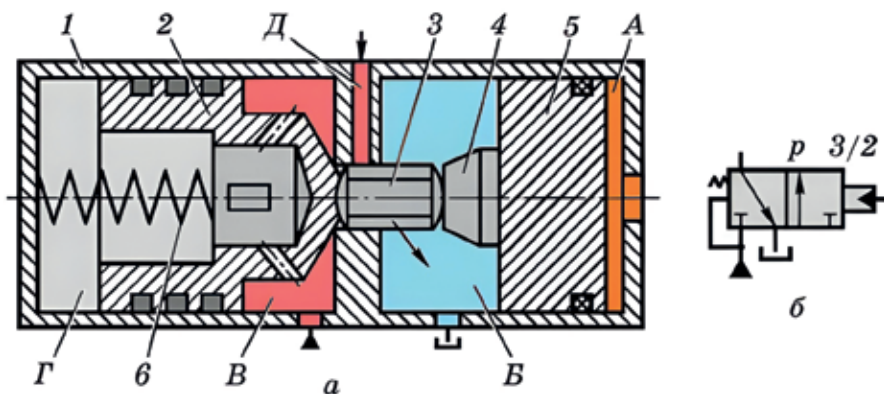


Рис. 4.29. Клапанний розподільник 3/2 з гідравлічним керуванням:
а – будова; *б* – умовне позначення на схемах; 1 – корпус; 2 і 4 – запірні елементи; 3 – штовхач; 5 – ущільнювальне кільце; 6 – пружина; порожнини:
 А – керування; Б – зливна; В – напірна; Г – торцева; Д – робоча

На рис. 4.29 показано клапанний розподільник 3/2 з гідравлічним керуванням. У вихідній позиції, коли гідравлічного сигналу керування немає (порожнина А сполучена зі зливною лінією керування), пружина 6 притискає запірний елемент 2 до свого сідла. При цьому напірна порожнина В роз'єднана із робочою порожниною Д, а остання сполучена із зливною порожниною Б через про-

точні канали штовхача 3.

Якщо підвести робочу рідину під тиском у порожнину А (по напірній лінії керування), запірний елемент 4 та штовхач 3 змістяться вліво до контакту запірного елемента 4 із своїм сідлом. Штовхач при цьому відтисне запірний елемент 2 від свого сідла. Завдяки цьому напірна порожнина В сполучається із робочою порожниною Д.

Затвори клапанів приводять у дію ручними, механічними та електротехнічними пристроями.

Схема чотирилінійного клапанного розподільника з ручним керуванням представлена на рис. 4.30.

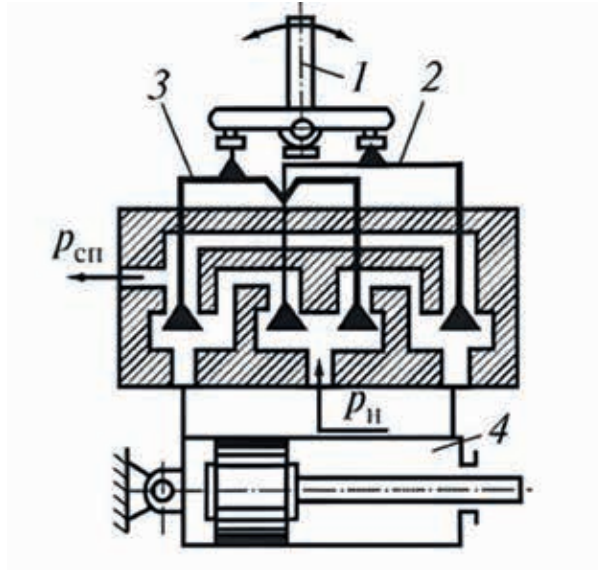


Рис. 4.30. Схема роботи чотирилінійного клапанного розподільника з ручним керуванням:
1 – рукоятка; 2, 3 – клапани; 4 – циліндр

При повороті рукоятки 1 переміщається та чи інша пара клапанів 2 або 3, забезпечуючи підведення (відведення) рідини до відповідної порожнини силового циліндра 4.

Клапанні гідророзподільники бувають також із кулачковим приводом (рис. 4.31, а).

На валику 3 знаходяться чотири кулачки 2, відповідним чином орієнтовані один щодо іншого. При повороті валика кулачки впливають на штоки відповідного конусного затвора 1, забезпечуючи підведення рідини порожнини силового циліндра (гідродвигуна) 5 і відведення її. У положенні, поданому на рис. 4.31, а, рідина від каналу, пов'язаного з насосом, надходить через відкритий (утоплений) затвор 4 в ліву порожнину силового циліндра 5 і видаляється в бак із правої порожнини циліндра через клапан. Інші два затвори знаходяться у своїх сідлах. Під час повороту валика ці затвори вступають у дію, забезпечуючи підведення рідини у праву порожнину циліндра 5 і відведення її з лівої порожнини.

На рис. 4.31, б представлена схема трипозиційного клапанного розподільника прямої дії з двома клапанами 1 і 4, керованими електромагнітами 2 і 3. За вимкнених електромагнітів обидва клапани притиснуті пружинами до своїх сідел. При цьому магістраль нагнітання перекрита, а порожнини гідродвигуна (споживача) з'єднані зі зливом. При включенні електромагніту 2 клапан 1, стискаючи пружину, переміститься в крайнє ліве положення і притиснеться до лівого сідла. У цьому положенні одна із порожнин споживачів з'єднається з магістраллю нагнітання. За включеного електромагніту 3 і вимкненого електромагніту 2 спрацює клапан 4, з'єднавши другу порожнину споживача з магістраллю нагнітання.

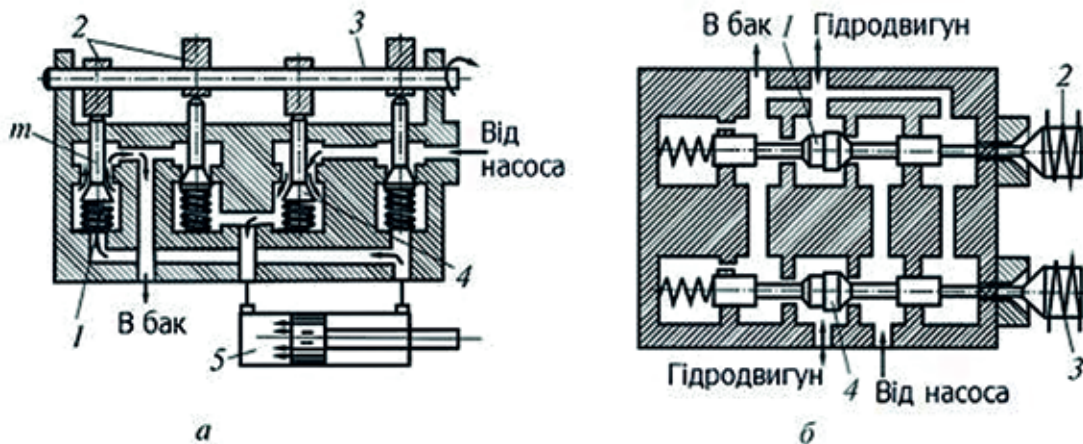


Рис. 4.31. Клапанні гідророзподільники з кулачковим (а) та електромагнітним (б) приводами:
а: 1 – конусний затвор; 2 – кулачки; 3 – валик; 4 – затвор; 5 – гідроциліндр;
т – хвостовик; б: 1, 4 – клапани; 2, 3 – електромагніти

Практично контакт затвора розподільника відбувається не по гострій кромці, а по конусу сідла, через що сили, що діють на затвор, залежатимуть за цих умов від ширини поверхні його контакту з сідлом.

Недоліком розглянутих клапанних розподільників є великі зусилля, які потрібні для подолання тиску рідини на поверхню затвора клапана.



Для розвантаження затвора клапана від сили тиску рідини застосовують різні конструктивні засоби, одним з яких є врівноваження цієї сили протилежно направленою силою.

Клапанні гідророзподільники застосовують для деякого типу завдань, розв'язання яких потребує відсутності витоків всередині розподільника. Це, наприклад, гідросистеми, що працюють за дуже високих тисків – до 63 МПа; замикання порожнин гідроциліндрів, що утримують рухомі частини машин у верхньому положенні; гідросистеми, що працюють на рідинах з низькою в'язкістю, наприклад, на водній емульсії.

На рис. 4.32 представлений трилінійний двопозиційний гідророзподільник клапанного типу, нормально відкритий, з керуванням від важеля та пружинним поверненням. У вихідному положенні, що визначається наявністю пружини 8, кульовий клапан 6 притиснутий до сідла 5. Канал Р з'єднаний з каналом А, канал Т перекритий. Поворотом важеля 1 кульовий клапан через штовхач 2 знімається з сідла 5 і встановлюється на сідло 7. При цьому канал Р замикається, а канал А з'єднується з каналом Т. Штовхач 2 ущільнений манжетами 3 і 4, а порожнина між ними з'єднана з каналом Р, що врівноважує сили, що діють із боку робочої рідини, на клапан. Це дозволяє знизити величину керуючого впливу, необхідного для перемикання клапана.

Для того, щоб реалізувати функцію нормально закритого розподільника, необхідно використувати двоклапанну конструкцію (рис. 4.33).

Недоліком клапанних розподільників є та обставина, що в силу специфічної конструкції в них не можна реалізувати безліч варіантів комутацій гідроліній, що можливо у золотникових розподільників.

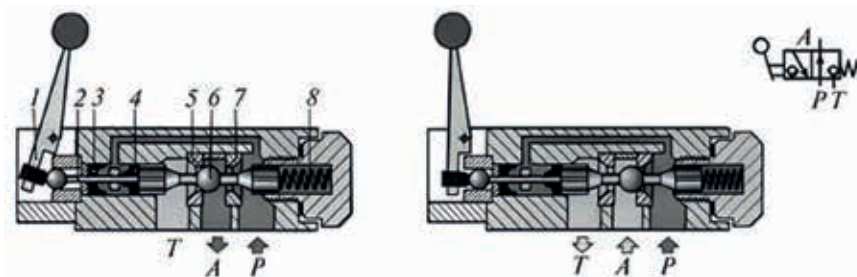


Рис. 4.32. Нормально відкритий клапанний трилінійний двопозиційний гідророзподільник:
1 – важіль; 2 – штовхач; 3, 4 – манжети; 5 – сідло; 6 – кульовий клапан; 7 – сідло; 8 – пружина

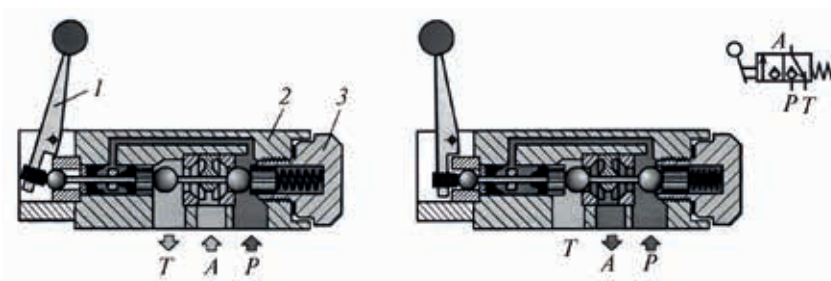


Рис. 4.33. Нормально закритий клапанний 3/2-гідророзподільник:
1 – важіль; 2 – корпус; 3 – кришка

4.3. Призначення, будова та принцип роботи гідроклапанів

Гідроклапан – це складовий елемент гідроприводу. Він належить до автоматичних гідроапаратів.



Гідроклапан – це гідроапарат, у якому розміри робочого прохідного перерізу змінюються під дією потоку робочої рідини, що проходить через гідроапарат.

Клапан будь-якого типу складається із корпусу 3 (рис. 4.34) і запірний чи запірно-регулювального елемента 4. У корпусі є канали для підведення і відведення робочої рідини та сідло під запірний елемент. Наявність пружини 2 та регулювального пристрою 1 залежить від призначення клапана та інших ознак їх класифікації.

Принцип дії. Під дією тиску робочої рідини запірний елемент 2 відходить від свого сідла, стискаючи пружину 4, і робоча рідина зливається. У гідроприводах різної техніки застосовують регулювальні та спрямівні клапани. До регулювальних клапанів належать клапани тиску (напірні, редукційні, різниці тиску та інші). Напірні клапани бувають запобіжними і переливними. Клапани тиску призначені для регулювання тиску робочої рідини. Спрямівні клапани (роздільники і поєднувачі потоків, зворотні клапани, гідрозамки та ін.) керують потоком робочої рідини.

За характером дії потоку рідини на запірно-регулювальний елемент клапани поділяють на прямої і непрямої дії.

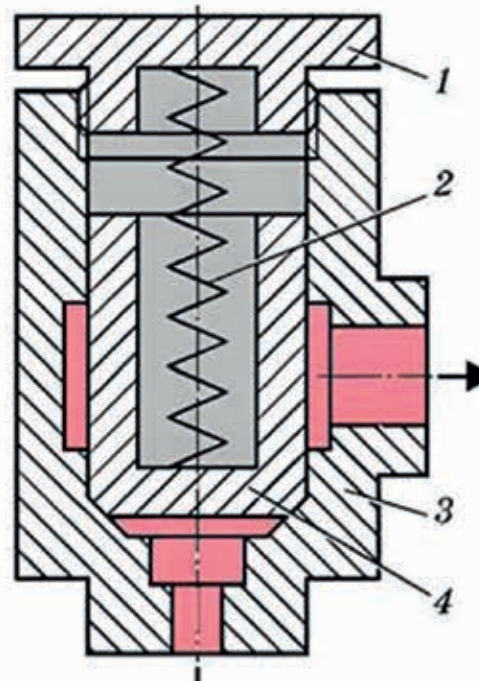


Рис. 4.34. Схема клапана:

1 – регулювальний пристрій; 2 – пружина; 3 – корпус;
4 – запірний елемент

Клапани тиску

Клапани тиску призначені для регулювання тиску робочої рідини у лініях підведення і відведення (напірних і зливних).

Класифікують клапани за такими ознаками:

- за призначенням – напірні (запобіжні та переливні), редукційні, різниці тисків та інші;
- за дією потоку рідини на запірно-регулювальний елемент – прямої і непрямої дії.

Запобіжні клапани призначені для обмеження гідроприводів від тисків робочої рідини, що

перевищують встановлені. У запобіжних клапанах прямої дії величина відкриття робочого прохідного перерізу змінюється безпосередньо дією потоку робочої рідини на запірно-регулювальний елемент.

За конструкцією запірно-регулювального елемента серед запобіжних клапанів прямої дії у гідроприводах дорожньо-будівельної та землерийної техніки найпоширеніші кулькові (рис. 4.36, а), але застосовують ще конусні (рис. 4.36, б), тарілчасті (рис. 4.36, в) та золотникові (рис. 4.34).



Рис. 4.35. Запобіжні клапани

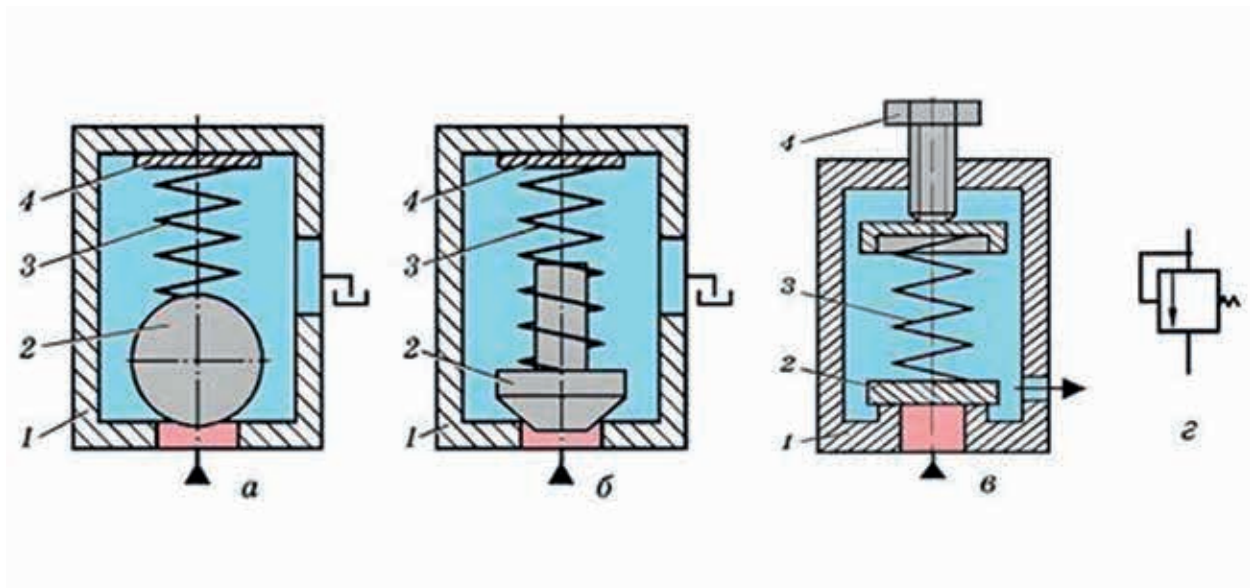


Рис. 4.36. Анімація роботи і схеми запобіжних клапанів прямої дії:
a – кульковий; *б* – конусний; *в* – тарілчастий; *г* – умовне позначення
на принципових схемах; 1 – корпус; 2 – кулька (конус, тарілка); 3 – пружина;
4 – регульовальна шайба (регульовальний гвинт)



Принцип роботи запобіжного клапана

Принцип дії таких клапанів однаковий. Він ґрунтується на зрівноваженні сил стискання пружини і рідини на запірно-регулювальний елемент. У цьому разі клапан «закритий», тобто напірна і зливна лінії роз'єднані. Коли сила тиску рідини перевищує силу стискання пружини, запірно-регулювальний елемент відходить від свого сідла і гідролінії (напірна і зливна) сполучаються. Тиск у напірній лінії зменшується.



Запобіжний клапан прямої дії

Запобіжний клапан непрямої дії – це такий клапан, в якому розміри робочого прохідного перерізу змінюються основним запірно-регулювальним елементом внаслідок дії потоку робочої рідини на допоміжний запірно-регулювальний елемент. Основний запірно-регулювальний елемент, як правило, виготовляють у вигляді золотника 10 (рис. 4.38) а допоміжний – у вигляді кульки 6.

Принцип дії. Під час роботи насоса олива із напірної лінії 16 (рис. 4.38, б) гідроприводу через отвір 15 золотника надходить у післядросельну порожнину 18, а з неї через отвори в шпинделі – до кульки 6. Якщо тиск у напірній лінії 16 не перевищує встановленого (6,3 МПа), кулька 6 притиснута до свого сідла пружиною 8. Тиск оливи в лінії 16 і порожнині 18 однаковий. Золотник 10 гідравлічно зрівноважений і пружина 11 утримує його в крайньому нижньому положенні.



Слід мати на увазі, що тиск рідини, за якого клапан «відкривається», більший ніж тиск, за якого клапан «закривається».

У клапанах прямої дії тиск рідини у напірній лінії (тиск спрацювання клапана) регулюють зміною стиску пружини 3 (рис. 4.36) за допомогою регулювальних шайб 4 або гвинтом 4 (рис. 4.36, в).

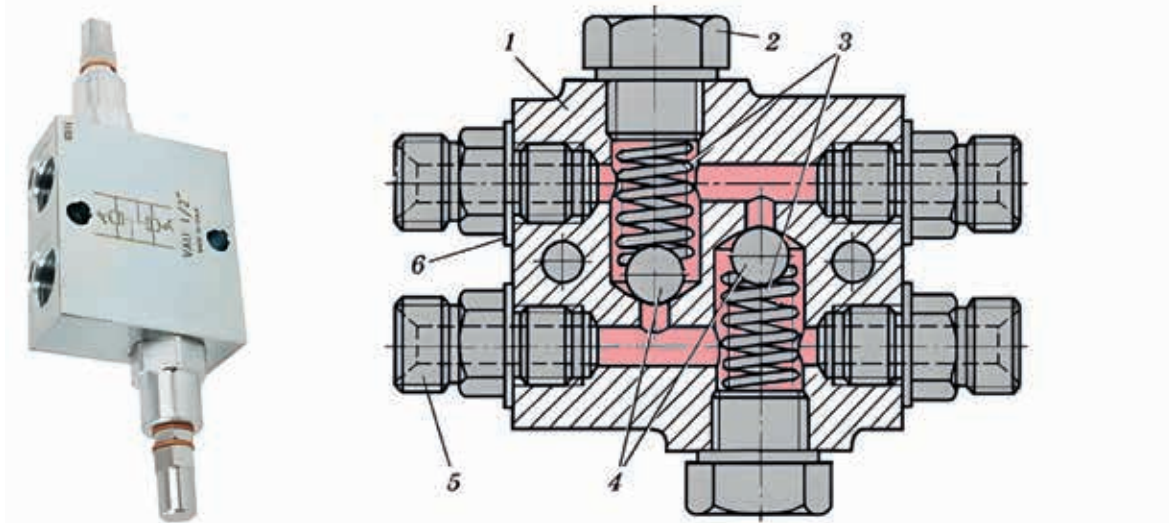


Рис. 4.37. Загальний вигляд і схема подвійного запобіжного клапана: 1 – корпус; 2 – пробка; 3 – пружина; 4 – кулька; 5 – штуцер; 6 – прокладка

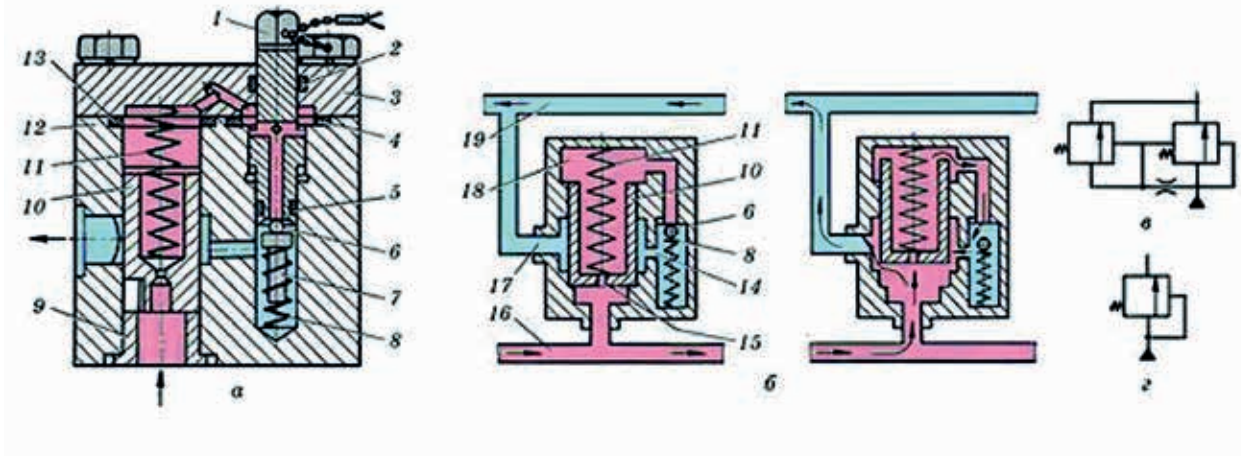


Рис. 4.38. Запобіжний клапан непрямої дії:

а – будова; *б* – схема роботи; *в* і *г* – умовні позначення на принципових схемах, відповідно розгорнуте і загальне; 1 – шпindelь; 2, 4, 5 і 13 – ущільнювальні кільця; 3 – кришка; 6 – кулька; 7 – тарілочка; 8 і 11 – пружини; 9 – втулка; 10 – золотник; 12 – корпус; 14 – отвір; 15 – дросельний отвір; 16 – напірна лінія; 17 – зливний канал; 18 – післядросельна порожнина; 19 – зливна лінія

У разі підвищення тиску в лінії 16 збільшується тиск і в порожнині 18. Як тільки перед кулькою 6 він перевищить встановлений, вона відійде від сидла і олива із порожнини 18 через отвір 14 і каналу 17 надійде в зливну лінію 19. Оскільки потік оливи в порожнину 18 обмежується малим отвором 15, тиск у ній менший, ніж у лінії 16. Завдяки цьому золотник 10 піднімається вгору і напірна 16 та зливна 19 лінії сполучаються. Отже, обмежується максимальний тиск у гідроприводі.

Якщо ж тиск буде менший за встановлений, кулька 6 під дією пружини 8 піднімається і закриває отвір, який сполучає порожнину 18 із зливним

каналом 17. Перетікання оливи із порожнини 18 припиняється, тиск у ній зрівнюється з тиском в лінії 16, і золотник під дією пружини 11 опускається вниз, зливна 19 та напірна 16 лінії роз'єднуються.



Збалансований запобіжний клапан з пілотним керуванням

Переливні клапани

Переливні клапани призначені для підтримання заданого тиску безперервним зливанням робочої рідини під час роботи гідроприводу.

Істотна відмінність їх від запобіжних в тому, що вони спрацьовують за невеликих перепадів тиску (тиск наладки «спрацювання» становить 0,5–1,5 МПа і менше). До переливних клапанів не ставлять високих вимог щодо герметичності. Тому їх запірно-регульовальний елемент часто виконують у вигляді золотника. Переливні клапани, як правило, прямої дії, оскільки їх пружини мають невелику жорсткість.

На рис. 4.39, а зображено переливний клапан золотникового типу прямої дії.

З метою зменшення розмірів пружини іноді застосовують клапани з диференціальним золотником (рис. 4.39, б). Такий клапан має на золотнику 2 два циліндричних пояски різних діаметрів (d_1 і d_2). Пружина 3 сприймає тиск рідини, що діє на площу, яка дорівнює різниці площ торців поясків золотника. Що більша витрата рідини, яка зливається із напірної лінії, то більший поперечний переріз каналу зливу. При цьому зміна тиску в напірній лінії пропорційна висоті піднімання золотника, жорсткості пружини і різниці торцевих площ циліндричних поясків золотника. Переливні клапани золотникового типу (рис. 4.39, а) застосовують у секційних розподільниках

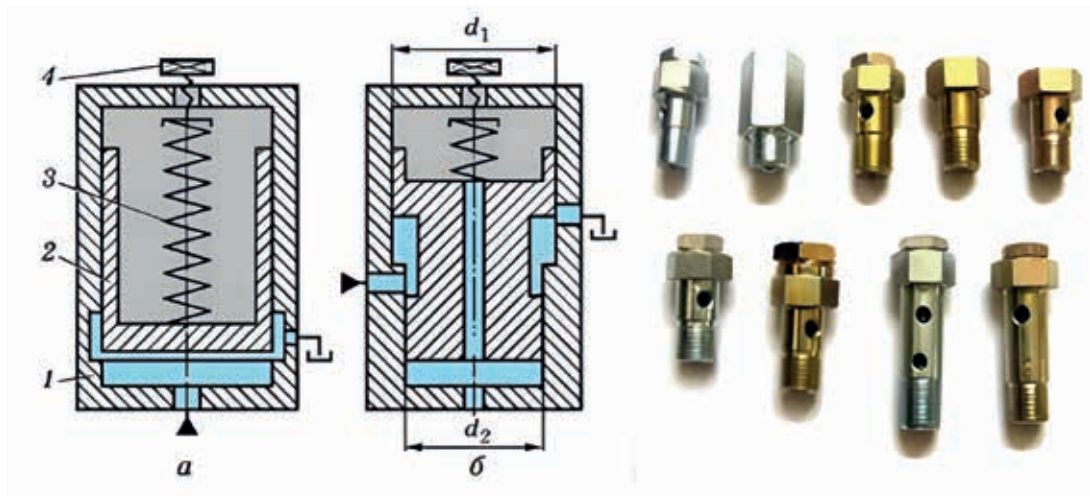


Рис. 4.39. Переливні клапани прямої дії:
а – золотниковий; *б* – золотниковий диференціальний;
 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – регулювальний гвинт

гідроприводу дорожньо-будівельних та землерийних машин, а також у моноблокових розподільниках типу Р-80. Вони розвантажують насоси від високих тисків при непрацюючих споживачах. При цьому злив основного потоку рідини відбувається при тиску 0,5 МПа. Переливні клапани, встановлені в зливних лініях гідроприводу, називають ще підірними. У цьому разі вони забезпечують злив рідини під певним тиском, що необхідно для спрямування потоку в охолоджувачі чи забезпечення постійного натягу пасів у гідрофікованих варіаторах тощо.



Різні типи гідравлічних клапанів

Редукційні клапани

Редукційні клапани підтримують у відведеному від них потоці рідини нижчий тиск, ніж у підведеному.



Редукційні клапани застосовують у гідроприводах, в яких від одного джерела (насоса) живляться декілька споживачів, що працюють при різних тисках.

Основні елементи клапана: корпус 1 (рис. 4.40), золотник 2 з двома циліндричними поясками, пружина 3 і регулювальний гвинт 4. Робочий прохідний переріз В створений кромками цилін-

дричних розточок корпусу і пояска золотника. У вихідному положенні величину прохідного перерізу встановлюють зусиллям пружини 3.

Принцип дії. Робоча рідина під тиском Р1 підводиться до прохідного перерізу В, дрослюється і надходить у порожнину Б. Тиск Р2 (редукований) на виході з порожнини Б знижується.

За підвищення редукованого тиску золотник зміщується вправо. При цьому робочий прохідний переріз В зменшується і тиск рідини на виході із порожнини Б знижується до розрахункового. Зниження тиску в порожнині Б (а одночасно і в порожнині Г) дає можливість пружині змістити золотник вліво. Робочий прохідний переріз і редукований тиск збільшиться до розрахункового. Такий редуційний клапан – прямої дії.

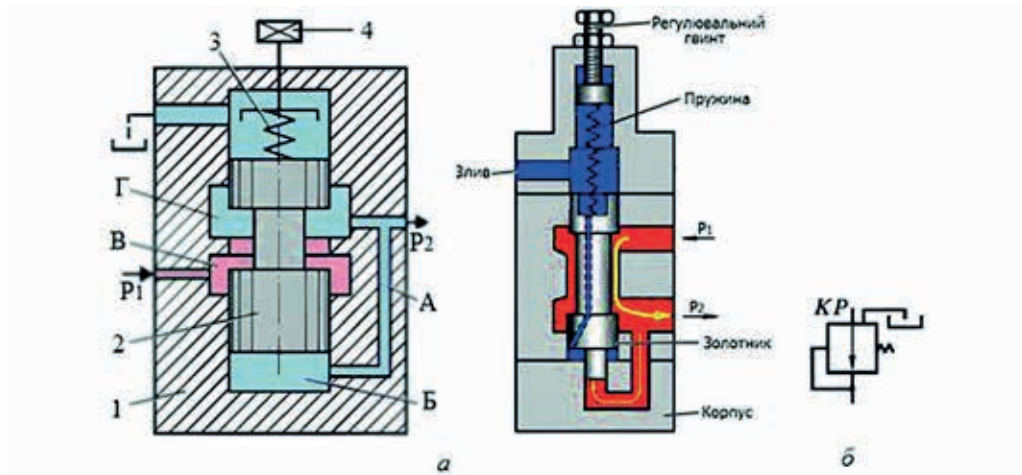
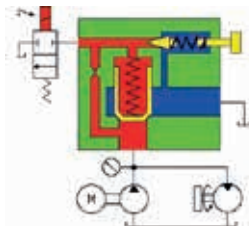


Рис. 4.40. Редукційний клапан прямої дії:
а – будова; *б* – умовне позначення на принципових схемах;
 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – регулювальний гвинт;
 А – канал; Б і Г – порожнини; В – робочий прохідний переріз



Редукційний клапан з
 пілотним керуванням

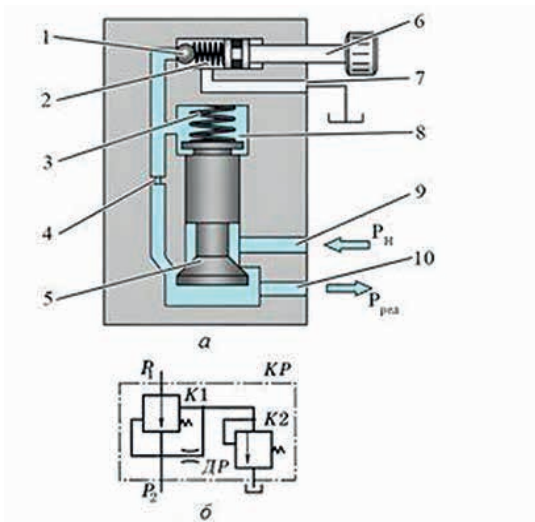


Рис. 4.41. Редукційний клапан непрямої дії:
а – будова; *б* – умовне позначення на принципових
 схемах; *в* – анімація роботи; 1 – кулька, 2 – пружина, 3 –
 пружина, 4 – дросель, 5 – золотник, 6 – гвинт,
 7 – лінія з'єднання зі зливом, 8 – камера тиску, 9 – лінія
 підводу, 10 – лінія відводу

Для забезпечення стабільного редукovanого тиску і для роботи з великими витратами робочої рідини застосовують редукційні клапани непрямої дії (рис. 4.41).

Принцип дії. Робоча рідина підводиться в клапан через лінію підводу 9, далі через зазор між золотником 5 і сідлом в корпусі рідина потрапляє до лінії відводу 10. Тиск рідини у відповідній лінії діє на нижній торець золотника. Рідина з відповідної лінії через постійний дросель 4 підводиться до верхнього торця золотника і відповідно до кульки 1, притискаючи пружину 2. При стисканні пружини робоча рідина проходить до лінії зливу 7. Зусилля стискання пружини регулюється гвинтом 6. Положення золотника 5 залежить від співвідношення сил тиску у відповідній лінії до тиску в камері 8. Значення тиску у камері 8 залежить від регулювання пружини 2, тобто роботу клапана можна регулювати гвинтом 6.

При збільшенні тиску у відповідній лінії вище заданого, кулька змінить своє місце розташування, пропускаючи частину рідини на злив. У результаті появи витрати через дросель 4, тиск на верхній торець золотника знизиться (через втрати на дроселі), золотник під дією редукційного тиску переміститься вгору, зменшуючи прохідний переріз, що забезпечить зниження редукційного тиску до необхідної величини.

Клапани різниці тисків

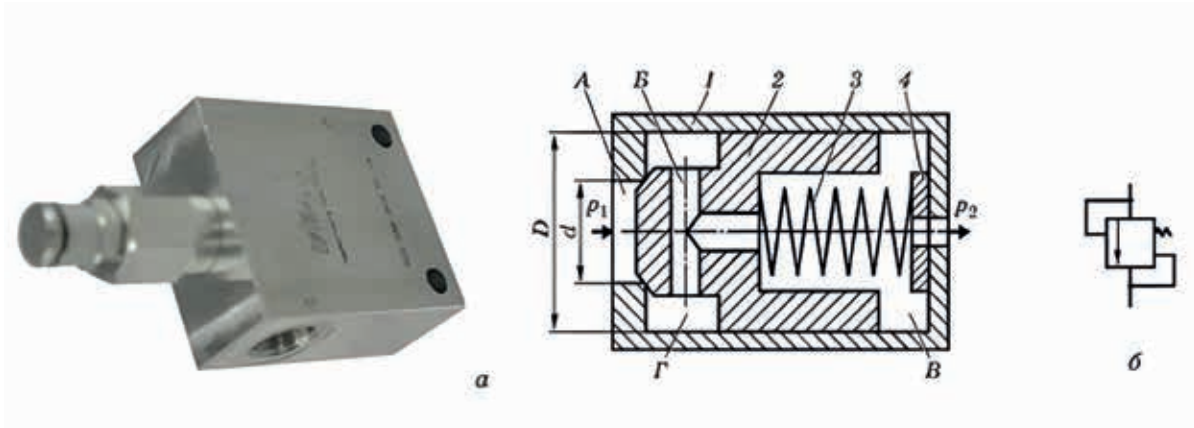


Рис. 4.42. Клапан різниці тисків:
а – будова; *б* – умовне позначення на принципових схемах;
 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – регулювальна шайба;
 А і Б – отвори; В і Г – порожнини

Клапани різниці тисків призначені для підтримання заданої різниці тисків у відповідному і відповідному потоках або в одному з цих потоків. Їх застосовують у гідроприводах з об'ємним регулюванням як підживлювальні клапани. Загальний вигляд і будову клапана різниці тисків показано на рис. 4.42.

Умова рівноваги золотника 2 (без урахування тертя):

$$P_1 \frac{\pi d^2}{4} + P_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - P_2 \frac{\pi D^2}{4} - P_{np} = 0 \quad (4.8)$$

Звідки різниця тисків:

$$P_1 - P_2 = \frac{4P_{np}}{\pi d^2} = \text{const} \quad (4.9)$$

де P_{np} – зусилля стиснення пружини.
 Золотник відкриває отвір А за умови:

$$P_1 - P_2 > \frac{4P_{np}}{\pi d^2} \quad (4.10)$$

Сповільнювальні клапани

Сповільнювальні клапани призначені для плавного опускання машини чи робочого органу із транспортного положення в робоче, щоб уникнути удару на ґрунт тощо. Клапан складається із корпусу 1 (рис. 4.43), трьох штифтів 2 і хрестоподібної шайби 3 з каліброваним отвором 5. Корпус клапана, як правило, загвинчено в отвір передньої кришки гідроциліндра. У деяких гідроприводах він монтується безпосередньо на трубопроводі.

Принцип дії. При підніманні машини чи об-

ладнання робоча рідина під тиском переміщує хрестоподібну шайбу 3 (рис. 4.43, а) до упору в штифти 2 і надходить через калібрований отвір 5 і вирізи 4 (розміщені по периферії шайби) в порожнину гідроциліндра без особливого опору. Коли ж машину чи обладнання опускають, шайба 3 (рис. 4.43, б) притискується рідиною до торця циліндричної розточки в корпусі. Вирізи в шайбі перекриваються і прохід для рідини обмежується каліброваним отвором 5. Калібровані отвори шайби можуть мати отвори діаметром 2, 3, 4 і 5 мм.

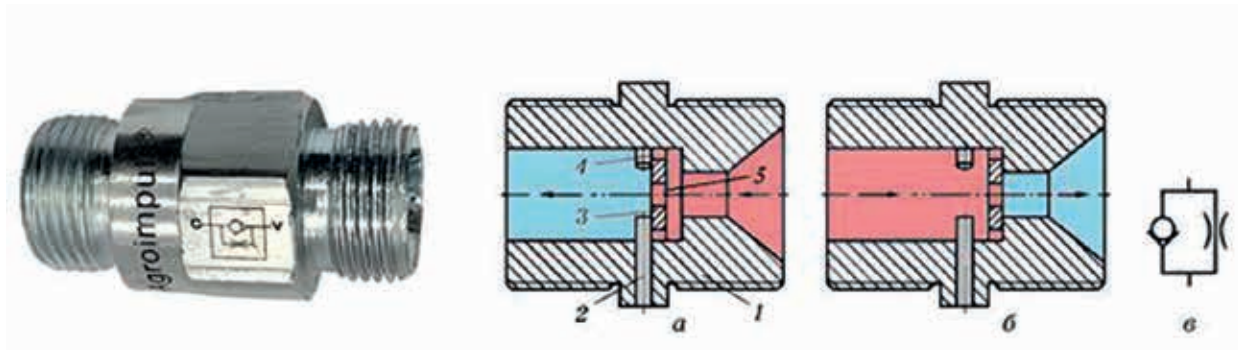


Рис. 4.43. Сповільнювальний клапан:
 а і б – положення шайби відповідно при підніманні та опусканні машин;
 в – умовне позначення клапана на принципових схемах; 1 – корпус; 2 – штифт; 3 – шайба; 4 – виріз;
 5 – калібрований отвір

Клапани співвідношення витрат рідини

Клапани співвідношення витрат рідини ще називають синхронізаторами витрат. Залежно від місця встановлення в гідролініях їх називають подільники і суматори (роздільники і поєднувачі) потоків.

Роздільники потоків призначені для розділення одного потоку робочої рідини на два чи більше потоків. Їх застосовують у гідроприводах машин, де потрібен синхронний рух паралельно працюючих гідродвигунів, що долають неоднакове навантаження.

Роздільник потоку має таку будову. У центральній розточці корпусу 1 (рис. 4.45, а) розміщено плаваючий циліндричний золотник 2. В осьовому каналі зо-

лотника встановлено однакові дроселі 3 і 4. Корпус має напірну порожнину В і дві торцеві камери А та Б.

Принцип дії. Робоча рідина під тиском надходить у порожнину В, а потім, розділившись на два потоки, через дроселі 3 і 4 в камери А і Б та робочі прохідні перерізи до циліндрів Ц1 і Ц2. За однакового тиску рідини в камерах А і Б (навантаження на штоках гідроциліндрів однакові) золотник перебуває в рівновазі. Внаслідок цього робочі прохідні перерізи в камерах А і Б однакові, а тому і витрати рідини в обох підвідних лініях до гідроциліндрів Ц1 і Ц2 будуть однакові. Штоки поршнів цих циліндрів рухатимуться синхронно.

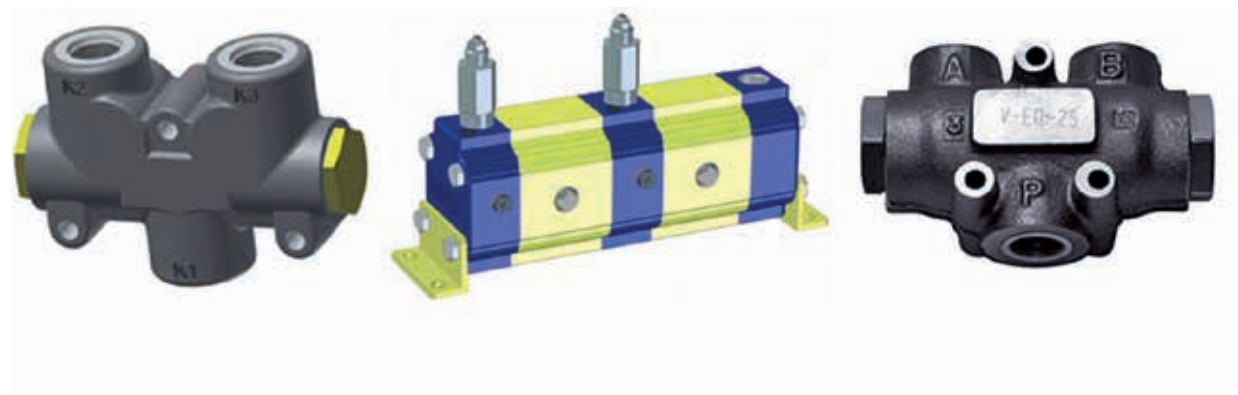


Рис. 4.44. Роздільники потоків

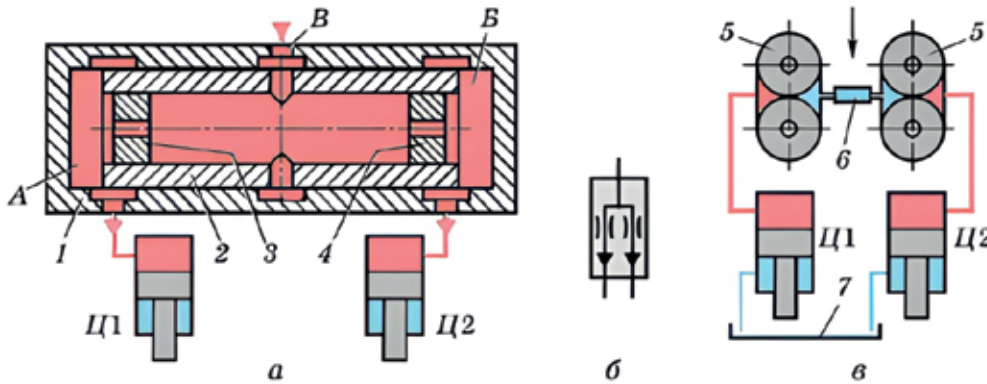


Рис. 4.45. Роздільники потоку:
а, в – конструктивні схеми відповідно дросельного і об'ємного типів; б – умовне позначення на принципових схемах;
 1 – корпус; 2 – золотник; 3 і 4 – дроселі; 5 – гідромотори; 6 – трійник; 7 – бак;
 А і Б – камери; В – напірна порожнина; Ц1 і Ц2 – гідроциліндри

При збільшенні навантаження, наприклад, в циліндрі Ц2, збільшується і тиск рідини у камері Б. Рух штока поршня циліндра Ц2 сповільнюється. Золотник зміщується вліво. Внаслідок робочий прохідний переріз до гідроциліндра Ц1 зменшується, витрата рідини і швидкість руху штока поршня Ц1 також зменшуються. Оскільки робочий прохідний переріз до гідроциліндра Ц2 збільшився, збільшаться й витрати рідини та швидкість штока поршня гідроциліндра Ц2, а тиск у камері Б зменшиться. Золотник зміститься вправо, а швидкість штока поршня гідроциліндра Ц1 збільшиться (оскільки збільшиться витрата рідини).

Якщо навантаження на шток поршня гідроциліндра Ц2 збільшиться настільки, що він зупиниться, то золотник зміститься вліво і повністю перекриє подачу рідини до гідроциліндра Ц1.

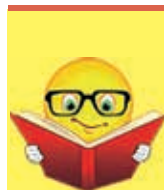


Отже, підтримання однакових швидкостей руху потоків гідроциліндрів забезпечується завдяки дроселюванню потоку рідини в тій лінії, де гідроциліндр (гідродвигун) навантажений менше.

Такий роздільник потоку – **дросельного типу**. Недоліком таких роздільників є неминучі втрати тиску у дроселях, а також те, що вони розраховані на обслуговування не більше ніж двох споживачів.

Внаслідок цього вони набули застосування у гідроприводах з незначними витратами рідини.

Об'ємний роздільник потоку (рис. 4.45, в) – це два або більше гідромотори 5 (як правило, шестеренні), зібрані у один блок так, що їх ведучі шестерні нерухомо закріплені на одному спільному валу, а ведені вільно обертаються на спільній осі. Робоча рідина від насоса подається до трійника 6, звідти вона надходить до гідромоторів, приводячи їх у рух. Завдяки жорсткому кінематичному зв'язку усі шестерні обертаються з однаковою частотою, тому у кожний із гідроциліндрів Ц1 і Ц2 надходить однакова кількість рідини, незалежно від розподілу навантаження на їх штоки.



Коефіцієнт корисної дії роздільників потоку об'ємного типу значно вищий, ніж у дросельних, тому їх застосовують у потужніших гідроприводах.

Поєднувачі потоків призначені для сполучення двох і більше потоків робочої рідини в один потік.

Конструктивно поєднувачі (суматори) потоків відрізняються від роздільників лише розміщенням каналів, що сполучають дроселі з торцями золотника. На рис. 4.46 показано схеми встановлення клапанів співвідношення витрат у гідроприводах.

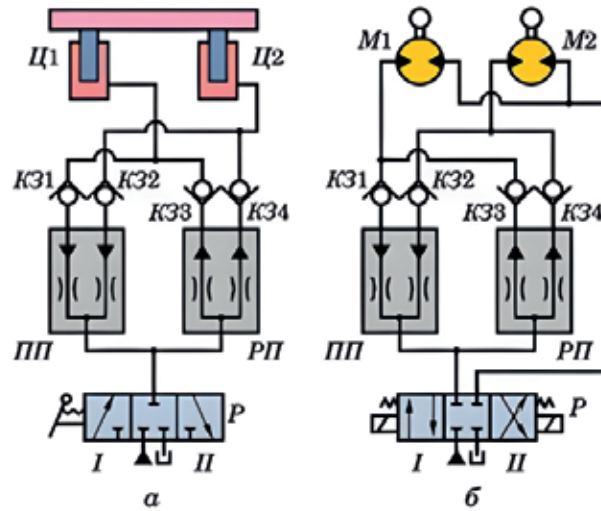


Рис. 4.46. Схеми встановлення роздільників і поєднувачів у гідроприводах:
а і б – для синхронізації руху вихідних ланок відповідно гідроциліндрів і гідромоторів; *P* – розподільник;
 ПП – поєднувач потоку; РП – роздільник потоку; *K31, K32, K33 і K34* – зворотні клапани; *Ц1 і Ц2* – гідроциліндри;
M1 і M2 – гідромотори

Зворотні клапани

Зворотні клапани призначені для вільного пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і запирання у зворотному. За конструкцією вони подібні до запобіжних чи переливних. Основна їх відмінність – наявність пружини з малим зусиллям, призначеної лише для подолання сил тертя при поверненні запірного елемента до свого сідла. Крім цього, у зворотних клапанах не передбачено пристроїв для регулювання стискання

пружини. Існують зворотні клапани, в яких пружин немає.

Запірні елементи у зворотних клапанах – **кулька, конус, тарілка, плунжер** (золотник). Застосовують клапани і з еластичним запірним елементом.

На рис. 4.48, а зображено конструктивну схему зворотного клапана. Він складається із корпусу 2, плунжера 3 з конічним торцем, пружини 4, сідла 5 і кришки 1 з ущільнювальним кільцем 6.

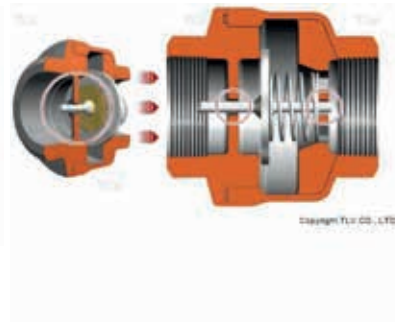


Рис. 4.47. Зворотні клапани



Анімація роботи зворотного клапана

Принцип дії. При підведенні рідини в порожнину А плунжер відходить від свого сидла, стискаючи пружину. Завдяки цьому порожнини А і Б сполучаються. Якщо напрямок потоку зміниться (в плунжері є радіальний і осьовий отвори), зусиллям пружини плунжер щільно притиснеться до свого сидла. Прохід з порожнини Б в А перекриється.

На рис. 4.48, б показано, що рідина із напірної лінії насоса Н2 може надходити в напірну лінію насоса Н1, а навпаки – ні. У клапанах із запірними елементами (кулька, конус) через наявність точ-

них поверхонь, що стикаються (запірний елемент – сидло), ускладнюються конструкція та технологія виготовлення і ремонту цих елементів. Усунути або деякою мірою спростити зазначені недоліки можна застосуванням еластичних запірних елементів. У таких клапанах еластичне кільце 1 (рис. 4.49) круглого перерізу. Воно одночасно є запірним та ущільнювальним елементом. Під час руху потоку робочої рідини по осьову каналу 5 вона проходить по радіальних каналах 4, відтискає кільце 1 від сидла 3 і надходить на вихід через канал 2. Якщо потік змінюється, кільце під дією тиску рідини притискується до сидла і запирає канали 4 і 5. Такі еластичні кільця витримують понад мільйон циклів навантаження. Втрати тиску не перевищують 0,1 – 0,2 МПа. Зворотні клапани з еластичними елементами застосовують у реверсивних шестеренних гідромоторах.

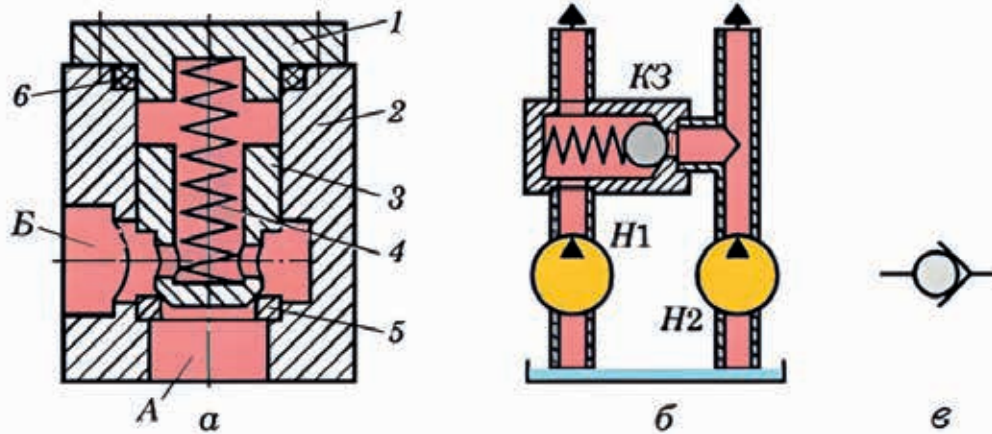


Рис. 4.48. Зворотний клапан:

*а – конструктивна схема; б – схема встановлення в гідросистемах; в – умовне позначення на принципових схемах;
1 – кришка; 2 – корпус; 3 – плунжер;
4 – пружина; 5 – сидло; 6 – ущільнювальне кільце; Н1 і Н2 – насоси;
К3 – зворотний клапан; А і Б – порожнини*

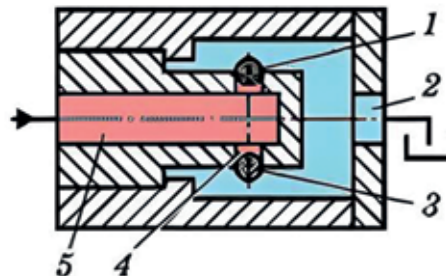


Рис. 4.49. Конструктивна схема зворотного клапана з еластичним запірним елементом:
1 – еластичне кільце; 2, 4 і 5 – канали; 3 – сидло

Гідрозамки

Гідрозамки призначені для пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і запирання в зворотному за відсутності керованої дії, а за наявності – для пропускання в обох напрямках. Вони є спрямованими гідроапаратами.

За кількістю запірних елементів гідрозамки поділяються на одно- і двобічні, за конструкцією запірних елементів – на **кулькові, конічні та плунжерні (золотникові)**, за типом керованої дії – з **гідралічним, пневматичним, електромагнітним і механічним** керуванням.



Рис. 4.50. Однобічний та двобічний гідрозамки

Однобічний гідрозамок зображено на рис. 4.51, а.

Запірний елемент гідрозамка виконано у вигляді плунжера 6 з конічним торцем. Плунжер підтиснутий пружиною 7 до сідла 5. У лівій розточці корпусу 1 розміщено плаваючий поршень 2 зі штовхачем 4. Під дією сили пружини 3 поршень знаходиться у крайньому положенні і штовхач не торкається плунжера.

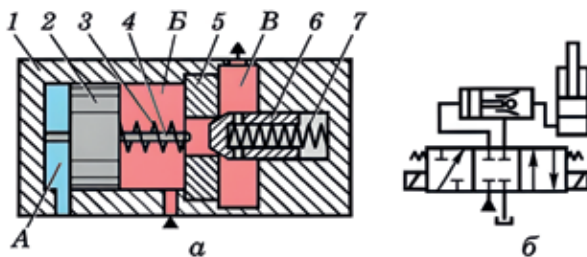


Рис. 4.51. Однобічний гідрозамок:
а – конструктивна схема; б – принципова схема під'єднання гідрозамка в гідроприводах;
1 – корпус; 2 – поршень; 3 і 7 – пружини; 4 – штовхач;
5 – сідло; 6 – плунжер; А, Б і В – порожнини

Корпус гідрозамка має порожнину А керованої дії на поршень, порожнину Б напірну (зливну) та порожнину В для сполучення з порожниною гідроциліндра (рис. 4.51, б).



Гідрозамок може працювати як в режимі зворотного клапана, так і в режимі клапанного розподільника.

За відсутності керованої дії на поршень гідрозамка з боку порожнини А гідрозамок працює в режимі зворотного клапана. При цьому плунжер під дією пружини запирає отвір у сідлі. Порожнини В і Б гідрозамка і поршнева порожнина гідроциліндра роз'єднані, тому поршень гідроциліндра знаходиться у запертому положенні.

Якщо порожнину Б гідрозамка сполучити з напірною лінією насоса, плунжер під дією тиску рідини відійде від сідла і рідина надійде в порожнину В, а далі – в порожнину гідроциліндра. У зв'язку з цим поршень гідроциліндра піднімається.

Коли порожнину А сполучити з напірною лінією, а Б – із зливною, поршень гідрозамка зміститься вправо і штовхачем відтисне плунжер від свого сідла. Порожнини В і Б гідрозамка і поршнева порожнина гідроциліндра сполучається, а поршень гідроциліндра опуститься. В цьому разі гідрозамок працює в режимі клапанного розподільника.



Робота гідрозамків

Двобічний гідрозамок одночасно працює в режимі зворотного клапана і клапанного розподільника.

Якщо порожнину В (рис. 4.52) сполучити із напірною лінією насоса, плунжер 9 під дією тиску рідини відійде від свого сідла, стискаючи пружину 10. Порожнини В і Г сполучаються, рідина надійде від насоса в порожнину гідроциліндра. Одночасно під дією тиску рідини (з боку порожнини В) поршень 6 зміститься вліво і своїм штовхачем 4 відтисне плунжер 2. Порожнини А і Б сполучаються, і рі-

дина із другої порожнини гідроциліндра надійде на злив. Коли порожнину Б сполучити із напірною лінією насоса, процес повториться у зворотному напрямку.

За нейтрального (рис. 4.52, б) положення золотника розподільника (рідина від насоса не надходить у порожнини Б і В) плунжери 2 і 9 притиснуті до своїх сідел і порожнини гідроциліндра запираються.

У гідроприводах дорожньо-будівельних і землерийних машин застосовують як однобічні, так і двобічні гідрозамки. Їх встановлюють безпосередньо на робочих секціях розподільника або автономним вузлом. Причому однобічні гідрозамки використовують для запирання плунжерних гідроциліндрів, а двобічні – поршневих двобічної дії.

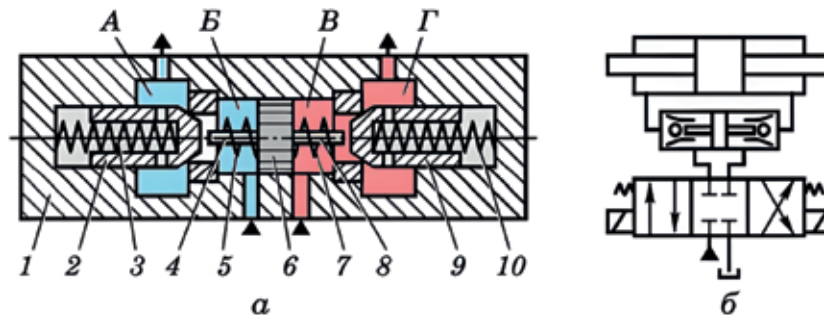


Рис. 4.52. Двобічний гідрозамок:

а – конструктивна схема; б – принципова схема під'єднання гідрозамка в гідроприводах; 1 – корпус; 2 і 9 – плунжери; 3 і 10, 5 і 7 – пружини; 4 і 8 – штовхачі; 6 – поршень; А, Б, В і Г – порожнини

Швидкорознімні муфти

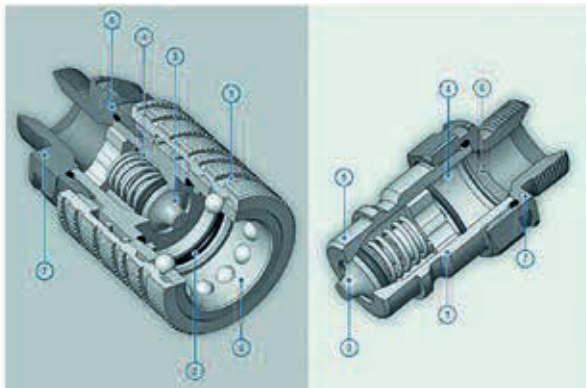


Рис. 4.53. Швидкорознімна муфта:

*1 – корпус; 2 – ущільнювальне кільце;
3 – запірний клапан;
4 – внутрішня робоча камера; 5 – півмуфта; 6 – основа клапана;
7 – різьбове з'єднання півмуфти*

Швидкорознімні муфти із зворотними клапанами (рис. 4.53) призначені для швидкого роз'єднання (сполучення) гідроліній гідропрістроїв навісних та причіпних машин до гідросистеми землерийних та дорожньо-будівельних машин з автоматичним запиранням (сполученням) порожнин, що роз'єднуються (сполучаються), для запобігання витіканню рідини із гідроліній. Муфти поділяють на **запірні** та **розривні**.

Запірна муфта складається із двох зворотних клапанів, з'єднаних накладною гайкою 12 (рис. 4.54).

Лівий зворотний клапан має корпус 5, хрестовину 3, стопорне кільце 1, пружину 4 і кульку 6, правий – таку саму будову, але відрізняється конструкцією корпусу.

При загвинчуванні гайки 12 корпуси зворотних клапанів наближаються, кульки 6 і 8 відтискаються від своїх сідел і рідина вільно проходить через порожнини корпусів, тобто гідролінії гідропрістроїв сполучаються. Якщо гайку 12 відгвинчувати, кульки під дією пружин 4 і 10 притискаються до своїх сідел, завдяки чому перекривається прохід рідини і гідролінії роз'єднуються.

Розривна муфта має таке саме призначення. До того ж, вона забезпечує швидке з'єднання і роз'єднання гідроліній вручну, а також автоматичне роз'єднання і запирання гідроліній при виникненні в них аварійних розтягувальних зусиль. Розривна муфта складається із двох півмуфт, з'єднаних між собою кульковим фіксатором. У корпусах півмуфт розміщені зворотні клапани, які за конструкцією подібні до клапанів запірної муфти.

В отворах (рис. 4.55) корпусу правої півмуфти 9 знаходяться кульки 4, які запірною втулкою 5 затиснуті в кільцевій канавці корпусу 1 лівої півмуфти. Пружина 13, що знаходиться між буртиками корпусу правої півмуфти і запірної втулки, запобігає виходу кульок із кільцевої канавки корпусу лівої півмуфти. Кульки 12 і 15 зворотних клапанів, упираючись одна в одну, відведені від своїх сідел, завдяки чому рідина може вільно проходити через порожнини обох півмуфт.

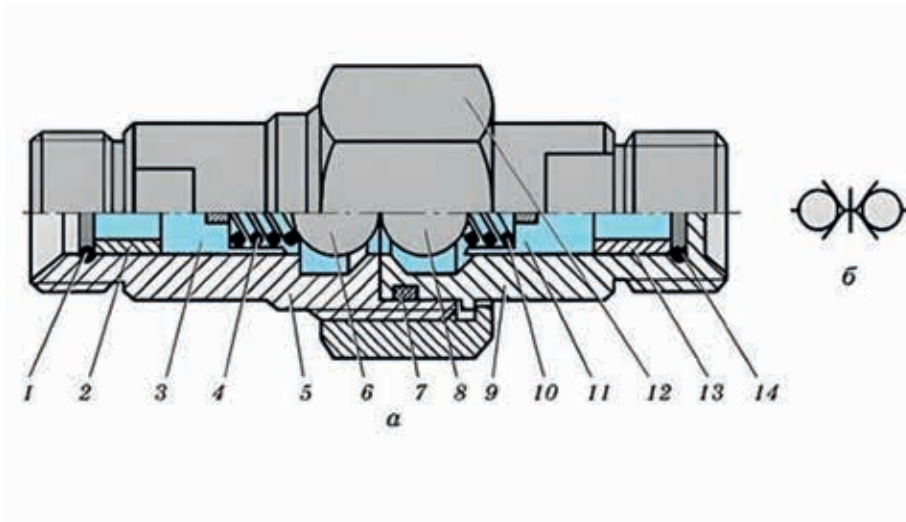


Рис. 4.54. Запірна муфта:

а – будова; б – умовне позначення на принципових схемах; 1 і 14 – стопорні кільця; 2 і 13 – втулки; 3 і 11 – хрестовини; 4 і 10 – пружини; 5 і 9 – корпуси; 6 і 8 – кульки; 7 – ущільнювальне кільце; 12 – накидна гайка

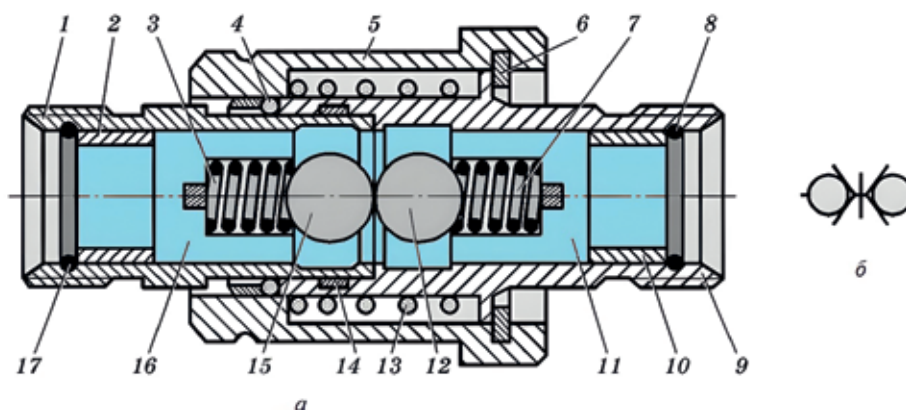


Рис. 4.55. Розривна муфта:

а – будова; б – умовне позначення на принципових схемах; 1 – корпус лівої півмуфти; 2 і 10 – опорні втулки; 3, 7, і 13 – пружини; 4, 12 і 15 – кульки; 5 – запірна втулка; 6, 8 і 17 – стопорні кільця; 9 – корпус правої півмуфти; 11 і 16 – хрестовини; 14 – ущільнювальне кільце

Працює розривна муфта таким чином. У разі різкої дії в осьовому напрямку, наприклад, вліво на корпус 1 лівої півмуфти, обидві півмуфти зміщуються вліво, стискаючи пружину 13 (запірна втулка 5 закріплена нерухомо на рамі). Півмуфта переміщується доти, поки кульки 4 фіксатора не вийдуть з-під нерухомої запірної втулки. Після цього кульки фіксатора виходять із кільцевої канавки корпусу лівої півмуфти і він від'єднується від корпусу правої півмуфти. Кульки 12 і 15 зворотних клапанів під дією пружин 3 і 7 притискаються до своїх сідел і закривають вихідні отвори порожнин півмуфт. Таким чином гідролінія закривається.

Для з'єднання півмуфт у вихідне робоче положення необхідно корпус правої півмуфти змістити вліво, стискаючи пружину 13, до виходу кульок фіксатора з-під запірної втулки. Потім ввести корпус лівої півмуфти в корпус правої до потрапляння кульок фіксатора в кільцеву канавку корпусу 1, відпустити корпус правої півмуфти. Пружина 13, розтискаючись, поверне праву півмуфту у вихідне положення, і кульковий фіксатор з'єднає обидві півмуфти, а кульки зворотних клапанів відтиснуться від своїх сідел і порожнини півмуфт сполучаться.

Логічні гідроклапани

Логічні гідроклапани – це напрямні гідроапарати, що здійснюють логічну функцію керування напрямком потоку, пропускаючи рідину у вихідну лінію залежно від наявності тиску у відповідних лініях. Їх поділяють на гідроклапани «І» та гідроклапани «АБО».

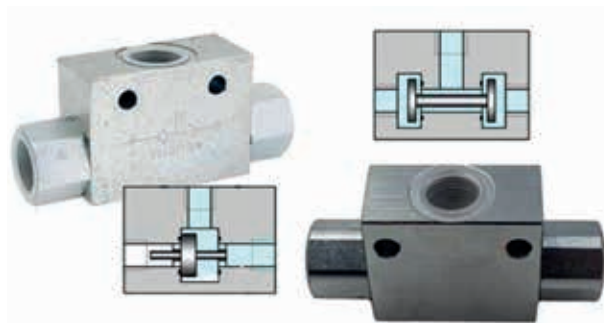


Рис. 4.56. Логічні гідроклапани «АБО» та «І»



Принцип роботи логічного клапана

Гідроклапан «АБО» (рис. 4.57) забезпечує напрямком потоку у відповідну лінію за наявності тиску рідини в одній із підвідних ліній.

Гідроклапан «І» (рис. 4.58) забезпечує спрямування потоку у відповідну лінію за наявності тиску рідини у підвідних лініях. При цьому підвідна лінія з меншим тиском рідини запирається.

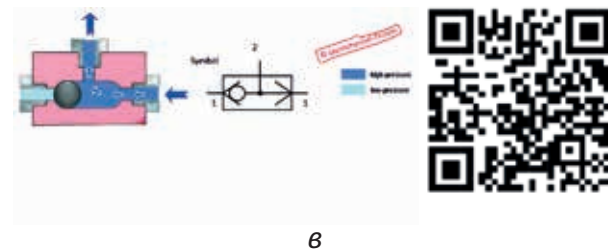
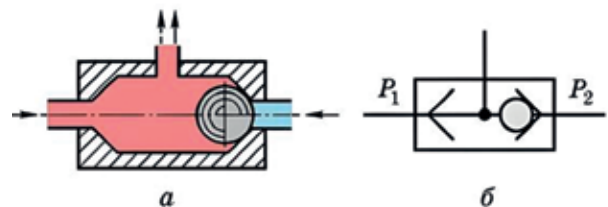


Рис. 4.57. Гідроклапан «АБО»: а – конструктивна схема; б – умовне позначення на принципових схемах; в – анімація роботи

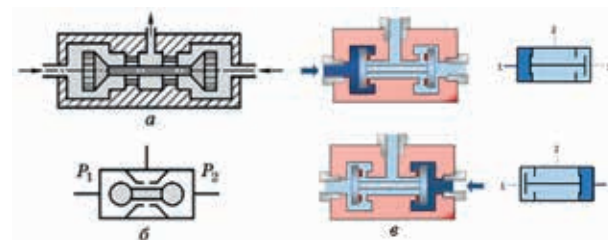


Рис. 4.58. Гідроклапан «І»: а – конструктивна схема; б – умовне позначення на принципових схемах; в – положення клапана «І»

Розрахунок гідроклапанів тиску

Витрата рідини, що проходить через щілину напірного гідроклапана,

$$Q = \mu S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (\text{м}^3 / \text{с}) \quad (4.11)$$

де $\mu = 0,62 \dots 0,70$ – коефіцієнт витрати;

$S_{\text{кл}}$ – площа щілини клапана, мм^2 ;

P_1 і P_2 – відповідно тиск на вході і на виході із клапана, МПа;

ρ – густина робочої рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для кромкових запірних елементів (рис. 4.59)

$$S_{\text{кл}} = \pi d z \sin \beta, \quad (\text{мм}^2) \quad (4.12)$$

де d – діаметр вхідного каналу, мм;

z – висота піднімання запірного елемента, мм;

β – кут конуса, град.

Діаметр вхідного каналу

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}, \quad (\text{мм}) \quad (4.13)$$

де V – швидкість рідини у вхідному каналі, $V = 10 \dots 15$ м/с і лише при тисках понад 20 МПа $V = 30$ м/с.

Рівновага запірно-регулювального елемента у момент відкриття визначається рівнянням

$$F_0 = c z_0 = P_{\text{кл}} S_{\text{кл}}, \quad (\text{Н}) \quad (4.14)$$

де F_0 – зусилля пружини в момент відкриття клапана, Н;

c – жорсткість пружини, Н/м;

z_0 – попередня деформація пружини, м.

При сталому русі рідини крізь щілину відкритого клапана (рис. 4.59, б) рівновага його запірного елемента визначається рівнянням

$$F_n = \alpha (z_0 + z) - P_{\text{кл}} S_{\text{кл}} - F_v - F_c, \quad (4.15)$$

де F_n – зусилля стискування пружини, Н;

F_c – зусилля, що виникає в результаті натікання з боку сідла, Н;

$P_{\text{кл}}$ – тиск спрацювання клапана, Па;

F_v – зусилля, що виникає внаслідок потоку рідини в зоні щілини, Н.

$$F_v = \rho Q V_{\text{щ}} \cdot \cos \beta, \quad (\text{Н}) \quad (4.16)$$

де $V_{\text{щ}}$ – швидкість рідини в щілині, м/с.

$$F_c = \rho Q V, \quad (\text{Н}) \quad (4.17)$$

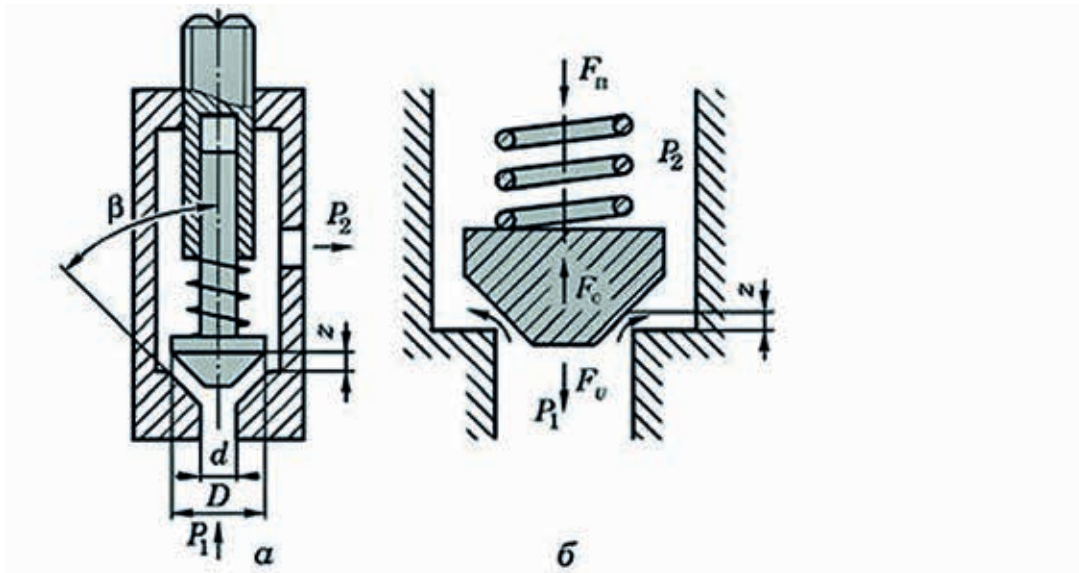


Рис. 4.59. Схема до розрахунку гідроклапана тиску

4.4. Нерегульовані (постійні) та регульовані гідродроселі

Гідравлічні дроселі належать до гідроапаратів неклапанної дії.

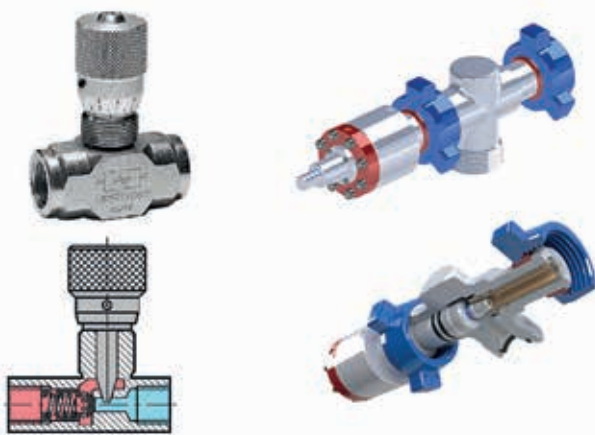


Рис. 4.60. Гідравлічні дроселі

Дроселем називають гідроприспосіб для створення опору потокові робочої рідини з метою обмеження або регулювання витрати усієї рідини, чим забезпечується певна швидкість вихідної ланки гідродвигуна. Вони можуть бути постійними, регульованими і регулюючими. Перші використовують тоді, коли виникає потреба в сталому обмеженні витрати рідини в гідролінії, другі – за потреби не тільки обмеження, а й регулювання витрати, а треті – забезпечують автоматичну зміну витрати рідини залежно від сигналу, що надходить до дроселя.

Постійні або нерегульовані дроселі – це калібровані круглі отвори, виконані в шайбах (рис. 4.61, а), в порожнистих болтах кріплення трубопроводів до розподільника тощо. Як елемент опору круглий отвір дросельної шайби, крім простоти виготовлення, має перевагу ще і в тому, що за однаковості площ поперечного перерізу він має найменший змочений периметр порівняно з іншими формами отворів і найменше піддається забрудненню та облітерації.

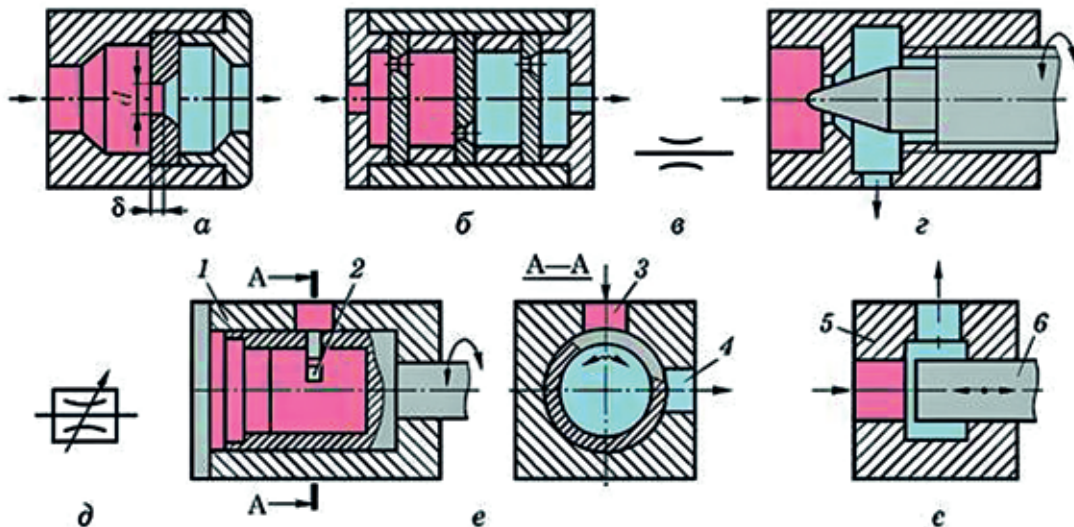


Рис. 4.61. Схеми дроселів вихрового опору:

а – дросельна шайба; б – пакет дросельних шайб; в – умовне позначення нерегульованого дроселя; г – голчастий дросель; д – умовне позначення регульованого дроселя; е – крановий дросель; є – золотниковий дросель з гострими кромками; 1 – пробка; 2 – щілина; 3 – вхідний канал; 4 – вихідний канал; 5 – корпус; 6 – золотник

Для отримання значного опору потокові рідини використовувати одну дросельну шайбу невідно, оскільки виникає потреба у значному зменшенні діаметра d отвору. Останнє обмежується технологічними можливостями та облітерацією. Рекомендують приймати найменший діаметр отвору $d_{\min} = 0,3$ мм. Тому намагаються застосовувати пакет дросельних шайб (рис. 4.61, б), отвори в яких можна зробити досить великими ($d = 0,5 \dots 0,8$ мм), а ступінь дроселювання забезпечити кількістю шайб у пакеті. Під час збирання пакета шайб осі отворів в них зміщують так, щоб отвори не знаходились один навпроти одного.

Регульовані дроселі забезпечують безступінчасте регулювання витрати рідини. За конструкцією запірно-регульованого елемента в гідроприводах дорожньо-будівельної техніки найпоширеніші голчасті, кранові та золотникові дроселі.

У голчастих дроселях (рис. 4.61, г) розміри дросельної щілини змінюються осьовим зміщенням конічного перекривного елемента, у кранових (рис. 4.61, е) – поворотом пробки 1 із щілиною 2, а в золотникових (рис. 4.61, є) – осьовим зміщенням циліндричного золотника 6. Останні застосовують тоді, коли потрібна підвищена точність регулювання витрати рідини.



Рис. 4.62. Регульовані дроселі:
а – із зворотним клапаном; б – без зворотного клапана



Огляд гідравлічних дроселів та регуляторів потоку

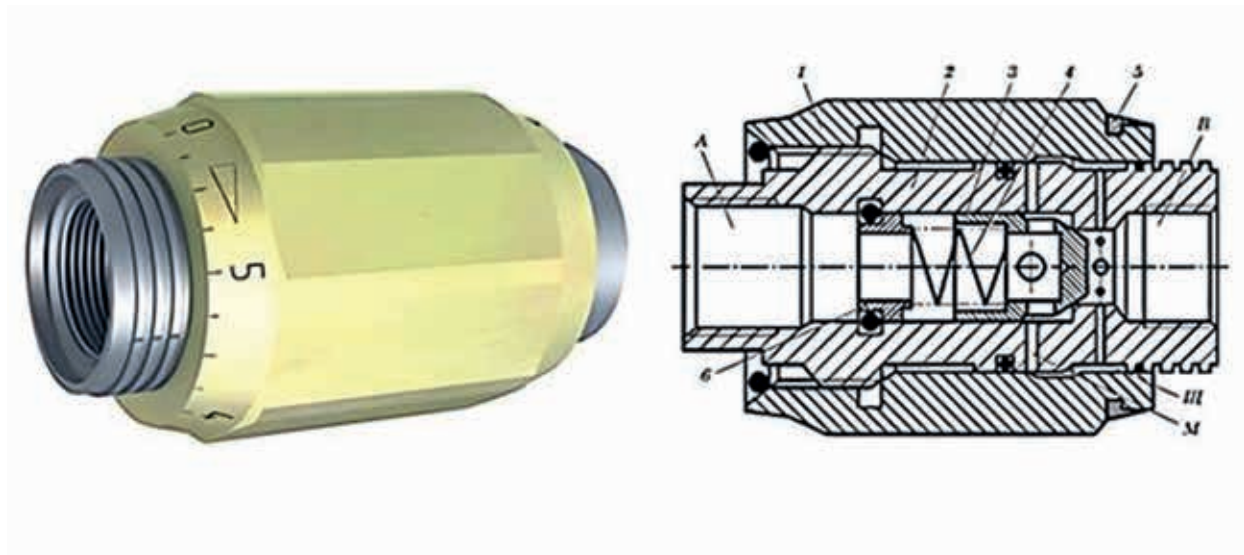


Рис. 4.63. Крановий гідродросель із зворотним клапаном:
1 – зовнішній поворотний корпус; 2 – внутрішній нерухомий корпус;
3 – запірний елемент зворотного клапана; 4 – пружина; 5 – лімба; 6 – упорна шайба; А і В – канали; М – отвір;
Щ – щілина

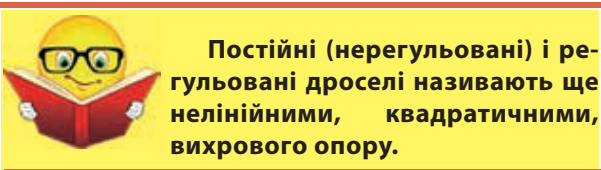
На рис. 4.63 показано конструкцію кранового дроселя зі зворотним клапаном, що призначений для регулювання швидкості опускання робочого обладнання зміною величини витрати рідини.

У розточці зовнішнього поворотного корпусу 1 розміщено нерухомий корпус 2 з отвором М, призначеним для сполучення вхідного каналу А з вихідним каналом В.

За надходження рідини до каналу А відбувається зміна її витрати. Ступінь зміни (дроселювання) витрати рідини визначається розміром дросельної щілини Щ, утвореної кромкою кільцевої канавки у зовнішньому корпусі і такої самої канавки на внутрішньому корпусі. Розмір щілини Щ змінюється за обертання зовнішнього корпусу з ліббом 5, що переміщується в осьовому напрямку відносно внутрішнього корпусу.

Для забезпечення вільного проходу робочої рідини у зворотному напрямку у внутрішній корпус вмонтовано зворотний клапан. Останній складається із запірного елемента 3, пружини 4, упорної шайби 6 та сідла, виготовленого у розточці внутрішнього корпусу. Рідина, що підводиться під тиском у канал В, відтискує запірний елемент 3 від сідла, стискаючи пружину 4, отже, відкривається прохід рідини в канал А і жатна частина піднімається.

Чотири модифікації такого типу дроселів дають можливість регулювати витрату робочої рідини в межах 3 – 250 л/хв, а тиск у межах 0,5 – 35 МПа.



Характерною ознакою таких дроселів є незалежність витрати рідини і перепаду тисків на дросельному елементі від в'язкості рідини, завдяки чому виключається і вплив температури рідини на витратні характеристики дроселів. Перепад тисків між входом і виходом дросельного елемента $\Delta P_d = P - P_1$ у дроселях вихрового опору спричинює деформацію потоку рідини і вихроутворення в дросельній щілині.

Швидкість руху рідини в дроселі, як правило, не перевищує десятикратного значення її швидкості в каналі підведення. Отже, найменше значення площі поперечного перерізу дроселя можна визначити із співвідношення $S_d = 0,1 S_{тр}$, де $S_{тр}$ – площа поперечного перерізу трубопроводу, на якому встановлено дросель. Для мінеральних олив, що застосо-

вують у об'ємних гідроприводах, мінімальна площа поперечного перерізу вікна дроселя не повинна бути меншою за 0,3 мм². При перепаді тисків на дроселі 10 МПа мінімальна витрата рідини через дросель становить близько 60 см³/хв.

$$Q = \mu S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} P_0} = \mu S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (\text{л}^3/\text{с}) \quad (4.18)$$

В нелінійних дроселях (квадратичних, рис. 4.61, а) втрата тиску прямо пропорційна квадрату витрати рідини:

де μ – коефіцієнт витрати (для щілинних дроселів, $\mu = 0,64 \dots 0,70$, для голчастих $\mu = 0,75 \dots 0,80$);

S_d – площа прохідного перерізу (вікна) дроселя, мм²;

P_1 і P_2 – тиск рідини відповідно до і після дроселя, МПа.

Лінійні дроселі або дроселі в'язкісного опору характерні тим, що витрата рідини через них залежить від перепаду тисків на вході і виході дросельного елемента, який визначається в'язкісним тертям при протіканні рідини.

Прикладом лінійного дроселя є **гвинтовий дросель**. Він складається із корпусу 2 (рис. 4.64), в якому розміщено дросельний гвинт 1 і регульовальний гвинт 3. Робоча рідина підводиться до каналу Р і по канавці гвинта 1, яка має прямокутну форму поперечного перерізу, надходить до каналу А. За допомогою гвинта 3 змінюють довжину гвинтової канавки, по якій проходить рідина, регулюючи її витрату. Завдяки лінійній залежності перепаду тисків від довжини дросельного каналу гвинтові дроселі мають лінійну характеристику, що є позитивною якістю такого дроселя.

Регульовальні дроселі – це, по суті, дросельні розподільники, які широко використовують у стежних гідроприводах.

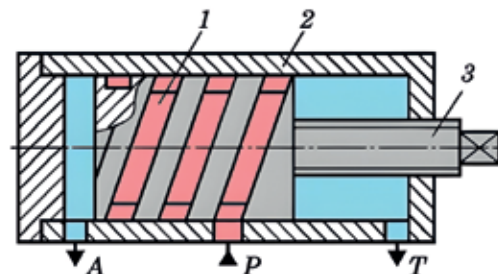


Рис. 4.64. Схема регульованого гвинтового дроселя:

1 – дросельний гвинт; 2 – корпус;

3 – регульовальний гвинт;

Р – канал підведення рідини; А – канал відведення рідини;

Т – дренажний канал

4.5. Призначення регуляторів витрати



Регулятор витрати – це регулювальний гідроапарат, що підтримує задану витрату рідини незалежно від перепаду тисків у відповідному і відповідному потоках.

Витрата рідини через дросель залежить не тільки від площі робочого прохідного перерізу, а й від перепаду тисків. Що менший перепад тисків, то менша витрата і навпаки. Оскільки перепад тисків залежить від навантаження, прикладеного до вихідної ланки гідродвигуна, то при змінному навантаженні не можна отримати постійну витрату за допомогою тільки дроселя, а отже, і стабільну швидкість вихідної ланки гідродвигуна. Ось чому у гідроприводах з дросельним регулюванням застосовують регулятори витрати.

Конструктивно регулятор витрати – це модуль, що має регульований дросель та редукційний або переливний клапан. За допомогою дроселя дозують витрату рідини, а клапан автоматично забезпечує постійний перепад тиску на дроселі. Клапан в регуляторі потоку може бути під'єднаний як послідовно, так і паралельно з дроселем.

Прикладом послідовного з'єднання клапана і дроселя є регулятор витрати Г55-2. Він має таку будову. У корпусі 1 (рис. 4.65) регулятора розміщений регульований дросель 2 і золотник 4 редукційного клапана. Золотник підтиснутий пружиною 3. Порожнина Б клапана сполучена каналом А з виходом із регулятора, а порожнини В і Г – каналами з порожниною Д.

Принцип дії. Робоча рідина під тиском $P_1 = \text{const}$ надходить крізь вікна клапана у порожнину Д, потім під тиском P_2 надходить до дроселя 2, а після нього рідина матиме тиск P_3 . Таким чином, в порожнинах В і Г на золотник 4 клапана діє тиск P_2 , а в порожнині Б – сила пружини та тиск P_3 рідини, який залежить від навантаження. Сума сил, що діють на золотник (без урахування сил тертя), дорівнює

$$P_3 \frac{\pi D^2}{4} + F_{\text{пр}} = P_2 \frac{\pi}{4} (D-d) + P_2 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.19)$$

де D і d – діаметри великого і малого пояска золотника, м;

$F_{\text{пр}}$ – сила тиску пружини, Н.

Перепад тисків на дроселі

$$\Delta P = P_2 - P_3 = \frac{4F_{\text{пр}}}{\pi D^2} = \text{const} (Па) \quad (4.20)$$

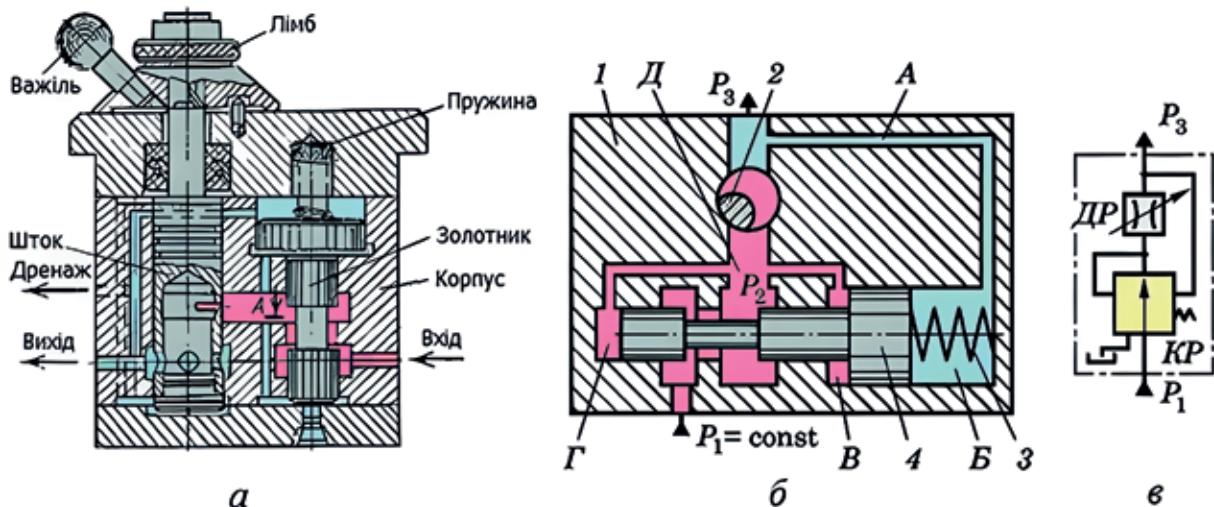


Рис. 4.65. Регулятор витрати з послідовним з'єднанням редукційного клапана з дроселем: а – будова; б – конструктивна схема; в – умовне позначення на принципових схемах; 1 – корпус; 2 – регульований дросель; 3 – пружина; 4 – золотник клапана; А – канал; Б, В, Г, Д – порожнини; P_1, P_2, P_3 – тиск рідини, відповідно: на вході, в порожнині Д, на виході із регулятора; ДР – дросель регульований; КР – клапан редукційний

Якщо навантаження на виконавчий орган збільшиться, то і тиск P_3 на виході із регулятора також збільшиться. В цьому разі завдяки збільшенню тиску в порожнині Б золотник 4 редукційного клапана автоматично зміститься вліво, збільшуючи робочий прохідний переріз вікон надходження рідини від напірної лінії насоса. Внаслідок витрати і тиск P_2 також збільшиться в порожнині Д, отже, попередній перепад тисків на дроселі відновиться. При зменшенні тиску P_3 золотник 4 клапана переміститься вправо, завдяки чому тиск P_2 зменшиться і перепад тиску на дроселі відновиться.

Типові схеми розміщення регуляторів витрати у гідроприводах машин наведено на рис. 4.66.

Прикладом паралельного з'єднання клапана тиску (переливного) і дроселя є регулятор витрати із запобіжним клапаном типу Г55-1 (рис. 4.67).

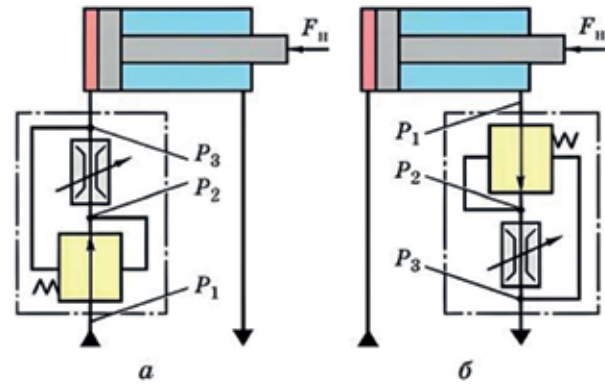


Рис. 4.66. Типові схеми розміщення регулятора витрати

Г55-2 у гідроприводах машин:

a – на вході гідроциліндра; *б* – на виході гідроциліндра;
 P_1, P_2, P_3 – тиск рідини в порожнинах регулятора;
 F_n – зусилля навантаження

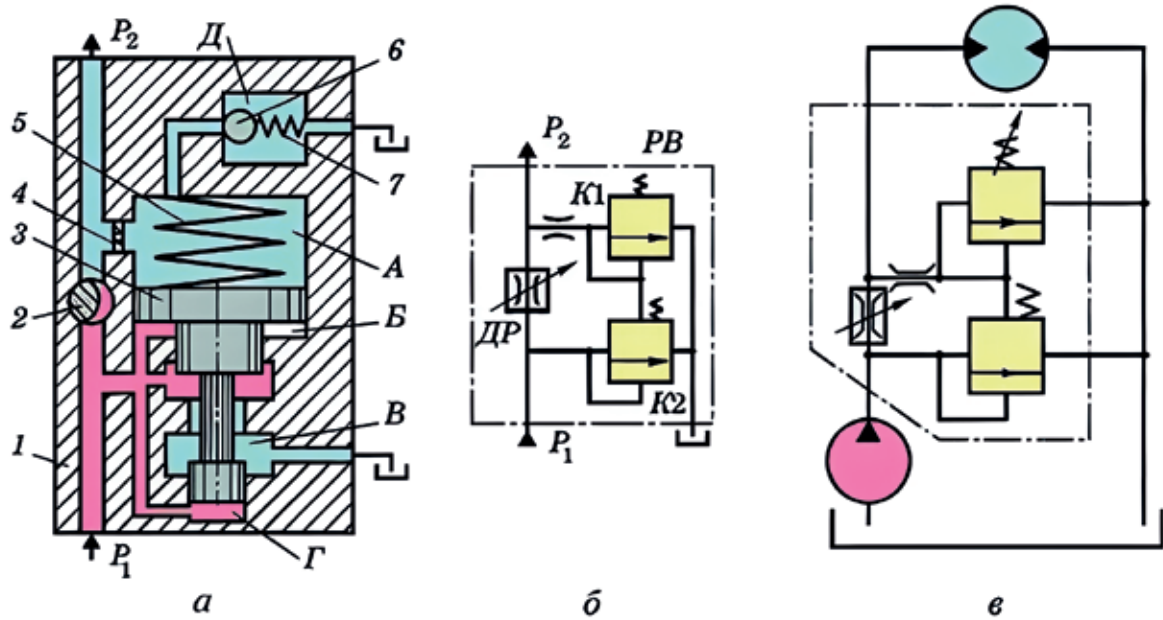


Рис. 4.67. Регулятор витрати з паралельним з'єднанням переливного клапана з дроселем:

a – конструктивна схема; *б* – умовне позначення на принципових схемах;


в – схема розміщення регулятора в гідроприводах машин; 1 – корпус;

2 – регульований дросель; 3 – золотник переливного клапана; 4 – постійний дросель; 5, 7 – пружини; 6 – запірний елемент (кулька) запобіжного клапана;

A, Б, В, Г, Д – порожнини; P_1, P_2 – тиск в порожнинах регулятора; *PВ* – регулятор витрат; *K1* і *K2* – клапани допоміжний і основний; *ДР* – дросель регульований

Регулятор витрати Г55-1 встановлюють тільки на вході гідродвигуна (рис. 4.67, в), що живиться від індивідуального насоса, а це істотно обмежує можливості його використання. Водночас застосування такого регулятора має свої переваги: усувається потреба у запобіжному клапані, економніше витрачається енергія, тому що рівень створюваного насосом тиску не залишається постійним, а автоматично приводиться у відповідність до навантаження гідродвигуна.

У регуляторах витрати Г55-1 та Г55-2 на дроселях підтримується перепад тисків 0,20 – 0,25 МПа.



Основними параметрами будь-якого регулятора потоку є: умовний прохід (зведений діаметр), номінальний тиск на вході, номінальна витрата рідини, перепад тиску, допустимі відхилення витрати і витік рідини, маса.

4.6. Гідравлічні підсилювачі

Гідропідсилювач є одним із основних елементів систем автоматичного керування (САК) гідромеханічних рульових керувань колісних машин, гідроприводів гальмівних механізмів тощо.

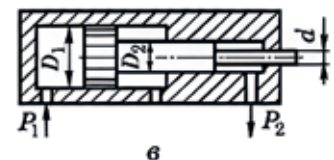
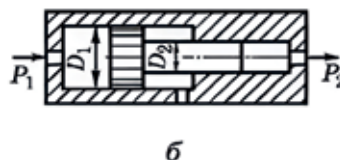
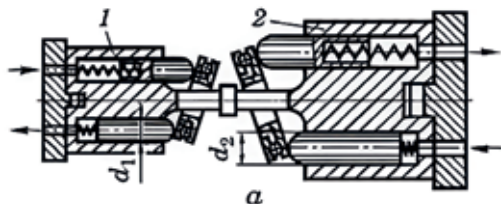



Робота гідропідсилювача керма



Робота і будова гальмівної системи автомобіля

Обертальний гідроперетворювач (рис. 4.68, а) складається із двох машин 1 і 2, вали яких з'єднані між собою. Робочі об'єми цих машин різні. При використанні машини 1 в режимі гідромотора, а машини 2 – в режимі насоса подача останнього перевищуватиме подачу гідромотора у співвідношенні:

Гідропідсилювач – це гідроперетворювач, тобто об'ємна гідромашина. У гідроприводах машин застосовують гідроперетворювачі роторного типу у вигляді двох роторно-поршневих машин або машин зворотно-поступального руху, тобто обертального і поступального руху.

$$i = \frac{n_2 q_2}{n_1 q_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \text{ або } Q_2 = i Q_1, \quad (4.21)$$

де q_2 і q_1 – відповідно робочі об'єми насоса і гідромотора, м³;

$n_2 = n_1 = n$ – частота обертання валів машин, об/хв;

Q_1 і Q_2 – подачі машин (без урахування витіку і стиснення робочої рідини), м³/с.

Розрахунковий тиск P_2 насоса 2 за умови, що потужності однакові, буде нижчий за тиск P_1 гідромотора у співвідношенні:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{Q_1}{Q_2}. \quad (4.22)$$

Рис. 4.68. Схеми гідроперетворювачів тиску:
а – обертального руху; б і в – поступального руху; 1 – гідромотор;
2 – насос

Звідки

$$P_2 = P_1 \frac{q_1}{q_2} = P_1 \frac{Q_1}{Q_2} \text{ або } Q_2 = Q_1 \frac{P_1}{P_2}. \quad (4.23)$$

При використанні машини 2 в режимі гідромотора, а машини 1 в режимі насоса

$$P_1 = P_2 \frac{Q_2}{Q_1} \text{ або } Q_1 = Q_2 \frac{P_2}{P_1}. \quad (4.24)$$

Поступальний гідроперетворювач складається із двох гідроциліндрів різних діаметрів, поршні яких жорстко з'єднані між собою. Застосування їх доцільне, коли необхідні великі тиски за малих витрат рідини.

Принципову схему гідроперетворювача одиної дії, який підвищує тиск, наведено на рис. 4.68, б.

Тиск P_1 рідини, що подається, діє на площу $S_1 = \pi D_1^2 / 4$ циліндра, тиск P_2 рідини, що відводиться, діє лише на площу штока $S_2 = \pi d^2 / 4$.

Коефіцієнт підсилення тиску в такому разі (тертям знехтуємо)

$$i = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{d^2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad (4.25)$$

де D_1 і d – відповідно діаметр циліндра і штока, м.

В таких гідроперетворювачах коефіцієнт підсилення перебуває у межах від 2 : 1 до 1000 : 1.

На рис. 4.68, в наведено схему гідроперетворювача з диференціальним поршнем, за допомогою якого можна отримати необхідну для високих тисків невелику корисну площу за одночасного забезпечення жорсткості і міцності конструкції гідроперетворювача.

У цьому разі

$$i = \frac{D_1^2}{D_2^2 - d^2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad (4.26)$$

де d – діаметр хвостовика штока, м.



Гідравлічний підсилювач – це пристрій, що дає змогу за невеликої потужності на вході керувати на виході розподілом потужного потоку робочої рідини, яка надходить від зовнішнього джерела енергії. Залежно від того, що є домінуючим на виході гідравлічного виконуючого механізму, можна розглядати підсилення за силою, швидкістю або потужністю.

За методом керування вихідним елементом гідропідсилювачі поділяють на три групи:

- гідропідсилювачі без зворотного зв'язку
- гідропідсилювачі із зворотним зв'язком
- гідропідсилювачі з комбінованою системою керування

В гідросистемах машин здебільшого застосовують гідропідсилювачі із зворотним зв'язком входу із виходом (рис. 4.69), які володіють високою точністю і стійкістю в роботі. В сучасних конструкціях гідропідсилювачів зворотний зв'язок здійснюється таким чином, що корпус золотника поєднується з корпусом силового гідроциліндра.

За типом розподільника гідропідсилювачі поділяються на:

- гідропідсилювачі золотникового типу
- гідропідсилювачі сопло-заслінка
- гідропідсилювачі зі струминною трубкою із голчастим дроселем

У гідроприводах дорожньо-будівельної та землерийної техніки переважно застосовують золотникові гідропідсилювачі. В них для забезпечення достатньої герметичності радіальний зазор

не повинен перевищувати 5–10 мкм. Поверхнева твердість пари (золотник–корпус) має бути (HRC 60...62). Крім того, для забезпечення необхідного перекриття витратним вікном (нульове, позитивне, негативне), золотники та їх корпуси потрібно виготовляти надвисокої точності (1–5

мкм) лінійних розмірів, що неможливо при виготовленні суцільного корпусу. Для забезпечення цих вимог застосовують вставні втулки (гільзи).

Будову і принцип роботи найпростішого золотникового гідропідсилювача показано на рис. 4.71.

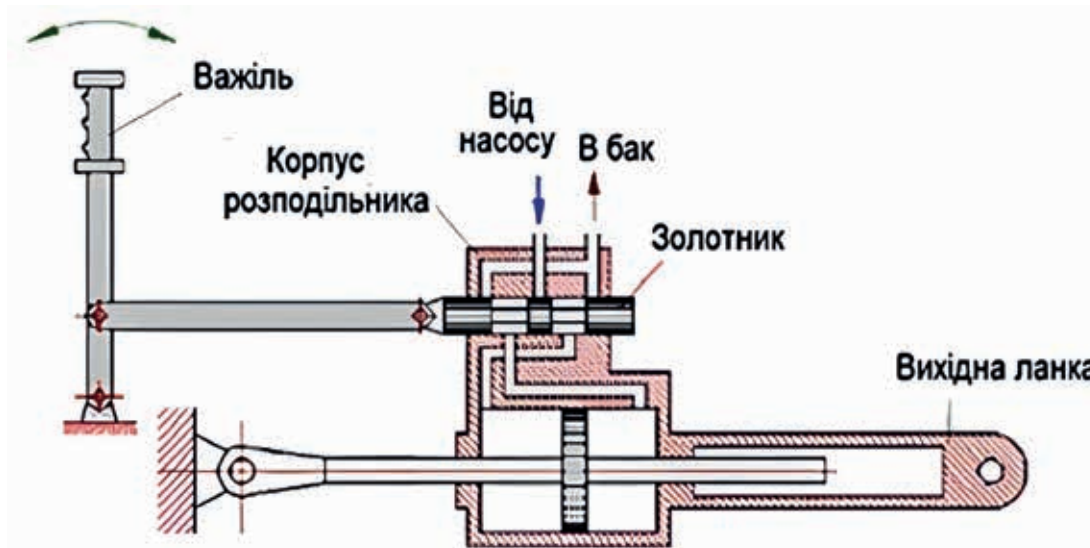


Рис. 4. 69. Схема роботи гідропідсилювача із зворотним зв'язком входу із виходом

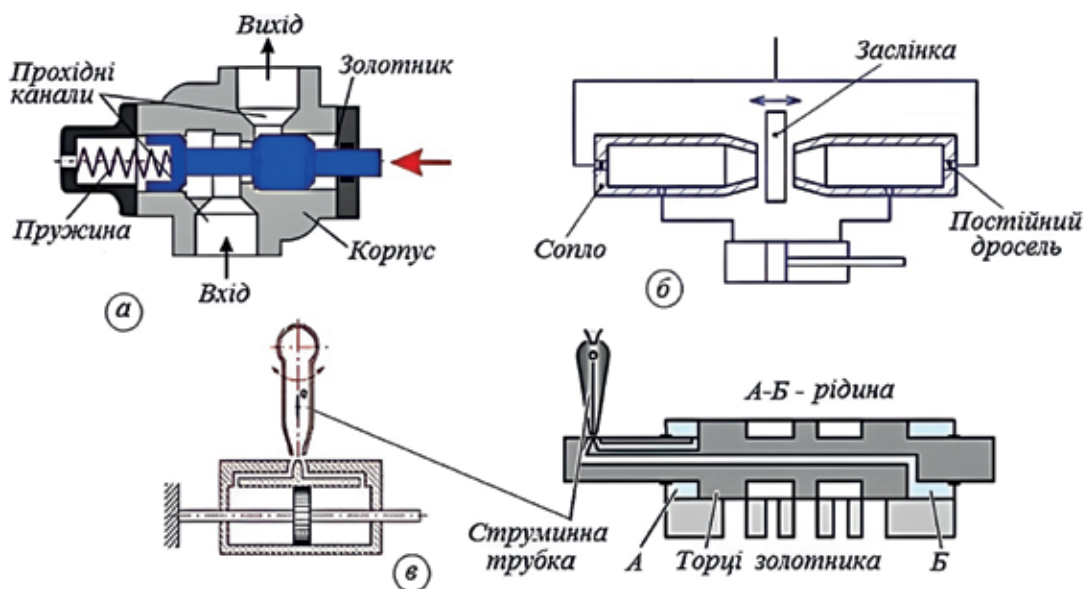


Рис. 4.70. Гідропідсилювачі:

а – золотникового типу; б – типу сопло-заслінка; в – зі струминною трубкою із голчастим дроселем

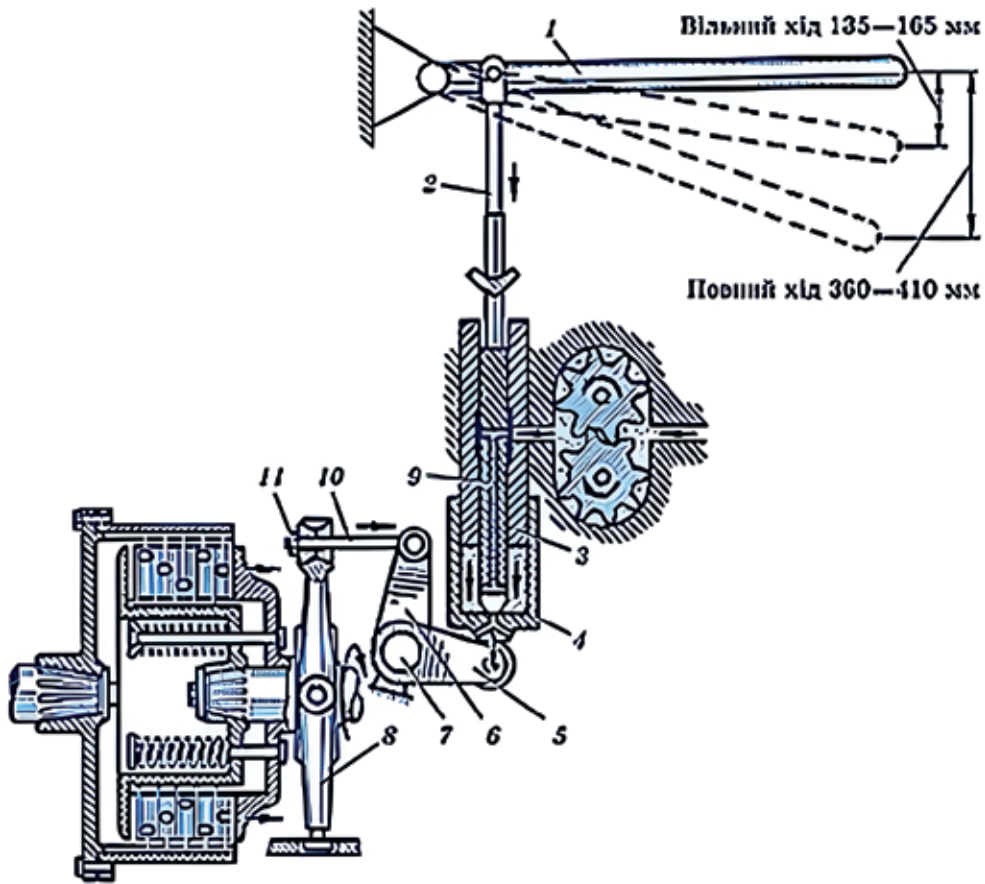


Рис. 4.71. Схема вимкнення муфти керування поворотом гусеничного трактора за допомогою гідропідсилювача:

- 1 – важіль керування; 2 – важіль ввімкнення; 3 – гільза; 4 – поршень;
 5 – одноплечий важіль; 6 – проміжний важіль; 7 – валик; 8 – відводка;
 9 – золотник; 10 – тяга; 11 – регулювальна гайка

Гідропідсилювач складається із нерухокої гільзи 3, рухомого поршня 4, золотника 9, що може переміщуватись у гільзі, та насоса, бака, запобіжного клапана і системи гідроприводів.

Для вимкнення муфти керування (повороту) гусеничного трактора треба повернути вертикальний валик 7 з важелями 6 і 5 за стрілкою годинника. Для цього золотник 9 потрібно пересунути вниз. Зробити це можна двома способами: вручну (якщо насос не працює) і за допомогою елементів гідропідсилювача.

Якщо насос не працює, то для вимкнення муфти до верхнього кінця важеля 1 треба прикласти зусилля 350 Н. Щоб вимкнути муфту за допомогою гідропідсилювача, важіль 1 треба відвести вниз. При цьому золотник 9 переміститься вниз і

закриє своїм торцем отвір в денці поршня 4. При цьому радіальний отвір золотника співпадає з виточкою у гільзі, тому олива надходить від насоса осьовим і радіальним каналами золотника у порожнину поршня і переміщуватиме його вниз, вимикаючи муфту керування.

Коли важіль 1 відпускають, відводка 8 під дією пружин повертається у вихідне положення. Тому одноплечий важіль 5, повертаючись з валиком 7, переміщуватиме поршень вгору. Олива з порожнини поршня витікатиме крізь відкриті отвори в денці поршня.

Застосування гідропідсилювача зменшує зусилля, що прикладають до важеля 1, до 40 – 20 Н.

Основними можливими несправностями гідропідсилювачів є спрацювання третьових по-

верхонь розподільника, пристрою стеження, що може призвести до зміни ступеня підсилення потужності гідропідсилювача порівняно з входом. Це негативно може відобразитись на робочому процесі, призвести до поломки чи відмови виконавчого механізму.



Робота гідроапаратури
екскаватора

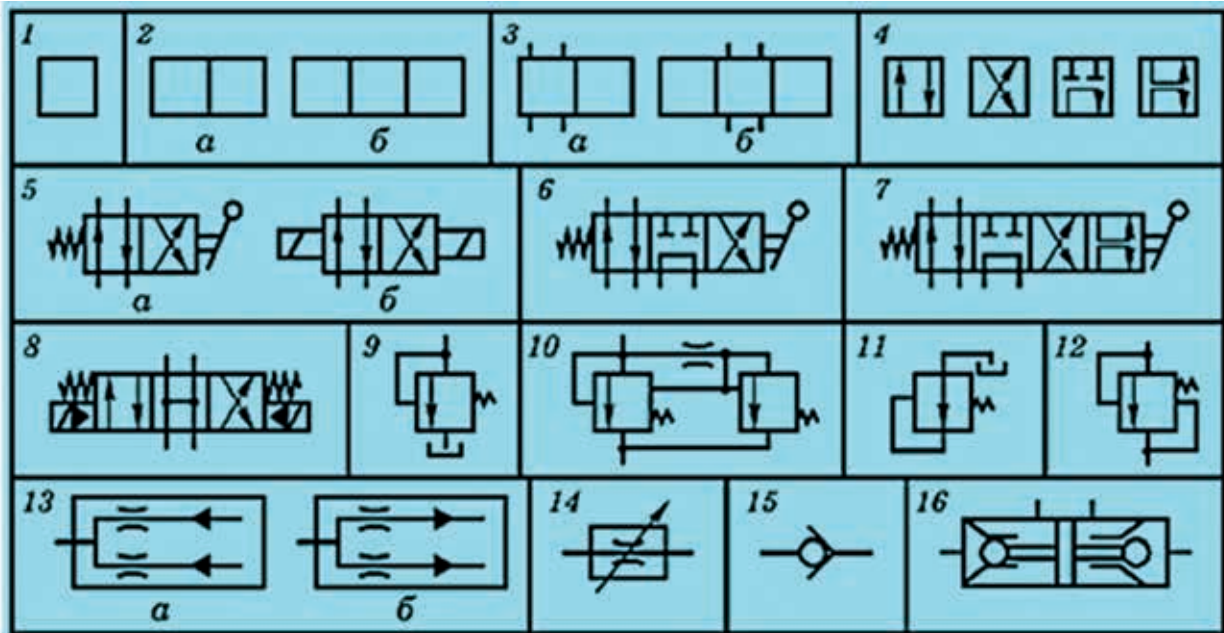


Рис. 4.72. Умовні графічні позначення елементів гідроапаратури:

- 1 – робоча позиція рухомого елемента розподільника; 2 – розподільник без лінії зв'язку: а – двосекційний; б – трисекційний; 3 – розподільник з лініями зв'язку: а – двопозиційний; б – трипозиційний; 4 – робочі позиції рухомих елементів розподільника з зазначенням напрямку потоку робочої рідини;
- 5 – чотириходовий (чотирилінійний) двопозиційний розподільник з керуванням: а – від рукоятки з пружинним поверненням; б – від двох електромагнітів;
- 6 – чотириходовий трипозиційний розподільник з керуванням від рукоятки з пружинним поверненням; 7 – чотириходовий чотиріпозиційний розподільник з керуванням від рукоятки з пружинним поверненням; 8 – чотириходовий трипозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням; 9 – запобіжний клапан прямої дії; 10 – запобіжний клапан непрямої дії (розвернуте позначення); 11 – редукційний клапан; 12 – клапан перепаду тисків; 13 – клапан співвідношення витрат робочої рідини: а – поєднувач потоку; б – роздільник потоку; 14 – регульований дросель; 15 – зворотний клапан; 16 – двобічний гідрозамок



Питання для самоконтролю

1. Які пристрої називають гідроапаратами?
2. Вкажіть класифікацію гідроапаратів.
3. Для чого призначені гідророзподільники?
4. Як поділяються гідророзподільники за конструкцією запірно-регулювального елемента?
5. Назвіть основні елементи в будові розподільників типу Р-80.
6. Поясніть принцип роботи кранових розподільників.
7. Поясніть принцип роботи клапанних розподільників.
8. Для чого призначені клапани тиску?
9. Які є конструкції запобіжних клапанів відносно запірно-регулювальних елементів?
10. Вкажіть призначення переливних клапанів.
11. Призначення і принцип дії редуційних клапанів.
12. Вкажіть призначення сповільнювальних клапанів.
13. Які є клапани співвідношення витрат рідини залежно від місця встановлення в гідролініях?
14. Вкажіть призначення зворотних клапанів.
15. Вкажіть призначення гідрозамків.
16. Поясніть принцип роботи запірних і розривних муфт.
17. Назвіть основні типи логічних клапанів.
18. Які пристрої називають гідродроселями?
19. Як працюють регульовані дроселі?
20. Призначення регуляторів витрати.
21. Який пристрій називають гідравлічним підсилювачем?

5. ДОПОМІЖНА ГІДРОАПАРАТУРА

5.1. Кондиціонери робочої рідини. Їх призначення, класифікація, будова та принцип роботи

5.2. Призначення гідропосудин (гідроємностей). Гідробаки і гідроаккумулятори, будова та принцип роботи

5.3. Гідропроводи (гідролінії). Жорсткі та гнучкі трубопроводи, їх призначення і будова

5.4. Трубопровідні з'єднання

5.5. Призначення ущільнювальних пристроїв. Класифікація ущільнень

5.1. Кондиціонери робочої рідини. Їх призначення, класифікація, будова та принцип роботи

Кондиціонери призначені для підтримання необхідних якісних показників робочої рідини в процесі експлуатації гідроприводу.

За принципом дії відокремлювачі поділяють на **фільтри** і **сепаратори**.

В об'ємних гідроприводах дорожньо-будівельної техніки переважно застосовують такі види кондиціонерів:

відокремлювачі твердих домішок

сапуни

повітровідокремлювачі

повітровипускники

теплообмінники



Відокремлювач – це пристрій для відокремлення від рідини твердих забруднювальних домішок, джерел яких можуть бути продукти зношення деталей гідроприсроїв, продукти окиснення металів і сплавів та сторонні домішки, що потрапляють іззовні.

Фільтр – це відокремлювач твердих домішок, в якому відокремлення відбувається під час проходження рідини крізь фільтрувальний елемент. Залежно від конструкції фільтрувального елемента фільтри бувають: **щілинні, сітчасті та пористі**. Найширшого застосування у гідроприводах набули фільтри грубого і нормального очищення із металевої сітки та пористі (картонні).



Рис. 5.1. Гідравлічні фільтри



1 2 3 4 5



Рис. 5.2. Фільтрувальні елементи гідравлічних фільтрів



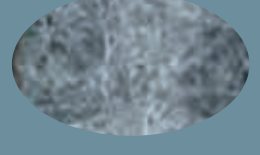
Фільтри грубого очищення призначені для попереднього очищення рідини і затримують домішки розміром більш ніж 0,1 мм (100 мкм). Їх, переважно, встановлюють в отвори для заливання рідини в гідробаки.

Фільтри сітчасті нормального очищення затримують домішки розміром від 0,1 до 0,05 мм. Їх, як правило, встановлюють в зливних лініях безпосередньо в гідробаках. Для запобігання руйнуванню фільтрувальних елементів в разі їх

надмірного забруднення фільтри комплектують запобіжними клапанами, відрегульованими на тиск спрацювання 0,15–0,20 МПа. В цьому разі рідина не очищується, а надходить у бак через запобіжний клапан.

Фільтри пористі (картонні) нормального очищення разового використання застосовують у гідроприводах ведучих коліс самохідних будівельних, землерийних та інших машин. Їх встановлено у всмоктувальній лінії підживлювального насоса.

Таблиця 5.1

	<p>Металева сітка Перевага цього матеріалу – можливість регенерації, що дозволяє використовувати гідравлічний фільтр для очищення промивних олив та фільтрації відпрацьованих олив. Фільтри сітчасті фланцеві виготовляють із ступенем фільтрації від 10 до 250 мікрон.</p>
	<p>Целюлоза (картон) Фільтри з цієї сировини не поступаються іншим матеріалам за якістю фільтрації, але вони мають меншу тривалість роботи. Зазвичай гідравлічні фільтри з целюлозою ставлять на низьковідповідальні ділянки, де часто проводиться ТО.</p>
	<p>Скловолокно Фільтр зі скловолокна довговічний, практичний в експлуатації і має здатність адсорбувати найменші частинки. Скловолоконні гідравлічні фільтри коштують дорожче за паперові в кілька разів, але й служать вони в 4 рази довше. Ці гідравлічні фільтри можуть мати рівень фільтрації 3-60 мкм.</p>

Сітчасті фільтри мають фільтрувальний елемент у вигляді дисків. Їх кількість у фільтрі залежить від подачі насоса. У фільтрах, які встановлюють на зливних лініях безпосередньо у гідробаку, розмір квадратної чарунки сіток 0,125×0,125 мм

за діаметра дроту 0,09 мм. Площа сітки одного фільтрувального елемента 39 см². Повна площа поверхні фільтрувального елемента повинна перевищувати переріз вхідного отвору фільтра у 40 – 60 разів.

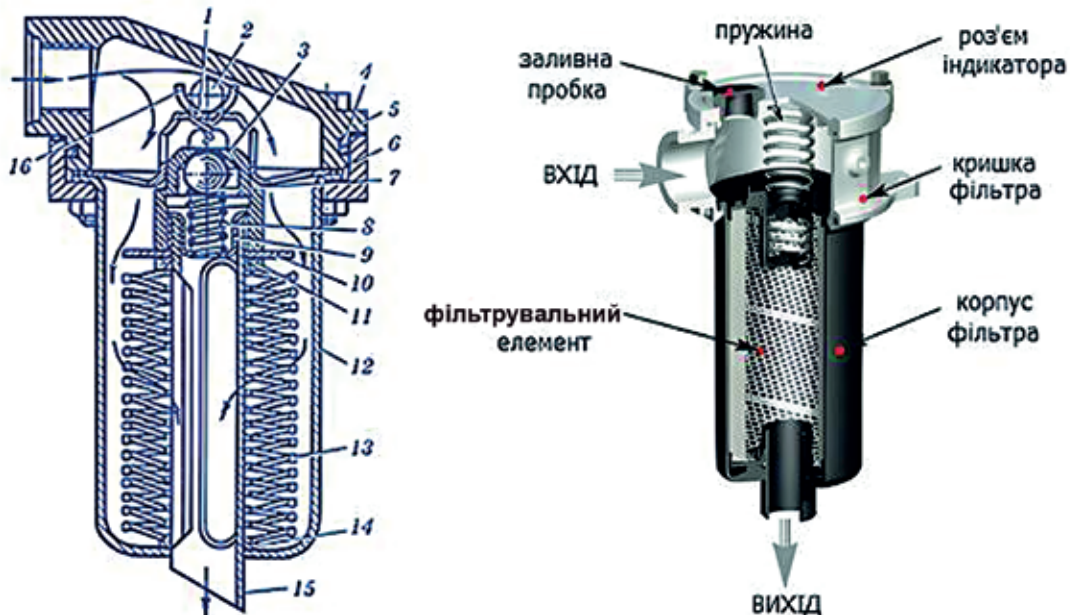


Рис. 5.3. Зливний сітчастий фільтр:

- 1 – відбивач; 2 – пломба; 3 – корпус запобіжного клапана; 4 – ущільнювальне кільце; 5 – кришка; 6 – фланець; 7 – кулька клапана; 8 – пружина; 9 – опорний стакан; 10 – шайба відбивача; 11 – шайба; 12 – корпус фільтра; 13 – фільтрувальний елемент; 14 – нижня шайба; 15 – трубка фільтра; 16 – магніт

Робоча рідина із зливної лінії розподільника надходить через вхідний отвір кришки 5 (рис. 5.3) і крізь отвори відбивача 1 у корпус 12 фільтра. З корпусу рідина проціджується крізь фільтрувальні елементи 13 і надходить по прорізах в трубіці 15 у гідробак. За надмірної забрудненості фільтрувальних елементів кулька запобіжного (перепускного) клапана 3 відходить від свого сидла і рідина надходить у трубку, минаючи фільтрувальні елементи.

Пористий (картонний) фільтр типу ФП-7 має стакан 1 (рис. 5.4), корпус 2 і кришку 3. В корпусі є вхідний і вихідний отвори. В стакані розміщені фільтрувальний елемент 7 із заглушками 6 і 9. В кришку фільтра вмонтовані запірні елементи зворотного 5 і запобіжного 11 клапанів. У кришці також розміщений індикаторний пристрій. Він має золотник 10 з пружиною, стрілку і скло 4. В деяких фільтрах такого типу встановлено вакуумметр.

Фільтри сітчасті типу ФС-7

Таблиця 5.2

Позначення ФС-7, м	У м о в н и й прохід, мм	Номинальна пропускна можливість, л/хв	Номинальний тиск, МПа	Тонкість фільтрації, мкм	Втрати тиску при номинальній витраті, кПа	Маса, кг
12-40/200	пропускна	25	20	40	100	5,6
12-40/63			6,3			
20-40/200	20	63	20			
20-40/63			6,3			
25-40/200	25	100	20			
25-40/63			6,3			
32-40/200	32	160	20			
32-40/63			6,3			22

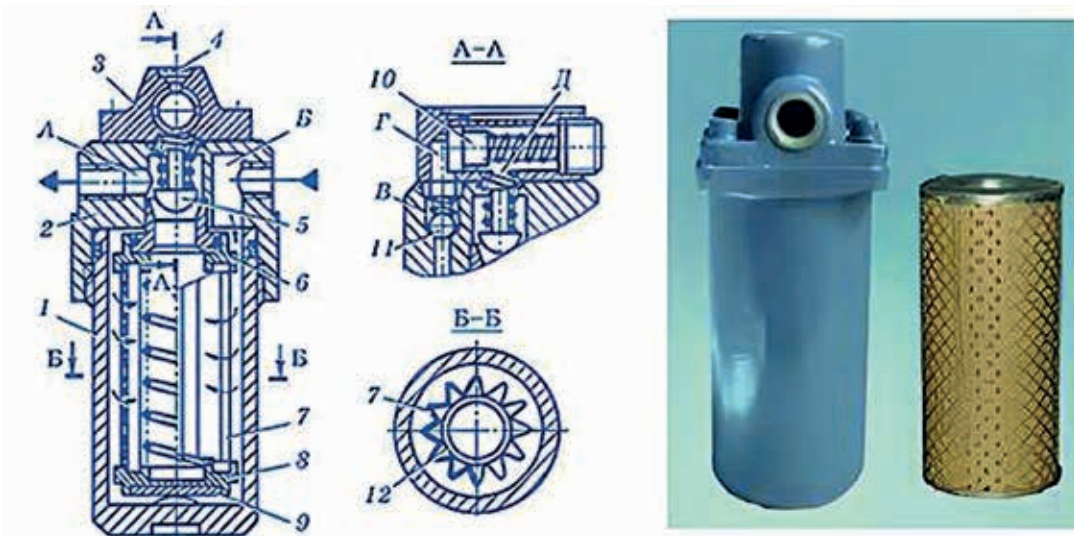


Рис. 5.4. Фільтр ФП-7:

1 – стакан; 2 – корпус; 3 – кришка; 4 – скло; 5 – зворотний клапан;
6 і 9 – заглушки; 7 – фільтрувальний елемент; 8 – фланець; 10 – золотник;
11 – запобіжний клапан; 12 – каркас; А, Б, В, Г – канали; Д – отвір

У працюючому гідроприводі робоча рідина надходить через канал Б всередину фільтра. Пройшовши через фільтрувальний елемент, потік рідини надходить у вихідний отвір через канал А, попередньо відкривши запірний елемент зворотного клапана. За збільшення перепаду тиску на фільтрувальному елементі внаслідок його забрудненості відкривається запірний елемент запобіжного клапана, і частина потоку рідини, обминаючи фільтрувальний елемент, надходить у канал Г. Золотник 10 індикаторного пристрою, переміщуючись, приводить у рух стрілку, яка вказує, що фільтр забруднений, а рідина через отвір Д і канал А надходить до виходу.

У фільтрі тонкої очистки ФП-7 встановлено фільтрувальний елемент із спеціального паперу (картону), який забезпечує тонкість фільтрації 5–25 мкм. Фільтр ФС-7 з фільтроелементом із металевої сітки забезпечує тонкість фільтрації 40–80 мкм.

За конструктивним виконанням фільтроелемент є гофрованою циліндричною перегородкою з приклеєними (для паперу) або привареними (для металевої сітки) по торцях фланцями 8. Гофрована перегородка спирається на дротяний каркас 12 у вигляді пружини.

Фільтрувальна перегородка гофрована для збільшення питомої площі фільтрації. Основними параметрами фільтрів є номінальна тонкість фільтрації, номінальний тиск рідини, допустимий перепад тисків на фільтрувальному елементі, номінальна витрата рідини, умовний прохід (зведений діаметр), ресурс роботи фільтроелемента.

ДО УВАГИ! Тонкість фільтрації – це спроможність фільтрувального елемента затримувати частинки певного розміру, що забруднюють робочу рідину.

Розрізняють **абсолютну і номінальну** тонкість фільтрації. Абсолютна тонкість фільтрації характеризується мінімальним розміром частинок, що повністю затримуються фільтрувальним елементом. За номінальної тонкості фільтрації кількість частинок мінімального розміру, що затримуються фільтроелементом, становить 90 – 95 % частинок забруднювача такого самого розміру, що містяться у невідфільтрованій рідині. Встановлено такі ряди номінальних тонкостей фільтрації: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63 і 80 мкм.

Залежно від номінальної тонкості фільтрації можна умовно виділити фільтри грубої (до 15 мкм), нормальної (до 10 мкм), тонкої (до 5 мкм) і особливо тонкої очистки (до 1 мкм). За номінальну витрату рідини через фільтр приймають витрату рідини з чистим фільтрувальним елементом за певної в'язкості і заданого перепаду тисків на фільтрі.

Графічну залежність витрати рідини від перепаду тисків називають гідравлічною характеристикою фільтра. Вона залежить від виду фільтрувального елемента (рис. 5.5).



Гідравлічні фільтри

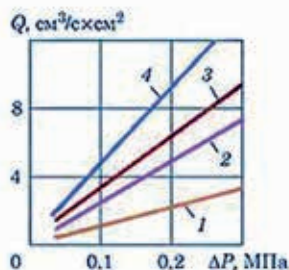
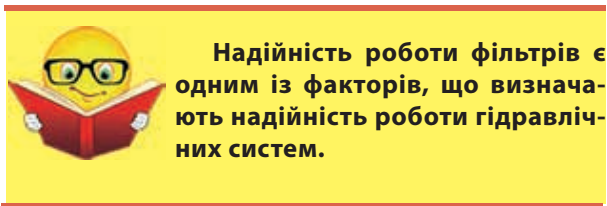


Рис. 5.5. Гідравлічні характеристики фільтрувальних елементів:

1 – картон; 2 – металева сітка; 3 – папір; 4 – фетр

Працездатність фільтрів після забруднення відновлюється тільки у дротяних, сітчастих, пластинчастих і металокерамічних фільтроелементах. Для цього їх чистять щіткою, продувають стисненим повітрям, промивають. Фільтроелементи, виготовлені з паперу, волокна, бавовнику, придатні лише для одноразового користування.

Розрахунок фільтра передбачає визначення площі фільтрувального елемента.



Втрата тиску ΔP в одношаровому сітчастому фільтрі визначається за формулою:

$$\Delta P = \xi \frac{V^2 \rho}{2}, \text{ (Па)} \quad (5.1)$$

де ξ – коефіцієнт втрат;
 V – швидкість руху рідини в м/с;
 ρ – густина рідини, кг/м³.

Розрахунок фільтра проводять, виходячи із заданого допустимого перепаду тиску на фільтрувальному елементі, що приймають рівним 0,03-0,05 МН/м² і рідше – 0,1-0,2 МН/м².

Необхідна площа сітки за заданої загальної пропускної здатності фільтра Q визначається за формулою:

$$F = Q / 6V, \text{ (см}^2\text{)} \quad (5.2)$$

де: F – повна площа сітки (без урахування товщини металевих ниток);

Q – кількість рідини, що проходить через сітку, л/хв;

V – фіктивна швидкість фільтрування (швидкість, що віднесена до всієї площі сітки) в м/с.

Місце установки фільтра в гідроприводі. Залежно від місць установки в гідроприводі фільтри поділяють на приймальні (всмоктувальні), напірні та зливні (рис. 5.6).

Приймальний фільтр, як правило, розрахований на низький тиск, незначний перепад тиску і невисоку тонкість фільтрації. Це пов'язано з тим, що його розміщення на всмоктувальній лінії зумовлює збільшення її гідравлічного опору і, отже, зменшення глибини всмоктування та загрозу виникнення кавітації. Для забезпечення безкавітаційної роботи втрати тиску на фільтрі не повинні перевищувати 0,018 – 0,02 МПа. За такої схеми розміщення фільтра на ньому передбачають установку індикатора забрудненості (вакуумметра).

Напірний фільтр розрахований на високий тиск. В зв'язку з цим підвищуються вимоги до міцності корпусу фільтра і збільшується його маса. Такі фільтри встановлюють у гідросистемах трансмісії тракторів.

Розміщення фільтра на зливній лінії вважають ефективним, оскільки він не підлягає дії високого тиску рідини. Проте така схема має і недолік: у міру забруднення фільтра виникає підпір рідини в зливній гідролінії.

Іноді в одному й тому самому гідроприводі встановлюють два-три фільтри з різною інтенсивністю фільтрації.

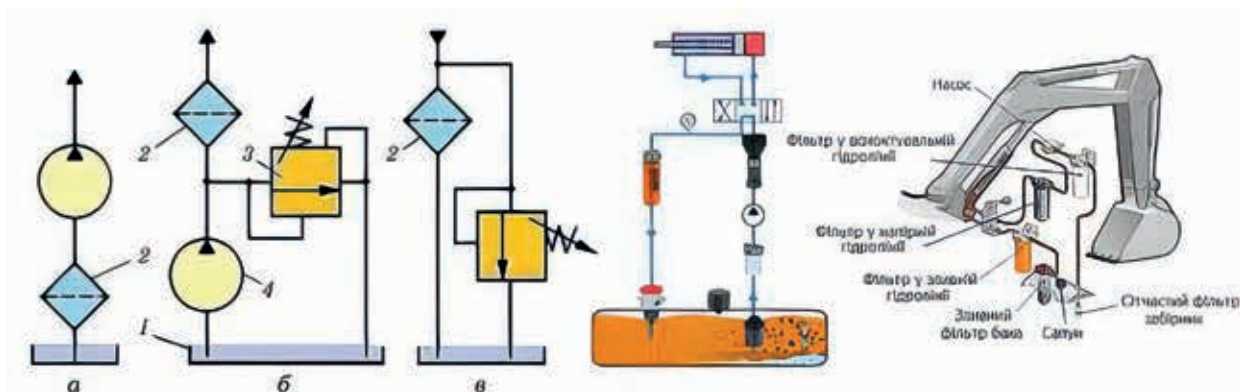


Рис. 5.6. Схеми встановлення фільтрів у гідролініях гідроприводу:
 а – у всмоктувальній; б – у напірній; в – у зливній; 1 – бак; 2 – фільтр;
 3 – запобіжний (перепускний) клапан; 4 – насос



**Обслуговування гідравлічної
оливи з усіма фільтрами
екскаватора**

Сепаратор – це відокремлювач твердих домішок, в якому відокремлення відбувається під дією сил магнітного чи електричного полів або відцентрових сил.

Відцентровий сепаратор – це центрифуга, основним елементом якої є пустотілий ротор 2 (рис. 5.7), що обертається на підшипниках кочення 1 і 4. Вал 3 ротора має два канали А і Б та концентрично розміщені отвори для підведення і відведення робочої рідини. Ротор обертається або від зовнішнього двигуна, або внутрішнім гідрореактивним приводом. Останній має сопла 5 і 6, жорстко закріплені на валу ротора, які працюють за принципом сегнерова колеса при підведенні до них робочої рідини під тиском.

Принцип дії відцентрового сепаратора. Робоча рідина під тиском підводиться через канал А і крізь відповідні отвори валу у внутрішню порожнину ротора. Завдяки тому, що домішки, які забруднюють рідину, мають більшу густину, ніж робоча рідина, вони відкидаються під дією відцентрових сил до

внутрішніх стінок ротора і осідають на них. Очищена робоча рідина надходить через канал Б на вихід із центрифуги.

Для відцентрових сепараторів з привідними двигунами частота обертання ротора становить 5000 – 10 000 об/хв, з гідрореактивним приводом – 5000 – 8000 об/хв, тонкість фільтрації – 10 – 30 мкм.

Слід мати на увазі, що при відокремленні з робочої рідини домішок розміром 10 мкм, зношення деталей гідропристроїв практично призупиняється. Крім цього, підвищення тонкості фільтрації рідини в гідроприводі з 20 – 25 мкм до 5 мкм збільшує строк експлуатації насосів більше ніж у 10 разів, а гідроапаратури – у 5 – 7 разів.

Сапун – призначений для очищення повітря, що надходить у гідробак із навколишнього середовища при зниженні рівня оливи. Сапун встановлюють на баках, які перебувають під атмосферним тиском. Основні складові частини сапуна – це внутрішній та зовнішній стакани, простір між якими заповнений фільтрувальним елементом.



**Сапуни: особливості та
функціонування**

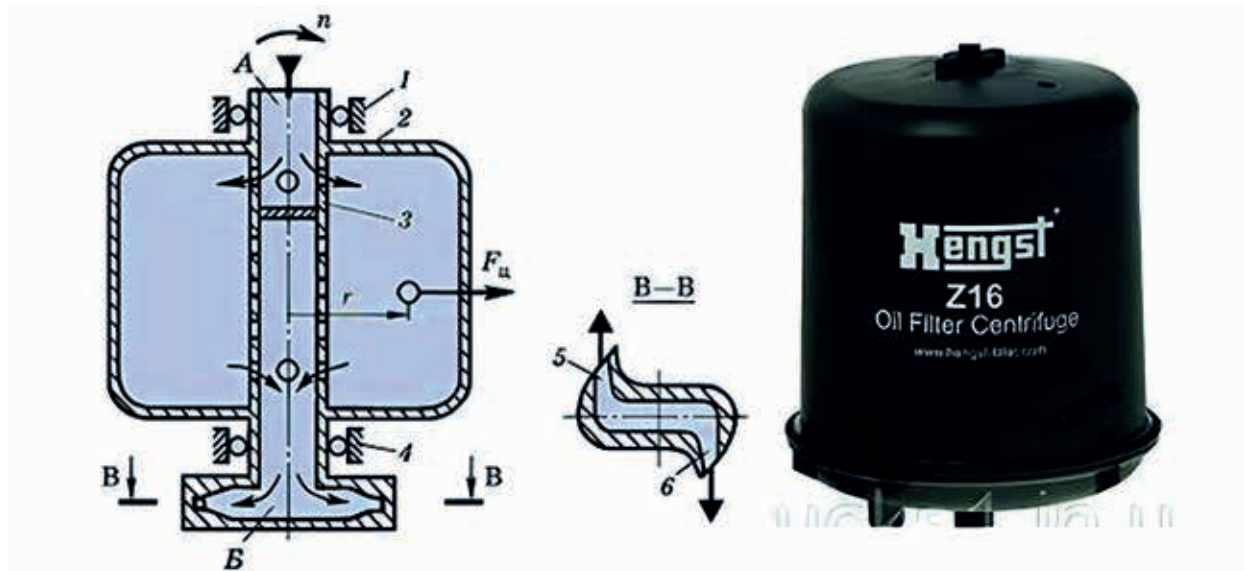


Рис. 5.7. Схема і загальний вигляд відцентрового сепаратора:
1 і 4 – підшипники кочення; 2 – ротор; 3 – вал ротора;
5 і 6 – сопла; А і Б – канали



Рис. 5.8. Загальний вигляд та будова сапуна

Повітровідокремлювач – призначений для відокремлення пухирців повітря від оливи, що засмоктуються насосом. Повітровідокремлювачі останнім часом встановлюють в баках об'ємних гідроприводів ведучих коліс самохідних сільськогосподарських машин.

Повітровипускник призначений для випускання повітря із гідропрстрою гідроприводу з метою зменшення вмісту повітря у робочій рідині.

Теплообмінники призначені для забезпечення заданого температурного режиму. Їх поділяють на **охолоджувачі (радіатори) і підігрівачі рідини**. У гідроприводах мобільної техніки, як правило, робочу рідину охолоджують. Залежно від способу охолодження охолоджувачі бувають **водяні і повітряні**.



Охолоджувач гідравлічної оливи



Гідравлічний радіатор та теплообмінник, як обрати?

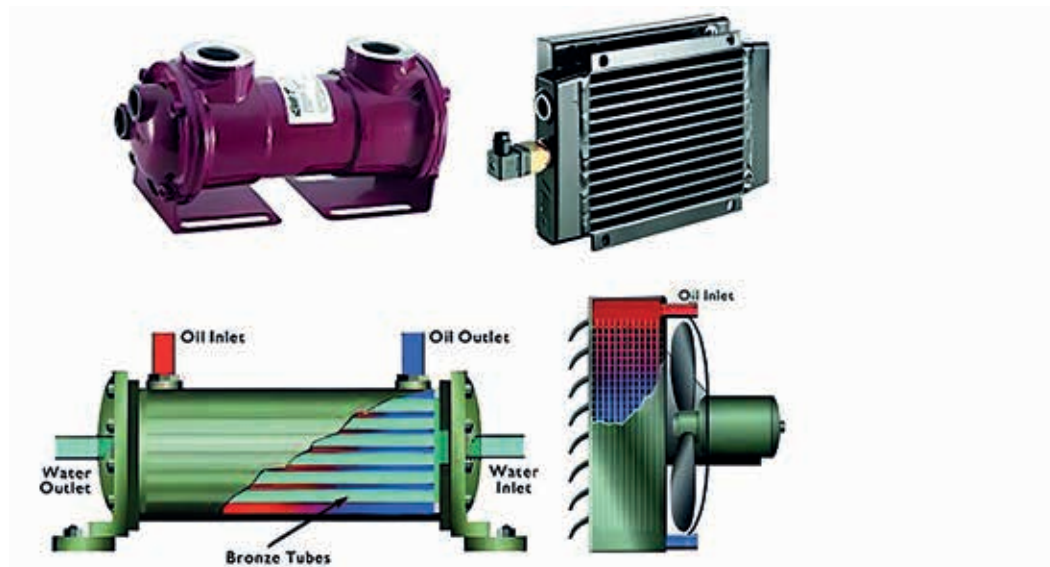


Рис. 5.9. Водяний і повітряний теплообмінники

Водяний охолоджувач складається з корпусу 2 (рис. 5.11), теплообмінника 3, виконаного у вигляді змійовика та перегородок 4, приварених до корпусу для поліпшення теплопередачі. Штуцер 1 призначений для підведення оливи у змійовик, а штуцер 5 – для відведення її до гідродвигуна. Штуцер 6 призначений для підведення води у корпус, а штуцер 7 – для її відведення. Іноді замість штуцера 6 монтують заливну горловину, а замість штуцера 7 – зливну пробку. За повітряного охолодження олива, що проходить через теплообмінні трубки, охолоджується повітряним потоком, який створюється вентилятором.



Принцип роботи теплообмінника

Підігрівачі встановлюють у гідроприводах машин, що працюють в умовах низьких температур. Розрахунок теплообмінника зводиться до визначення його площі поверхні.



Рис. 5.10. Загальний вигляд і будова водяного охолоджувача

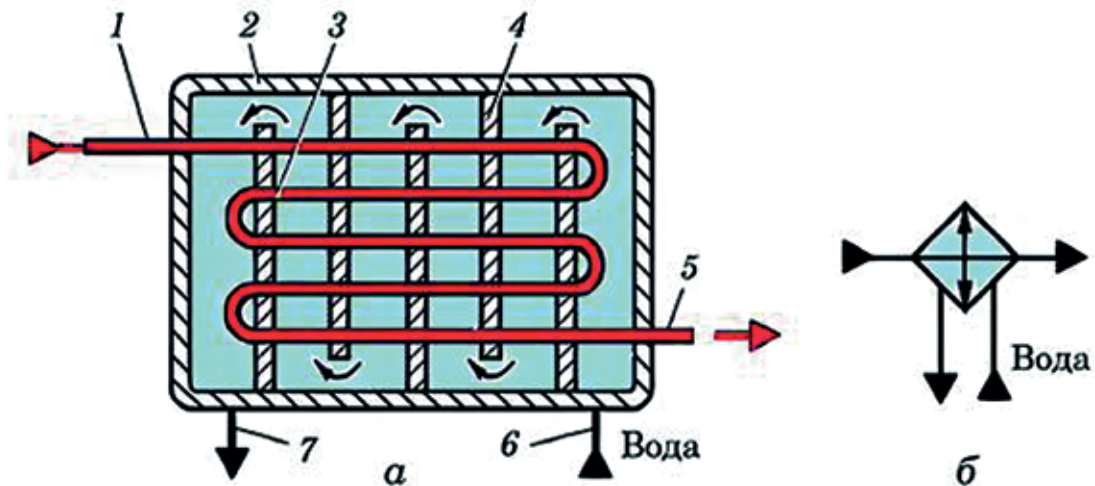


Рис. 5.11. Схема принципу роботи водяного охолоджувача

5.2. Призначення гідропосудин (гідроємностей). Гідробаки і гідроаккумулятори, будова та принцип роботи

Гідропосудиною (гідроємністю) називають пристрій, призначений для зберігання у ній робочої рідини з метою використання в процесі роботи гідроприводу. До гідропосудин належать гідробаки і гідроаккумулятори.

Гідробаки – це ємності, призначені для живлення гідроприводу робочою рідиною, компенсації різниці обсягів порожнин гідродвигунів,

поповнення зовнішніх витоків та охолодження робочої рідини. Масляний бак також служить для збирання та відстоювання робочої рідини. Крім того, через гідробак здійснюється теплообмін між робочою рідиною та навколишнім середовищем; у ньому відбувається видалення з робочої рідини повітря, піногасіння та осідання механічних та інших домішок.



Рис. 5.12. Схема класифікації гідропосудин



Рис. 5.13. Конструкції гідробаків різних типів



Що таке сапун гідравлічного бака?

Складовими частинами гідробака (рис. 5.14) є корпус, фільтр із запобіжним клапаном, сапун, заливна горловина, зливна пробка, пристрій для контролю рівня рідини та штуцери чи наконечники для під'єднання всмоктувальних і зливних трубопроводів.

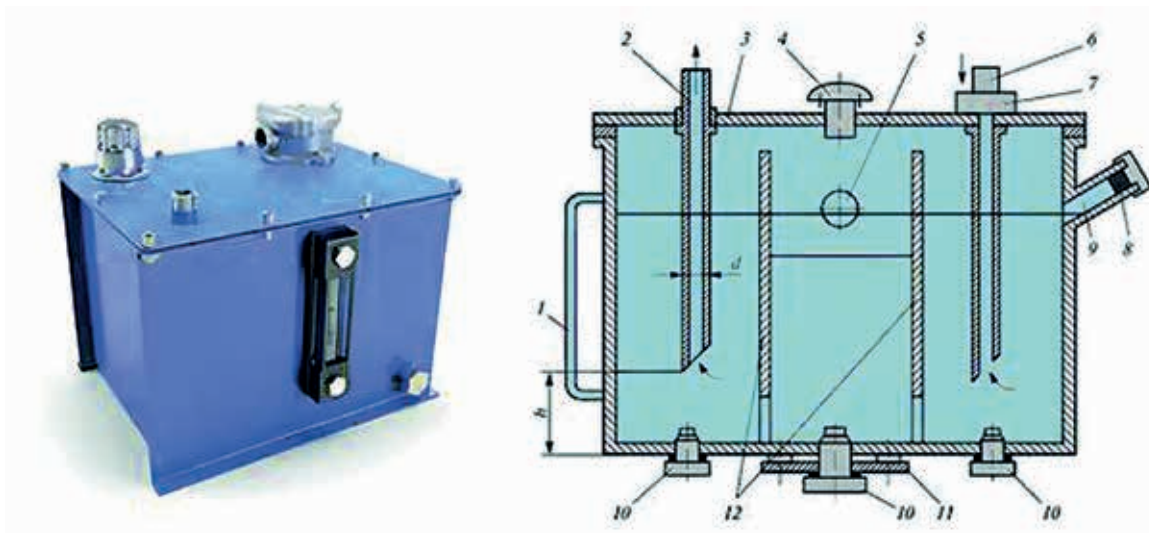


Рис. 5.14. Загальний вигляд та схема будови гідробака:
 1 – вказівник оливи; 2 – всмоктувальна труба; 3 – кришка; 4 – сапун;
 5 – оглядове вікно; 6 – зливна труба; 7 – фільтр; 8 – сітчастий фільтр;
 9 – заливний отвір; 10 – магнітна пробка; 11 – кришка для заливу;
 12 – перегородки (заспокійники)

Об'єм бака повинен бути не меншим за трихвилинну продуктивність встановлених насосів і обладнаний відстійником і краном для зливу забруднювачів і конденсату, оглядовим склом або жезловим покажчиком для контролю рівня оливи, термометром для контролю за температурою оливи, а також заливною горловиною з фільтром і сапуном. Для збільшення здатності бака відокремлювати бруд і воду його дно має бути трохи нахилене (глибша частина навпроти зливного патрубку). Об'єм бака узгоджується із ГОСТ 12448-80.

Гідробаки виготовляють звареними з листової сталі (алюмінію) товщиною 1–2 мм. Форма гідробаків найчастіше прямокутна. В середині гідробака є перегородки 12, якими всмоктувальна труба відокремлена від зливної б. Крім того, перегородки подовжують шлях циркуляції робочої рідини, завдяки чому покращуються умови для піногасіння та осідання на дно гідробака домішок, що містяться в робочій рідині. Висота перегородки $H=2/3L$, де L – мінімально допустимий рівень рідини в баку.

Кращому видаленню повітря із робочої рідини сприяє дрібна сітка, поставлена в гідробаку під кутом. Для вирівнювання рівня рідини у гідро-

баку перегородки мають отвори на висоті 50–100 мм від дна. Заливання робочої рідини виконують через отвір 9 із сітчастим фільтром 8, що має комірки розміром не більше 0,1 мм. Отвір для заливання робочої рідини закривають накривкою. Для контролю рівня робочої рідини в гідробаку служать покажчик 1 і оглядове вікно 5.

Для вирівнювання тиску над поверхнею рідини в баку з атмосферним тиском служить сапун 4. Можливі випадки, коли тиск у гідробаку відрізняється від атмосферного (надлишковий тиск або вакуум).

Зливну та всмоктувальну труби встановлюють на висоті $h=(2...3)d$ від дна бака, а кінці труб скошують під кутом 45°. При цьому скіс зливної труби спрямований до стінки, а всмоктувальної – від стінки. Таке розташування кінців труб зменшує змішування рідини з повітрям, піднімання осаду і потрапляння домішок у всмоктувальну гідролінію. У верхній частині труби може бути встановлений фільтр.

Дно гідробака має отвір з кришкою 11 для заливання робочої рідини, періодичного очищення та промивання гідроємності. На дні можуть бути встановлені магнітні пробки 10 для затримання металевих домішок.

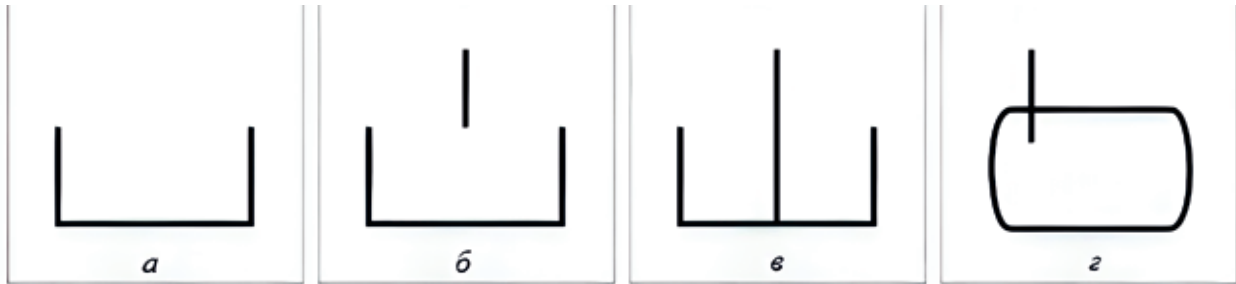


Рис. 5.15. Умовне графічне позначення гідробака на принциповій гідравлічній схемі:
а – з атмосферним тиском; *б* – зі зливом вище рівня оливи; *в* – зі зливом нижче рівня оливи;
г – із надлишковим тиском і зливом вище рівня оливи

Гідроаккумулятор – це гідропосудина, призначена для акумулювання та повернення енергії робочої рідини, що перебуває під тиском.

Типи гідроаккумуляторів

За способом накопичення енергії гідроаккумулятори поділяють на два типи:

Гідроаккумулятори з механічним накопичувачем

До конструкцій цього типу належать:

- вантажні гідроаккумулятори;
- пружинні гідроаккумулятори.

Гідроаккумулятори з пневматичним накопичувачем

Їх конструкції відрізняються способом розділення рідини і газового середовища:

- балонні гідроаккумулятори;
- поршневі гідроаккумулятори;

- мембранні гідроаккумулятори;
- сифонні гідроаккумулятори.

Вантажний гідроаккумулятор – вертикально встановлений плунжерний циліндр, плунжер якого зв'язаний з масивним вантажем, що створює направлену вниз масову силу G . Під час заряджання акумулятора плунжер з вантажем силою тиску робочої рідини піднімається на деякий рівень і виконана рідиною робота по підйому перетворюється в потенційну енергію піднятої маси. Якщо в гідросистемі з таким акумулятором виникає потреба в короточасному і значному збільшенні витрати робочої рідини, акумулятор розряджається: під дією масової сили вантажу з циліндра витісняється в гідросистему об'єм робочої рідини при стабільному тискові.

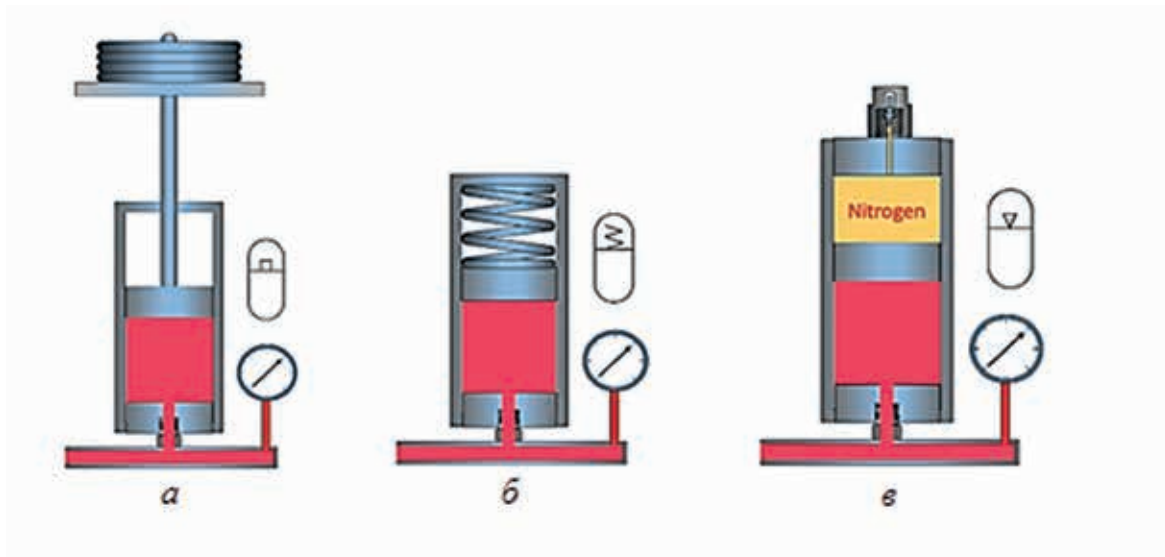


Рис. 5.16. Гідроаккумулятори:
а – вантажний; *б* – пружинний; *в* – гідропневматичний

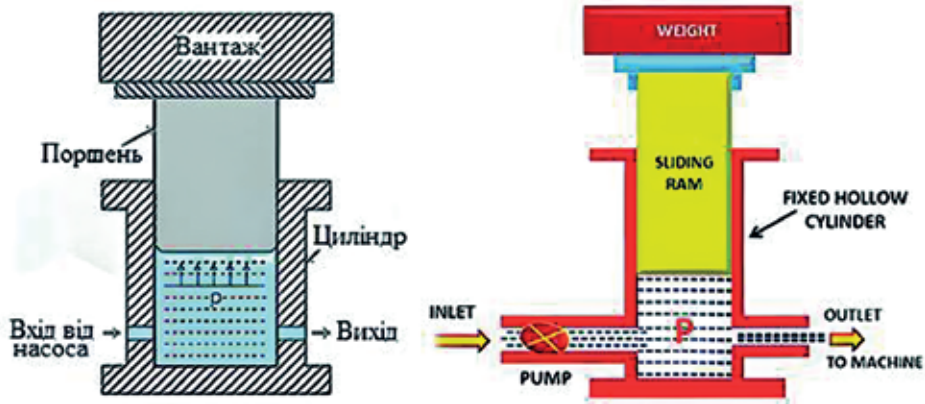


Рис. 5.17. Схема роботи вантажного гідроакумулятора



Анімація роботи вантажного гідроакумулятора

В **пружинному гідроакумуляторі** робоча рідина підведена в поршневу камеру циліндра, поршень якого навантажений зусиллям попередньо стиснутої пружини. Під дією тиску рідини поршень додатково деформує пружину. Кожному його положенню відповідає певний рівень тиску робочої рідини. Зарядка і розрядка такого акумулятора можливі тільки при змінах тиску у гідросистемі. За збільшення тиску зростає об'єм поршневої камери і вона наповнюється додатковою кількістю рідини, яка буде повернена назад в гідросистему за зниження тиску до попереднього рівня.

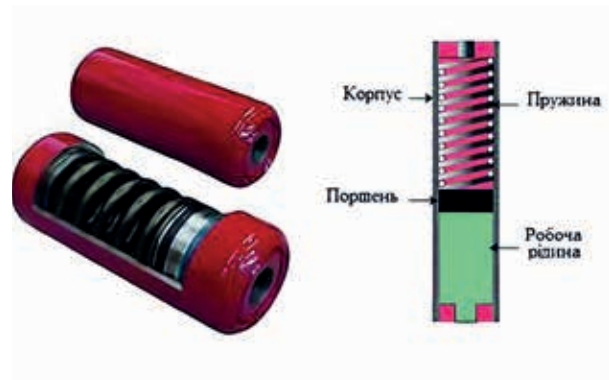


Рис. 5.18. Загальний вигляд і схема пружинного гідроакумулятора

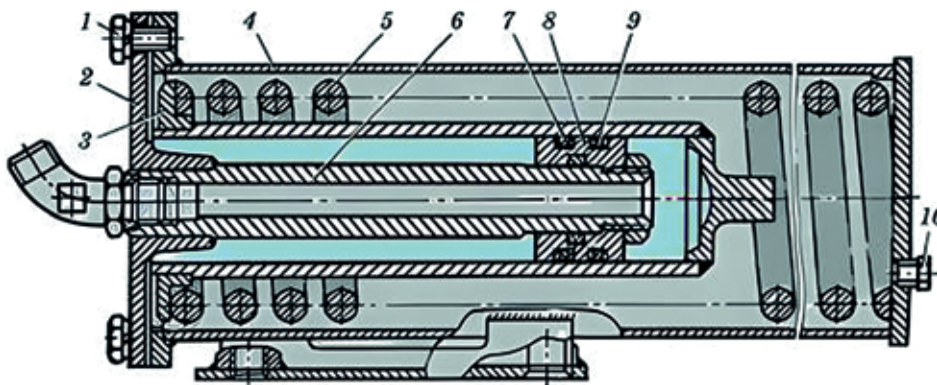


Рис. 5.19. Будова пружинного гідроакумулятора:

1 – болт; 2 – передня кришка; 3 – циліндр; 4 – кожух; 5 – пружина; 6 – шток;
7 – захисне кільце; 8 – поршень; 9 – ущільнювальне кільце; 10 – зливна пробка

Основні параметри пружинного гідроаккумулятора

Об'єм V пружинних гідроаккумуляторів визначають за залежністю

$$V = Sl, (\text{м}^3) \quad (5.3)$$

де S – площа поршня, м^2 ;

l – хід поршня (пружини), м.

Тиск робочої рідини P визначають (без врахування сил тертя) за залежністю

$$P = \frac{F_{np}}{S} = \frac{F_l + zl}{S}, (\text{Па}) \quad (5.4)$$

де F_{np} – зусилля жорсткості пружини, Н;

F_l – зусилля пружини при її вихідній деформації, Н;

z – жорсткість пружини, Н/м; l – хід пружини, м.

Оскільки зусилля пружини залежить від її ходу, то тиск у пружинному гідроаккумуляторі залежить від ступеня його розрядки, тобто тиск рідини не є постійним.

Характеристики пружинних гідроаккумуляторів

Таблиця 5.2

Показник	Марка гідроаккумуляторів	
	150.37.044-1	50.4609065
Діаметр поршня, мм	110	55
Хід поршня, мм	17	160
Тиск, МПа:		
мінімальний	0,63	0,8
максимальний	0,84	3,1
Маса, кг	8,7	14,5
Застосування	Трансмiсія тракторів типу Т-150	Навісна система тракторів МТЗ-80, МТЗ-82

Гідропневматичні акумулятори за принципом дії аналогічні до пружинних, тільки роль пружини у них виконує газ. Рідина і газове середовище можуть бути розділені поршнем чи діафрагмою або мати безпосередній контакт. В останньому випадку конструкція акумулятора є найпростішою і найтехнологічнішою, але під час його роботи має місце швидке зниження акумулюючої здатності через втрати газу, який виноситься рідиною, розчиняючись в ній. Це також може викликати появу в гідросистемі газових пробок, які призводять до нерівномірності руху гідродвигунів, вібрацій під час їх роботи тощо. Названі недоліки усунені в конструкціях з розділювачами. Зважаючи на низку недоліків, гідроаккумулятори з механічним накопиченням енергії не отримали широкого поширення і мають обмежене застосування.



Анімація роботи пружинного гідроаккумулятора

За незначної зміни тиску в рідинній порожнині гідроаккумулятора газ стискається незначно. У цьому випадку для підтримки тиску у вузькому діапазоні змінюваний об'єм гідроаккумулятора може виявитися недостатнім для робочого процесу. Для того, щоб зміна об'єму менше впливала на зміну тиску, газову порожнину гідроаккумулятора збільшують за допомогою підключення до неї додаткового ресивера. У цьому випадку об'єм газової порожнини складається з об'єму ресивера і змінного об'єму гідроаккумулятора. Економічно доцільно застосовувати гідроаккумулятори в системах з епізодичними піками споживаної витрати, які значно перевищують середні витрати рідини в гідросистемі. Встановлена потужність гідроприводу при цьому може бути зменшена в півтора-два рази, а споживання енергії такою системою можна знизити більш ніж на 50%.

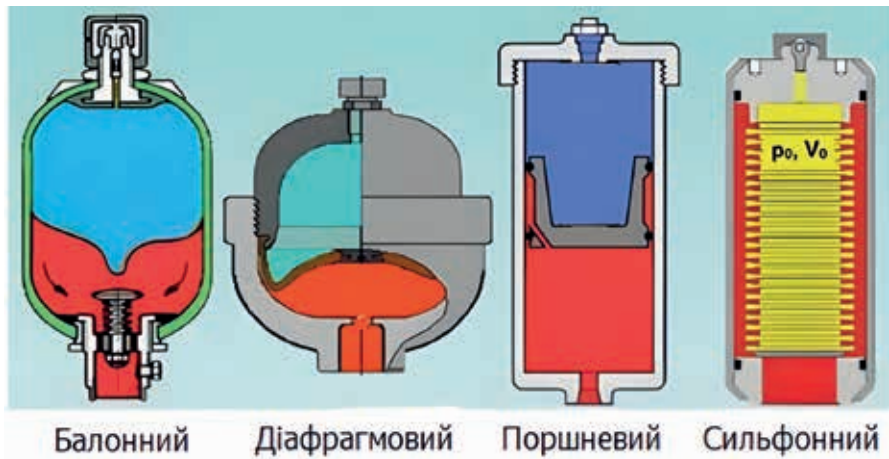


Рис. 5.20. Гідропневматичні акумулятори

Різні за конструкцією (поршневі, балонні, мембранні, сильфонні) і призначенням пневмогідроакумулятори дозволяють отримати рішення для багатьох завдань, таких як:

- акумулювання гідравлічної енергії;
- живлення системи в позаштатних і аварійних ситуаціях;
- урівноваження сил і навантажень;
- компенсація витоків;
- компенсація об'ємів робочої рідини;
- демпфування пульсації поршневих насосів;
- демпфування пульсацій в напірних і всмоктувальних магістралях;
- демпфування пульсації під час роботи паливних насосів високого тиску дизельних двигунів;
- гасіння гідроударів;
- амортизаційна підвіска мобільної техніки та ін.



Типи газових акумуляторів

Поршневі акумулятори містять рідинну та газову камери і поршень як газонепроникний роздільний елемент. Газова камера заздалегідь заповнена азотом. Оскільки рідинна камера сполучена з гідросистемою, за підвищення тиску акумулятор заповнюється робочою рідиною, а газ стискається. За пониження тиску стиснений газ розширюється і витісняє накопичену робочу рідину у гідросистему. Поршковий акумулятор може працювати у будь-якому положенні, проте вертикальне розташу-

вання (газова порожнина зверху) є переважним, оскільки дозволяє виключити можливість осадження наявних у рідині часток забруднень на поршні та їх попадання в ущільнення.

Основні елементи (рис.5.21): гільза 1, поршень 2 із системою ущільнень та кришки 3 і 4 з оливопідвідним отвором 5 і зарядним вентилем 6. Гільза виконує дві функції. По-перше, вона сприймає внутрішній тиск і, по-друге, служить як напрямна для поршня, що є роздільником між газовою та рідинною камерами. Внутрішня поверхня гільзи (дзеркало) оброблена з найвищою точністю і якістю. Спеціальна система ущільнень забезпечує мінімальне тертя у спряженні поршня з гільзою. Таким чином, між газом і рідиною досягається рівень перепаду тиску не більше 1 бара.

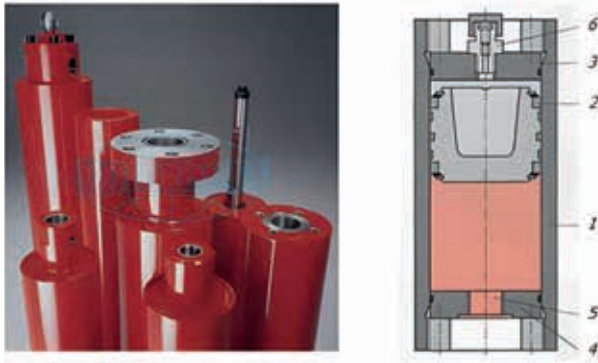


Рис. 5.21. Загальний вигляд і будова поршневого акумулятора

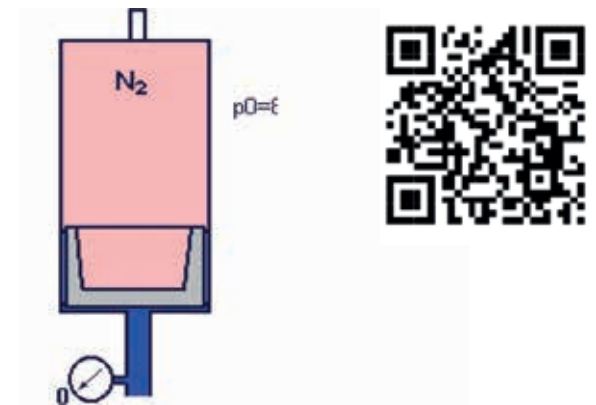


Рис. 5.22. Робота поршневого акумулятора:
а – тиск переднього заряду, немає накопиченої енергії; б – мінімальний тиск в системі, мінімальна накопичена енергія; в – максимальний тиск в акумуляторі, максимальна накопичена енергія



Анімація роботи поршневого акумулятора

У поршневих акумуляторах можливий контроль положення поршня. Для цього передбачається шток, що виходить назовні, з кулачком, що діє на кінцевий вимикач. З'являється можливість відстежувати положення поршня у будь-якому місці ходу. Зазвичай за допомогою подібної системи здійснюється управління включенням або виключенням насоса.

Балонний гідроакумулятор отримав свою назву завдяки формі роздільника, що відокремлює газ (азот) від рідини: на вигляд він нагадує гумовий балон або витягнуту грушу, що знаходиться в такій же за формою металевій ємності. З одного боку акумулятора гумова груша заправляється азотом, а з іншого боку він приєднується до робочої порожнини, з якої надходить робоча рідина. У цей час балон з газом стискається, поступаючи об'ємом рідини. Коли тиск у системі падає – газ в балоні розширюється, витісняючи оливу назад у систему. Далі насос знову заправляє акумулятор оливою під тиском, змушуючи газ стискатися. Завдяки своїм конструктивним особливостям, балонний гідроакумулятор не так інертний, як поршневий. У порівнянні з мембранним гідроакумулятором, відрізняється великими розмірами.

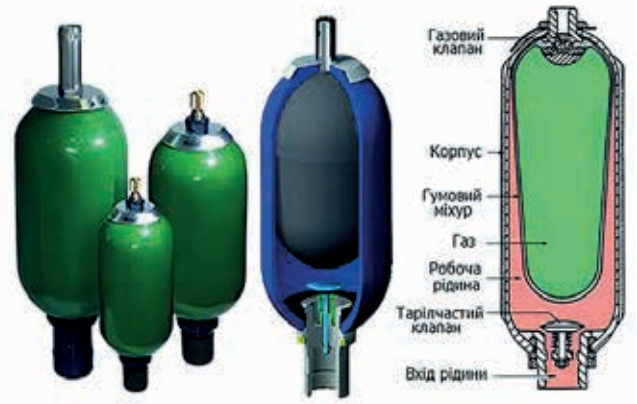


Рис. 5.23. Загальний вигляд і будова балонного акумулятора

Функції балонних акумуляторів:

- живлення гідравлічної системи в аварійних ситуаціях;
- акумулювання енергії;
- урівноваження сил;
- компенсація витоків рідини;
- гасіння гідроударів і пульсацій;
- підтримання необхідного тиску в системі, якщо насос вимкнено.

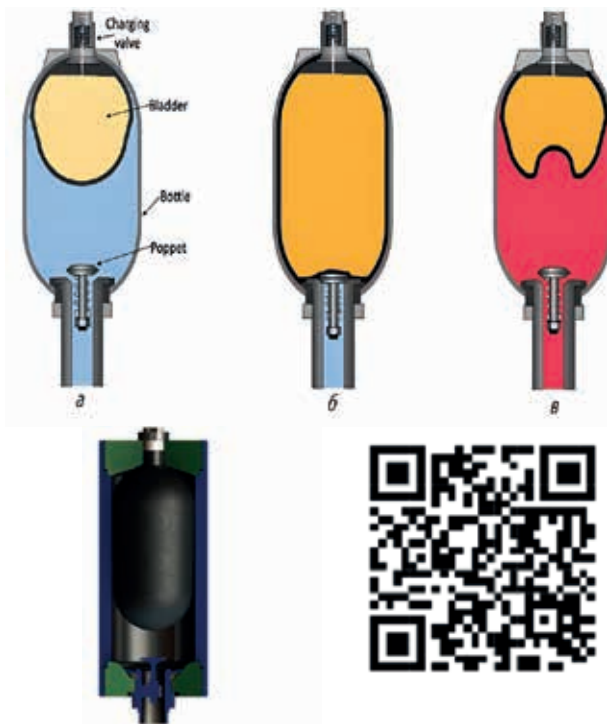


Рис. 5.24. Робота балонного акумулятора:

- а – акумулятор перед зарядкою; б – акумулятор заправлений газом, тарілчастий клапан закритий; в – акумулятор повністю заряджений, максимально накопичена енергія*

Мембранний гідроакумулятор служить для накопичення робочої рідини з наступною її віддачею в потрібний момент часу. Також їх широко застосовують для демпфування (згладжування) пульсацій тиску і гідроударів у системі. Як у поршневих і балонних гідроакумуляторів, цей процес відбувається за рахунок стислого газу. У вигляді роздільника середовищ застосовується каучукова мембрана, яка закріплена на внутрішній стінці кор-

пусу і деформується в процесі стиснення чи розширення азоту. У верхній частині гідроакумулятора встановлений газовий клапан, що перешкоджає виходу азоту з газової порожнини. За відсутності тиску в рідинній порожнині, мембрана повністю притискається до вихідного отвору. Щоб внутрішні краї цього отвору не пошкоджували каучук, в мембрані в цьому місці розміщено тарілчастий клапан. В якості газу у верхній порожнині найчастіше застосовують азот та ніколи – повітря чи кисень. Це обумовлено тим, що повітря і кисень, які знаходяться під тиском, – вибухонебезпечні.



Рис. 5.25. Загальний вигляд і будова мембранного акумулятора

Мембранні гідроакумулятори (або пневмогідроакумулятори) бувають **перезарядними, розбірними і запаяними** (цей вид заряджає азотом сам виробник при виготовленні). Крім того, акумулятори можуть бути виготовлені з різних матеріалів – як корпус, так і самі мембрани. Застосування тих чи інших матеріалів зумовлене різними умовами експлуатації (температура, робоче середовище та ін.). Завдяки своїм компактним розмірам ці акумулятори широко застосовуються в мобільній техніці.

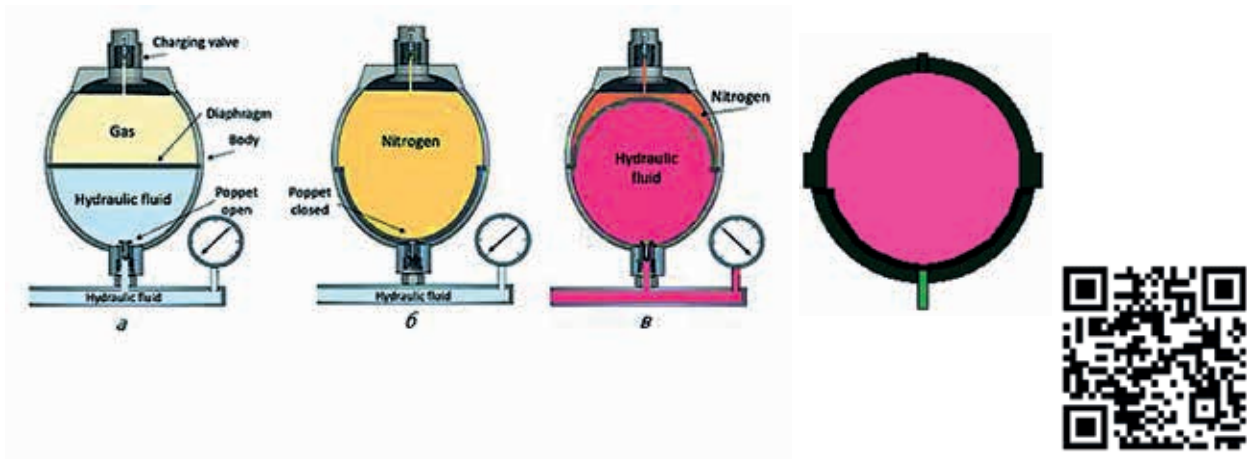


Рис. 5.26. Робота мембранного акумулятора:

*а – акумулятор перед зарядкою; б – акумулятор заправлений газом, тарілчастий клапан закритий;
в – акумулятор повністю заряджений, максимально накопичена енергія*



Рис. 5.27. Загальний вигляд і будова сифонного акумулятора: 1 – корпус; 2 – сифон; 3 і 4 – кришки;

5 – оливопровідний отвір; 6 – впускний клапан; 7 – робоча рідина; 8 – газ

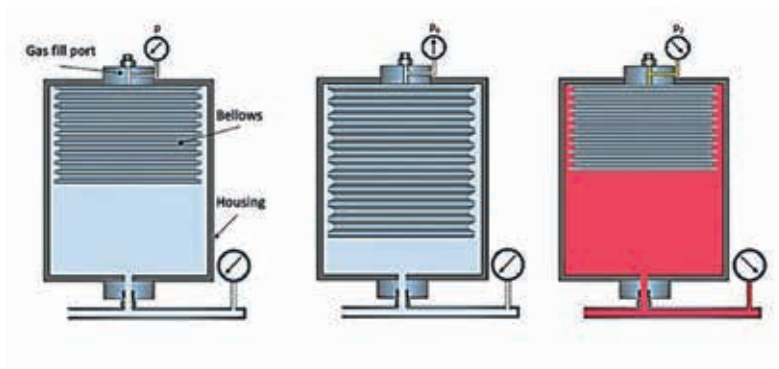


Рис. 5.28. Робота сифонного акумулятора:

*а – акумулятор без газового і гідравлічного тиску; б – розширення сифона після зарядження газом;
в – стискання сифона після повного зарядження*

Сильфонний акумулятор складається із металевої камери, що розширюється, всередині корпусу. Металева камера попередньо заповнюється азотом, а потім корпус піддається дії гідравлічної рідини під високим тиском. Стінки розширювального контейнера не торкаються стінок корпусу, тому фрикційне зношування при розширенні та втягуванні сильфона відсутнє.



Як працює гідроакумулятор?

Переваги і недоліки гідроакумуляторів

Таблиця 5.3

Тип гідроакумулятора	Схематичне зображення	Переваги	Недоліки
Вантажний гідроакумулятор		постійний тиск гідроакумулятора простота конструкції великий робочий об'єм низька вартість	низька енергоємність висока інерційність громіздкість конструкції низький тиск
Пружинний гідроакумулятор		відносна простота конструкції невисока вартість	тиск залежить від характеристики і лінійної деформації пружини невеликий робочий об'єм інерційність
Гідропневматичний акумулятор		висока енергоємність за малих розмірів різні виконання за конструкцією і призначенням	тиск акумулятора змінюється залежно від політропного процесу стиску і розширення газу



Анімація роботи гідроакумулятора

5.3. Гідропроводи (гідролінії). Жорсткі та гнучкі трубопроводи, їх призначення і будова

Гідропроводом (гідролінією) називають пристрій, призначений для проходження оливи від одного елемента гідропроводу до іншого під час роботи.

За призначенням гідропроводи поділяють на **всмоктувальні, напірні, зливні, керувальні та дренажні**. По всмоктувальних гідропроводах олива рухається до самовсмоктувальних насо-

сів; по **напірних** – під тиском від насоса, гідроаккумулятора або гідромагістралі; по зливних – до гідробаків; по керувальних – до пристроїв для керування ними; по дренажних гідропроводах відводиться олива, що просочилась крізь ущільнення.

Конструктивно гідропроводи – це трубопроводи, канали і з'єднання.

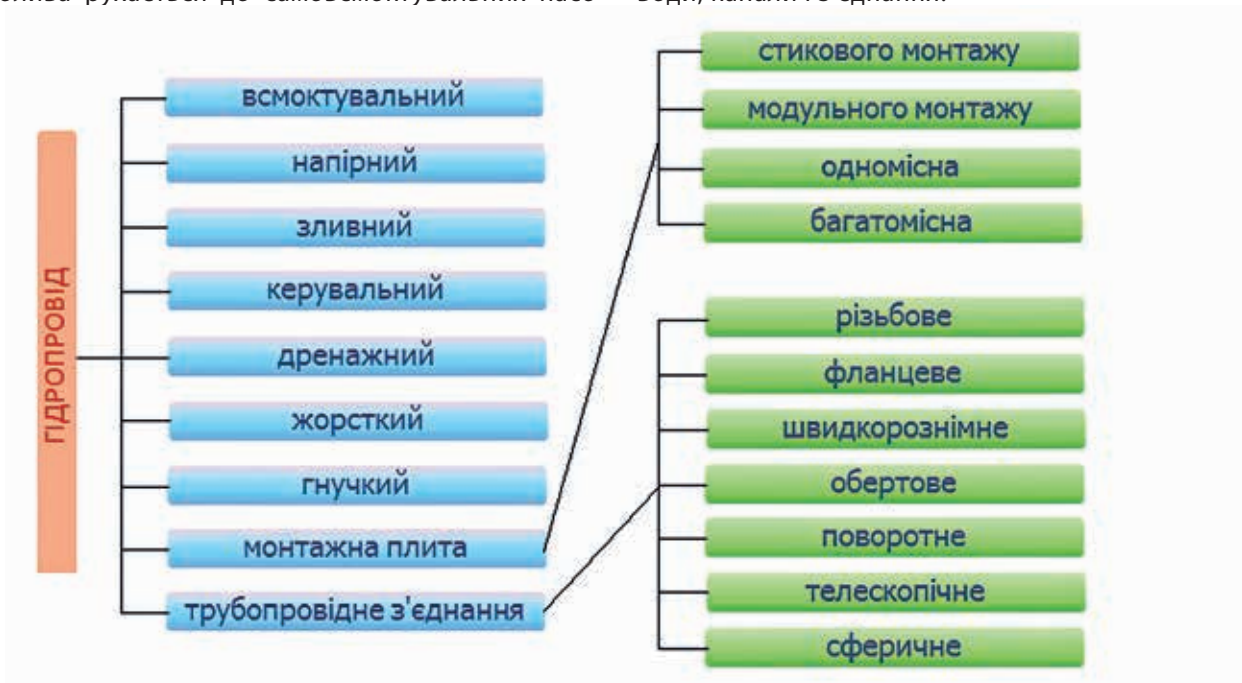


Рис. 5.29. Схема класифікації гідропроводів



Рис. 5.30. Гідравлічні трубопроводи

Трубопроводи бувають **жорсткі і гнучкі**.

Жорсткі трубопроводи виготовляють із сталі, міді та сплавів алюмінію. Стальні труби застосовують за всіх тисків і витрат. Їх виготовляють безшовними холоднотягнутими і холоднокатаними (при зведеному (внутрішньому) діаметрі $d < 30$ мм) або безшовними гарячекатаними (при $d > 30$ мм). Матеріал труб – вуглецева і легована сталь (сталь 20, 20Х тощо) та корозійностійка сталь (12Х18Н10Т та ін.). Мідні труби застосовують за тисків рідини менших ніж 16 МПа і $d \leq 16$ мм. Перевага мідних труб, порівняно зі стальними, – їх гнучкість, що забезпечує монтаж складних за конфігурацією гідросхем. Проте вони важчі, дорого коштують та менш міцні. Труби із сплавів алюмінію легкі, гнучкі, зручні під час монтажу гідроприскоїв, їх застосовують за тисків до 20 МПа у гідроприводах з обмеженою масою, а

також як зливні і всмоктувальні гідропроводи.

Гнучкі трубопроводи – це рукави високого тиску (РВТ). Їх застосовують для з'єднання гідроприскоїв гідроприводу, що розміщені на рухомих частинах машин, які можуть переміщуватись одна відносно одної. Рукав має внутрішній шар 1 (рис. 7.1), бавовняну обплітку 2, металеву обплітку 3 і 5, проміжний 4 і зовнішній 6 гумові шари. Застосовують також РВТ з внутрішньою фторопластовою трубкою.

На рис. 5.33, а показано спосіб затиснення рукава за допомогою закатки у профільний наконечник. Такий спосіб застосовують при тисках рідини до 16 МПа і більше. Він забезпечує надійну герметичність і допускає значні осьові навантаження. За робочих тисків до 0,5 МПа рукав нагвинчують на ніпель, що має гребінчасту поверхню (рис. 5.33, б).



Рис. 5.31. Жорсткі трубопроводи

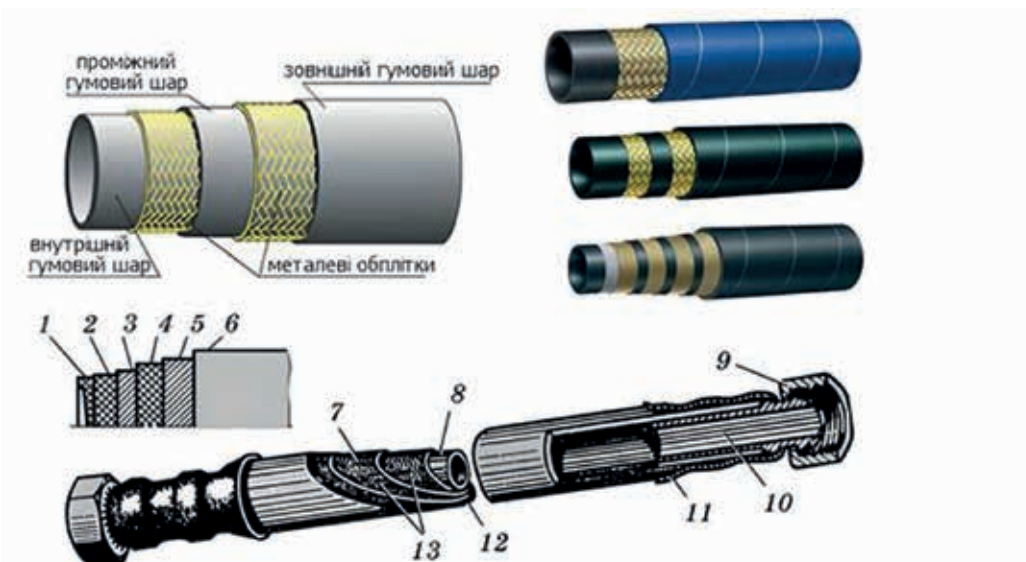


Рис. 5.32. Гнучкі трубопроводи:

- 1 – внутрішній шар; 2 і 13 – бавовняна обплітка; 3, 5 і 7 – металеві обплітки;
4 і 6 – відповідно проміжний і зовнішній гумові шари; 8 – гумова камера;
9 – накидна гайка; 10 – ніпель; 11 – муфта; 12 – прогумована тканина



Гідравлічний рукав - як зібрати

З метою зменшення втрат тиску оливи на подолання гідравлічного опору необхідно дотримуватись певних правил монтажу РВТ (рис. 5.34).

У деяких випадках гідропроводи можуть бути безтрубними. Це тоді, коли окремі елементи гідропроводу розміщені близько один від одного або на спільній основі. В такому разі елементи гідропроводу сполучаються каналами, що виконані свердленням, штампуванням чи литвом у корпусах цих елементів або у спеціальних монтажних плитах стикового та модульного монтажу.

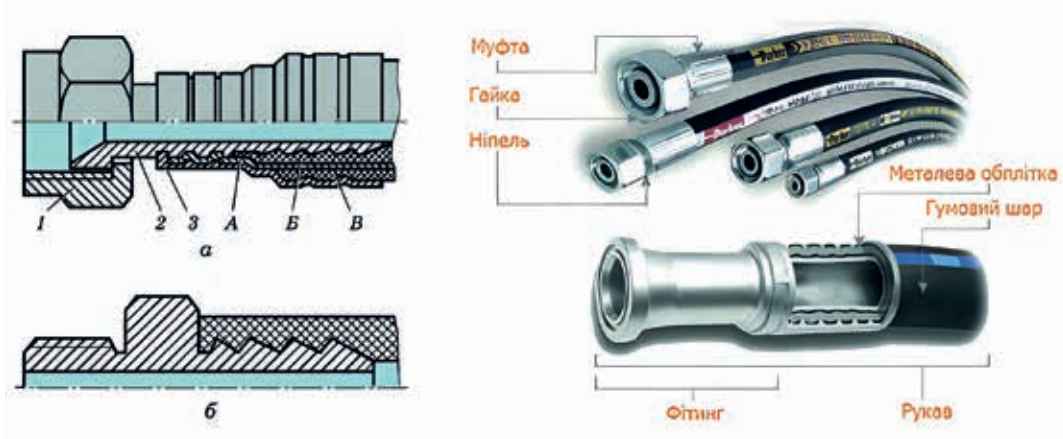


Рис. 5.33. Способи закування рукавів:
а – при тисках рідини до 16 МПа і більше; *б* – при тисках рідини до 0,5 МПа;
1 – гайка; 2 – ніпель; 3 – муфта; А – металева облітка;
Б – внутрішній гумовий шар; В – зовнішній гумовий шар

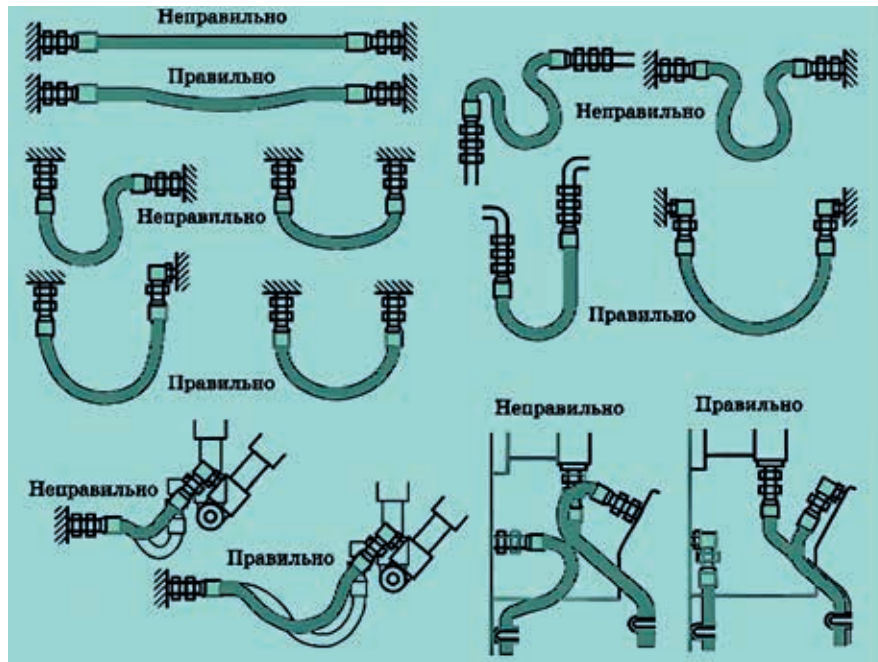


Рис. 5.34. Схеми монтажу рукавів високого тиску

5.4. Трубопровідні з'єднання

Жорсткі та гнучкі трубопроводи приєднують один до одного, а також до гідромашин, гідророзподільників тощо за допомогою спеціальних деталей, які називають **з'єднувальною арматурою** (з'єднанням або фітингами). Такі з'єднання мають бути міцними і герметичними.

З'єднання бувають **нерозбірними і розбірними**.

Нерозбірне з'єднання – це перехідна втулка 2 (рис. 5.35, а), яку приварюють (припаюють) до металевих труб 1. Таке з'єднання застосовують для трубопроводів, що не підлягають демонтажу.

Розбірні з'єднання нерухомі – це з'єднання за допомогою фланців, штуцерів, ніпелів тощо.

З'єднання з розвальцюванням (по зовнішньому конусу) застосовують для труб діаметром 30 – 35 мм, виготовлених із кольорових металів або ковкої сталі. Таке з'єднання відрізняється простотою, але має обмежене число повторних демонтажів, застосовують його при тисках не більш як 30 МПа. Труби 1 (рис. 5.35, б) з'єднують прохідником 5 за допомогою ніпеля 3 і двох накладних гайок 4.

З'єднання труб по внутрішньому конусу (рис. 5.35, в) застосовують у гідропроводах з робочим тиском до 40 МПа у разі частого демонтажу трубопроводів. Герметичність цього з'єднання забезпечується контактом кулькового ніпеля 3 з конічною поверхнею втулки 2 за допомогою накладної гайки 4.

З'єднання труб з врізувальними кільцями (рис. 5.35, г) широко застосовують у гідропроводах, що працюють за високих тисків (до 40 МПа). Надійна герметичність забезпечується врізанням кільця 7 із твердої цементованої сталі у м'якший матеріал труби 1. При цьому накладна гайка 4 нагвинчується на штуцер 6.

Фланцеве з'єднання трубопроводів (рис. 5.35, д) застосовують для труб діаметром понад 40 мм. Ущільнюють фланці 8 за допомогою м'яких прокладок 9 (мідних або алюмінієвих) або гумових кілець.

Для надійного з'єднання рукавів високого тиску з гідравлічним обладнанням чи будь-якими пристроями, використовують велику кількість різноманітних фітингів.

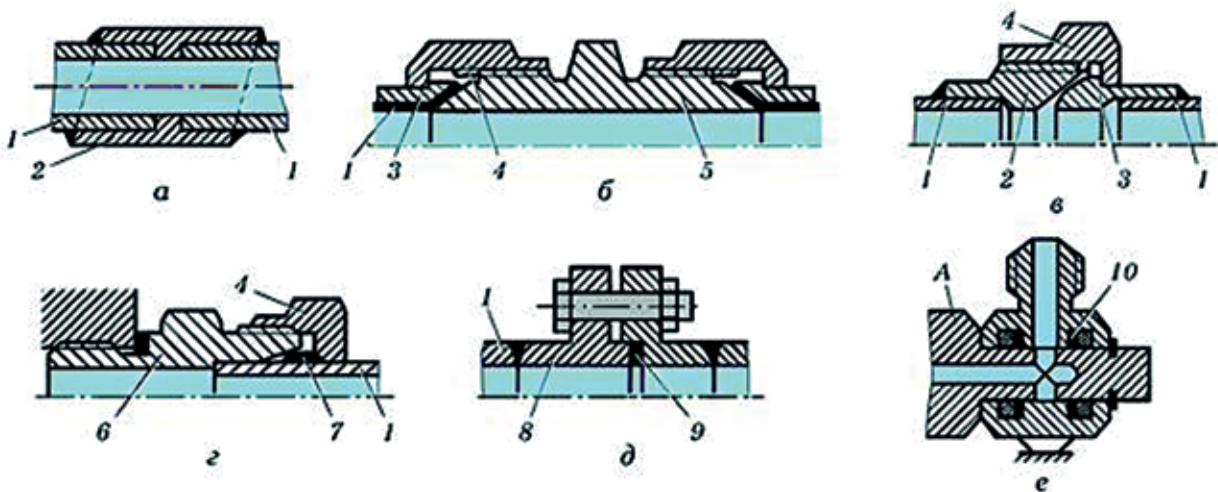


Рис. 5.35. Трубопровідні з'єднання:

*а – нерозбірне; б – з розвальцювальним (по зовнішньому конусу);
в – по внутрішньому конусу; г – з врізувальними кільцями; д – фланцеве;
е – шарнірне обертове; 1 – труби; 2 – перехідна втулка; 3 – ніпель; 4 – накладні гайки; 5 – прохідник; 6 – штуцер;
7 – кільце; 8 – фланець; 9 – прокладка;
10 – проставка; А – деталь, що обертається*



Рис. 5.36. Фітинги для рукавів високого тиску

Залежно від призначення фітинги для гідравліки поділяють на такі групи:

- штуцери, що використовуються для з'єднання з гнучким шлангом;
- перехідники, які з'єднують труби різного типу;
- кінцеві з'єднання для герметичного закриття кінців труб;
- муфти для з'єднання однакових труб на прямій ділянці;
- коліна, що служать для зміни напрямку трубопроводу на 45°, 90° або 120°;
- трійники для забезпечення відгалуження від основної труби в одному напрямку;
- хрестовини для забезпечення відгалуження від основної труби в двох напрямках.



Типи гідравлічних фітингів

Стальні труби з'єднують з рукавами за допомогою швидкокорознімних муфт (нерухомі з'єднання) для запобігання витіканню оливи і її забрудненню при роз'єднанні. Муфти поділяють на **запірні** і **розривні**.



Вирішення проблеми підтікання оливи

Запінна муфта складається з двох корпусів 4 (рис. 5.37, а) і зворотних клапанів I і II. Обидва корпуси стягують накидною гайкою 5, при цьому кульки 3, опираючись одна на одну, відходять від своїх сідел і звільняють прохід робочій рідині. Якщо накидну гайку відпустити, кульки під дією пружини щільно сядуть у сідла, перекриваючи вихід рідини із трубопроводів.

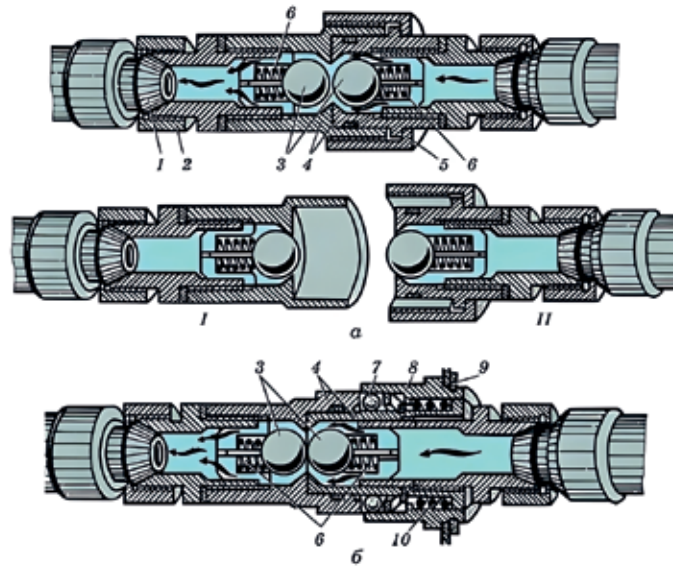


Рис. 5.37. Муфти:

а – запінна; б – розривна; 1 – ніпель; 2, 5 – накидні гайки; 3 – кульки зворотних клапанів; 4 – корпус муфти; 6, 10 – пружини; 7 – кульковий фіксатор; 8 – стакан; 9 – кронштейн; I, II – відповідно ліва і права півмуфти

Розривні муфти з'єднують рукави з виносними гідроциліндрами на причіпних машинах, і запобігають розриву рукавів та витіканню рідини за аварійного роз'єднання агрегату. Корпуси 4 розривної муфти (рис. 5.37, б), на відміну від запірної, з'єднані стаканом 8 з кульковим фіксатором 7. За аварійного роз'єднання машини із причіпним обладнанням рукави натягуються і при зусиллі 150 – 200 Н обидва корпуси муфт переміщуються відносно стакана до виходу кульок фіксатора 7 лівого корпусу, після чого муфта роз'єднується.

Розбірні з'єднання рухомі бувають: **обертювими, поворотними, телескопічними та сферичними**. Такі з'єднання допускають відносне переміщення одного трубопроводу відносно іншого, забезпечуючи прохід рідини в ці трубопроводу. На рис. 5.35, е показано шарнірне обертюве з'єднання. Герметизацію в таких з'єднаннях забезпечують гумові кільця зі шкіряними або фторопластовими прокладками 10.



Рис. 5.38. Загальний вигляд запірних і розривних муфт

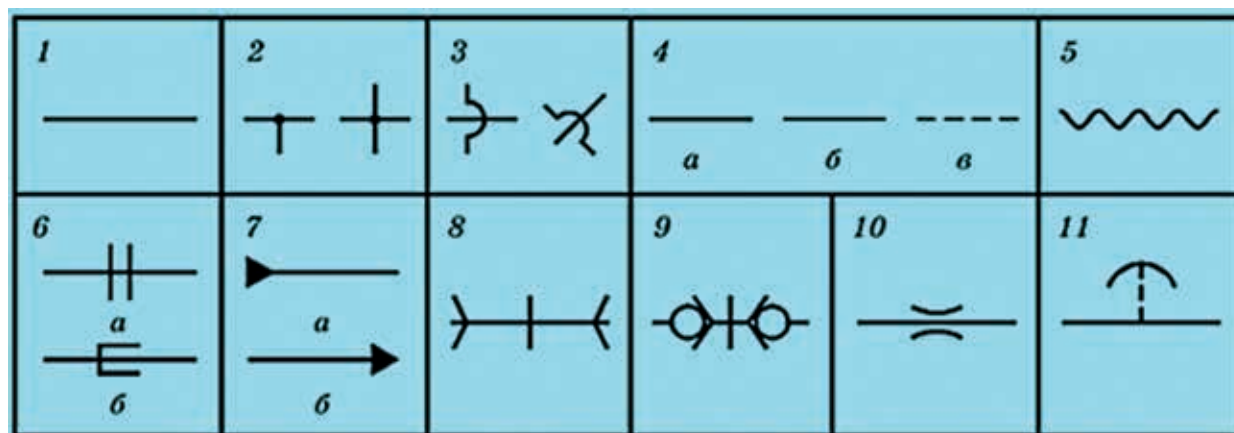


Рис. 5.39. Умовні графічні позначення елементів гідропроводів:
 1 – гідропривід (загальне позначення); 2 – з'єднання гідропроводів;
 3 – перехрещування гідропроводів (без з'єднання); 4 – гідроприводи:
 а – всмоктувальний, напірний, зливний; б – керувальний; в – дренажний;
 5 – гідропривід гнучкий (рукав); 6 – трубопривідне з'єднання: а – фланцеве;
 б – штуцерне різьбове; 7 – гідроприводи: а – напірний; б – зливний;
 8 – швидкокорознімна муфта без зворотних клапанів; 9 – швидкокорознімна муфта зі зворотними клапанами;
 10 – місце гідравлічного опору у гідроприводі;
 11 – місце видалення повітря з гідроприводу

5.5. Призначення ущільнювальних пристроїв. Класифікація ущільнень

Ущільнювальні пристрої призначені для герметизації з'єднань з метою запобігання або зменшення витікання робочої рідини крізь зазори у рухомих і нерухомих з'єднаннях, а також для захисту гідравлічних порожнин від проникнення забруднювальних частинок із зовнішнього середовища.

ДО УВАГИ!

Правильний вибір типу та матеріалу ущільнювальних пристроїв – один із важливих чинників, що визначає економічність, надійність і довговічність роботи машин, обладнаних гідроприводом.

При виборі таких пристроїв враховують тиск у гідроприводі, діапазон зміни робочих температур, характер руху деталей, що стикаються, швидкість їх руху, тип робочої рідини.

Основним елементом ущільнювального пристрою є ущільнення (рис. 5.40), тобто деталь, що контактує з деталями, які стикаються, і запобігає перетіканню робочої рідини крізь зазори між цими деталями.

Еластичні ущільнення (рис. 5.40, а) використовують для герметизації рухомих і нерухомих з'єднань. Кільця круглого перерізу розміщують у прямокутних канавках в обтиснутому стані. Вони надійно працюють при тисках до 35 МПа. Кільця прямокутного перерізу використовують для ущільнення поршнів або штоків з робочим тиском до 30 МПа. Х-подібні і П-подібні ущільнення рекомендують для герметизації деталей із зворотно-поступальним рухом. Іноді їх збирають у пакети по декілька штук. Такі ущільнення можуть працювати при тисках 34 – 50 МПа.

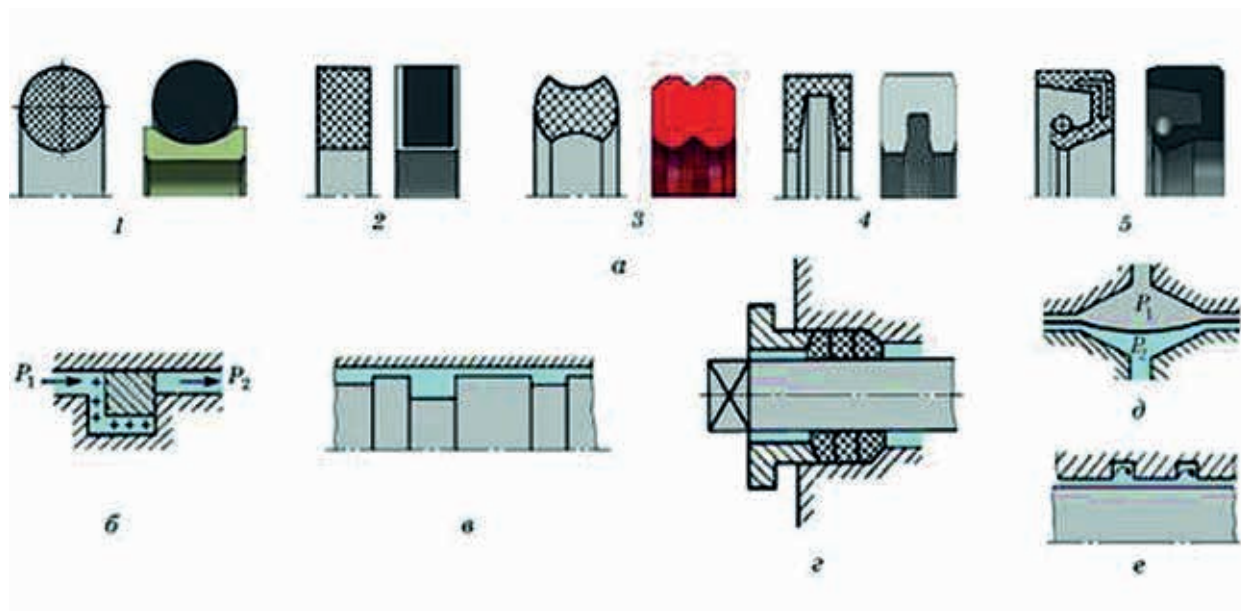


Рис. 5.40. Ущільнення:

а – еластичні: 1 – кругле кільце; 2 – прямокутне кільце; 3 – Х-подібне кільце; 4 – П-подібне кільце; 5 – манжета; б – механічне (чавунне кільце); в – безконтактне; г – набивне; д – діафрагмова; е – лабиринтне

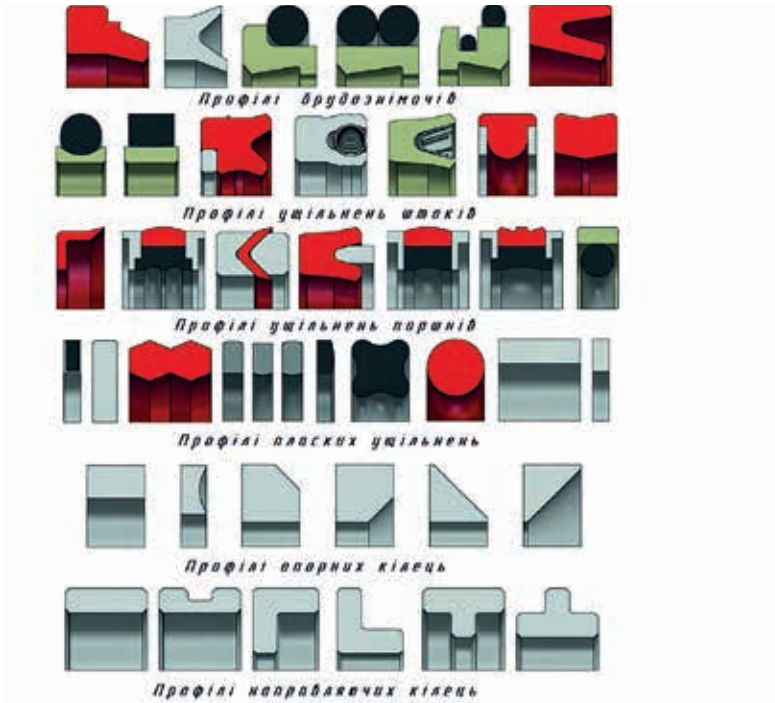


Рис. 5.41. Профілі ущільнень



Гідравлічне ущільнення
гідроциліндрів

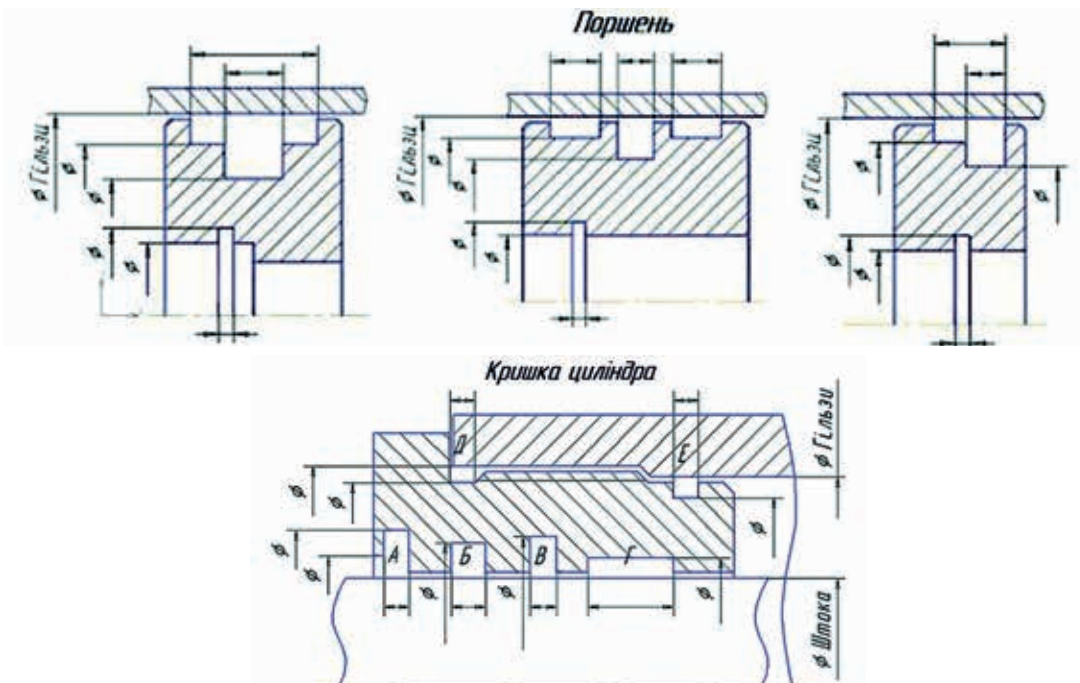


Рис. 5.42. Місця встановлення ущільнень на поршні і в кришці гідроциліндрів:

- А* – місце встановлення брудознімача (скребка);
- Б* – місце встановлення манжети;
- В* – місце встановлення компенсаційної манжети;
- Г* – місце встановлення напрямного кільця;
- Д* – місце установки пилобрудозахисного кільця (тиск не тримає);
- Е* – місце встановлення ущільнення кришки (тиск тримає)

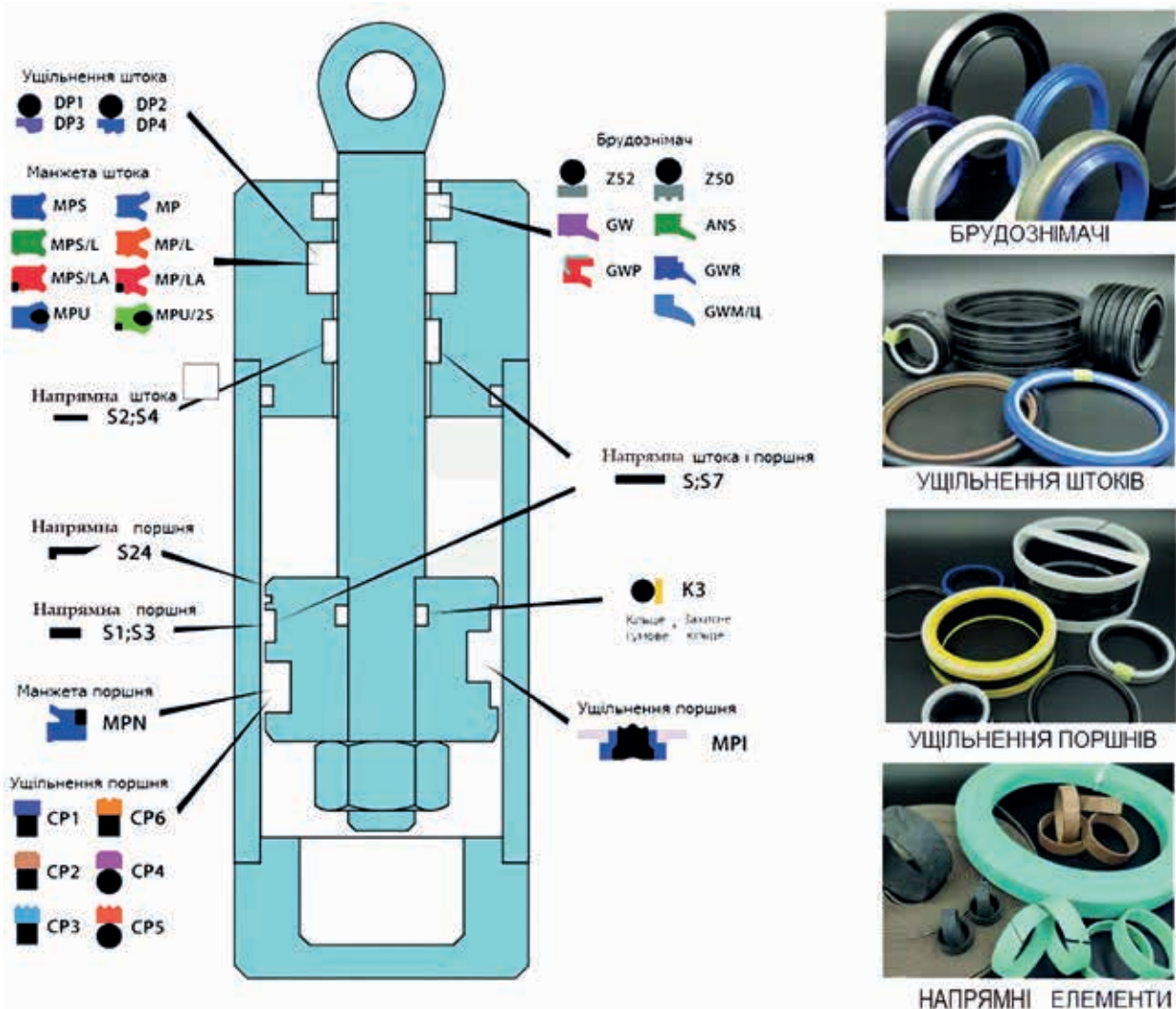


Рис. 5.43. Складові ремкомплект гідроциліндра

Манжетні ущільнення застосовують при тисках рідини до 5 МПа, швидкостях переміщення деталей, що ущільнюються, до 3 м/с і в діапазоні температур від -50 до +100 °С.

Манжети бувають **шевронної** та **U-подібної форми** (рис. 5.45).

Манжети шевронної форми (рис. 5.45, а, б) застосовують для герметизації поршнів і штоків гідроциліндрів. Ущільнення складається із опорного 1 і натискного 3 кілець та пакета манжет 2. Герметичність з'єднань забезпечується деформацією манжет під час монтажу і тиском робочої рідини. За підвищених вимог до герметичності з'єднання

обладнують натискною втулкою 4 або пружиною. Кількість манжет у пакеті зумовлюється робочим тиском у гідроприводі: при $P \leq 6,3$ МПа встановлюють дві – три манжети, а при $P > 6,3$ МПа – чотири – шість. Матеріал для виготовлення манжет і кілець – спеціальна бавовняна тканина, що з двох боків обгумована графітовою гумовою сумішшю. Застосовують також капрон, фторопласт, а для виготовлення кілець – ще і бронзу. Робоча поверхня кілець і манжет має бути гладенькою, без заусениць, вм'ятин і напливів. Недоліком ущільнень із манжет з шевронним профілем є громіздкість і порівняно велика сила тертя.



Рис. 5.44. Загальний вигляд манжетних ущільнень

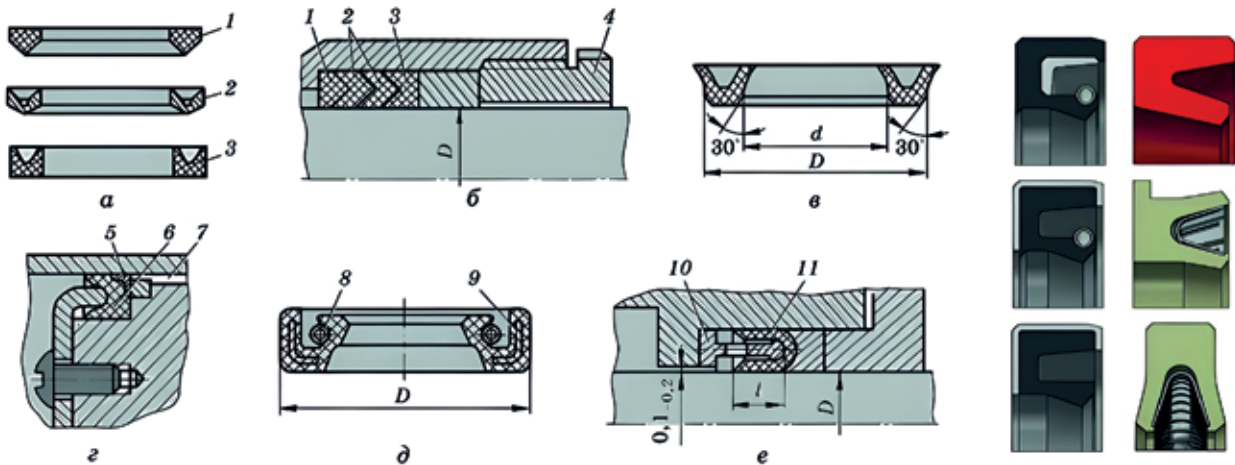


Рис. 5.45. Манжетні ущільнення:

а, б – шевронного профілю; в – U-подібного профілю; г – ущільнення армованою манжетою; д – армована манжета з браслетною пружиною; е – з'єднання зі шкіряною манжетою; 1, 10 – опорні кільця; 2, 11 – шевронні манжети; 3 – натискне кільце; 4 – натискна втулка; 5, 9 – армовані кільця; 6 – манжета U-подібної форми; 7 – зазор між поршнем і циліндром; 8 – браслетна пружина

В ущільненнях із манжет U-подібної форми (рис. 5.45, в) герметизація з'єднання забезпечується контактною поверхнею манжети внаслідок її деформації під час монтажу і під дією тиску рідини. Для виготовлення манжет застосовують шкіру (при $P < 10$ МПа і $t = -20...+70$ °С), спеціальні види гуми (при $P \leq 32$ МПа і $t = -35...+30$ °С), поліхлорвініловий пластикат (при P до 100 МПа і $t = +3...+60$ °С). Для ущільнення деталей з великим

зазором, а також валів (за відсутності у порожнині, що ущільнюється, надлишкового тиску), застосовують армовані манжети різних конструкцій. Армувальне кільце 5 (рис. 5.45, г), що має форму рівнобічного кутника, запобігає випиранню манжети 6 в зазор 7 між поршнем і циліндром. Армовану манжету (рис. 5.45, д) застосовують для ущільнення валів. В цій манжеті армувальне кільце 9 розміщено всередині манжети, а для забезпечен-

ня надійного притискання до поверхні призначена спеціальна (браслетна) пружина 8. Якщо під час роботи манжетного ущільнення високий тиск рідини змінюється, то для поліпшення працездатності ущільнення використовують опорні кільця 10 (рис. 5.45, е).

У механічних ущільненнях (рис. 5.40, б і 5.46) ущільнювальний елемент виготовлений із металевого вуглеграфітового матеріалу або чавунного кільця. Ці ущільнення призначені для деталей зворотно-поступального руху. Під час монтажу замки кожної пари суміжних чавунних кілець слід розвернути один відносно одного на 180°.



Рис. 5.46. Чавунні ущільнювальні кільця із замками

У безконтактних ущільненнях (рис. 5.40, в) герметизація створюється мінімальним зазором між деталями, що стикаються. Такі ущільнення застосовують в елементах золотник – корпус розподільників, коливальних складальних одиницях насосів і гідромоторів, клапанах тощо. При цьому діаметральний зазор має бути 3–5 мкм. Деталі, що виготовлені із різних матеріалів і мають неоднакові коефіцієнти розширення, встановлюють з урахуванням можливого заклинювання під час нагрівання.



Рис. 5.47. Набивні ущільнення

Набивні ущільнення (рис. 5.40, г) застосовують для герметизації тих середовищ, в яких швидко руйнуються еластичні ущільнення (у розчинах, гарячій воді тощо).

На рис. 5.47 зображена набивка АПР-31 (азбестова, плетена з латунним дротом, просочене-

на жировим антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітова) – це еластичний графітований шнур, сплетений з азбестової нитки, з круглим або квадратним перетином. Використовується як ущільнювальний матеріал для сальникових камер з метою герметизації рухомих та нерухомих з'єднань різних машин та апаратів в умовах впливу агресивних середовищ, високих температур та тиску.

Діафрагмові ущільнення (рис. 5.40, д і 5.48) виконані з еластичного матеріалу і забезпечують значну деформацію під дією перепаду тисків середовищ, що герметизуються.

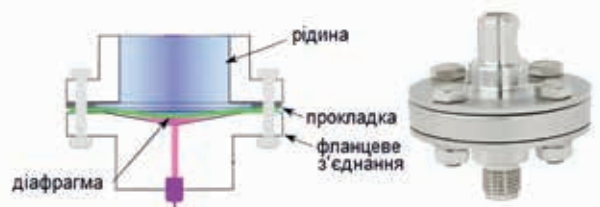


Рис. 5.48. Діафрагмове ущільнення

Лабіринтні ущільнення (рис. 5.40, е) використовують на плунжерах і запірних елементах клапанів.



Рис. 5.49. Лабіринтні ущільнення

ДО УВАГИ!

Будь-яке ущільнення вважається герметичним, якщо після тривалої дії тиску (для нерухомих з'єднань) або після установленної кількості переміщень (для рухомих з'єднань) витікання робочої рідини візуально не виявлене.



Питання для самоконтролю

1. Призначення кондиціонерів робочої рідини.
2. Які бувають фільтри залежно від конструкції фільтрувального елемента?
3. Що називають гідравлічною характеристикою фільтра?
4. Які є фільтри залежно від місця установки в гідроприводі?
5. Для чого призначені теплообмінники?
6. Вкажіть класифікацію гідропосудин.
7. Назвіть основні складові частини гідробака.
8. Які є типи гідроакумуляторів?
9. Принцип роботи пружинного гідроакумулятора.
10. Назвіть переваги і недоліки гідроакумуляторів.
11. Як поділяють гідропроводи за призначенням?
12. Назвіть основні види трубопровідних з'єднань.
13. Як працюють запірні і розривні муфти?
14. Вкажіть призначення ущільнювальних пристроїв.
15. Застосування еластичних і манжетних ущільнень.

6. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

6.1. Гідродинамічні передачі. Будова, класифікація, принцип дії

6.2. Гідромумфта, будова, принцип дії, переваги та недоліки

6.3. Гідротрансформатор, будова, принцип дії, переваги та недоліки

6.4. Основні можливі несправності гідродинамічних передач

6.1. Гідродинамічні передачі. Будова, класифікація, принцип дії

Створення перших гідродинамічних передач пов'язано з розвитком в кінці XIX століття суднобудування. В той час у морському флоті стали застосовувати швидкохідні парові машини. Однак через кавітацію підвищити число обертів гребних гвинтів не вдавалось. Це вимагало застосування додаткових механізмів. Позаяк технології у той час не дозволяли виготовляти високооборотні шестеренні передачі, то виникла потреба у створенні принципово нових передач. Першим таким пристроєм з відносно високим ККД став винайдений німецьким професором Германом Фетінгером гідравлічний трансформатор (патент 1902 року) – об'єднані в одному корпусі насос, турбіна і нерухомий реактор. Однак перша конструкція гідродинамічної передачі, що була застосована на практиці, була створена у 1908 році, і мала ККД

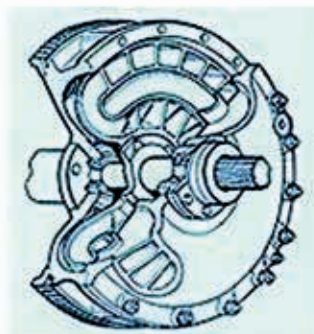
близько 83%. Пізніше гідродинамічні передачі найшли застосування в автомобілях. Вони підвищували плавність зрушення з місця. У 1930 році Гарольд Сінклер, працюючи в компанії Даймлер, розробив для автобусів трансмісію, що включала в себе гідромумфту і планетарну передачу. У 1930-х роках були сконструйовані перші дизельні локомотиви, які використовували гідромумфти.



В об'ємних гідропередачах використовують енергію тиску рідини, у гідродинамічних – кінетичну енергію рідини (швидкісний напір).



Daimler 12HP 1908



hydraulic clutch 1930



Daimler Double-Six 50 P Limousine 1930

Рис. 6.1. Автомобілі фірми Даймлер (гідромумфта у розрізі, 1930-ті роки)

Гідродинамічною передачею називають сукупність механізмів і систем, що передають механічну енергію від двигуна до споживача за допомогою потоку рідини.

Гідродинамічні передачі, як правило, складаються з двох частин: насосної і турбінної.

У насосній частині механічна енергія перетворюється на енергію потоку рідини (динамічний напір). У турбінній частині гідравлічна енергія потоку рідини знову перетворюється на механічну.

У гідродинамічних передачах установлюють лопатеві гідромашини (рис. 6.2).

Гідродинамічні передачі на мобільній техніці використовують як складову трансмісії, що встановлюється між валом двигуна внутрішнього згоряння 1 і вхідним валом коробки зміни передач 6. Робоча рідина подається лопатевим насосом 2 нагнітальним трубопроводом 3 до лопатевої турбіни 4 і, пройшовши через неї, усмоктувальним трубопроводом 3а повертається до насоса 2. В усмоктувальному трубопроводі 3а може бути встановлений напрямний

апарат 5, що завдяки взаємодії потоку рідини з його лопатками дозволяє змінювати величину крутного моменту на валу турбіни МКР.Т порівняно з величиною моменту на насосі МКР.Н. За рахунок великих втрат енергії на подолання сил тертя в нерухомих корпусах насоса 2 і турбіни 4, а також у трубопроводах 3 і 3а максимальний ККД гідродинамічної передачі, виконаної за схемою (рис. 6.2), знаходиться в межах $\eta = 0,5 \dots 0,65$.

Німецький учений Феттінгер запропонував ліквідувати трубопроводи і розташувати насос 2, напрямний апарат і турбіну 4 в одному обертальному кожусі, і назвав цей гідродинамічний передавач гідротрансформатором. При цьому максимальний ККД гідротрансформатора досягає $\eta_{ГТР} = 0,9 \dots 0,92$.

Якщо в гідродинамічному передавачі вимкнути напрямний апарат, то утворюється гідромуфта, максимальний ККД якої дорівнює $\eta_{ГМ} = 0,97 \dots 0,98$, а крутний момент на її вторинному валу дорівнює крутному моменту на первинному.

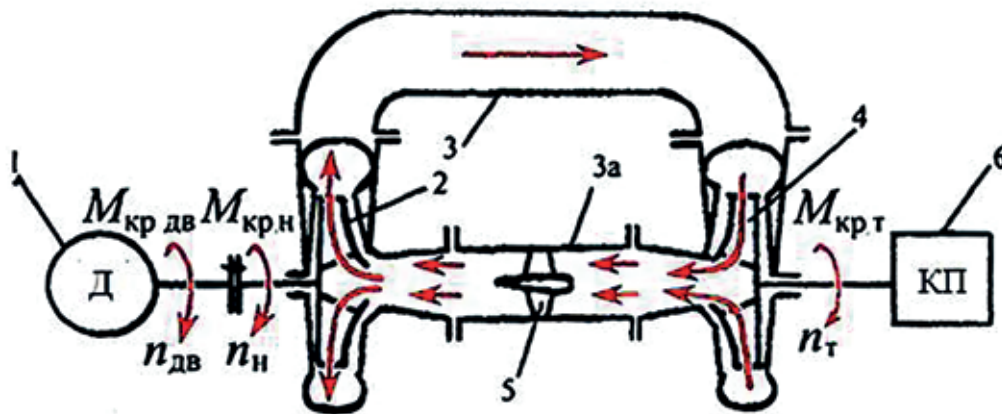


Рис. 6.2. Принципова схема гідродинамічної передачі

Класифікація гідродинамічних передач:

- **гідродинамічні муфти (гідромуфти)**, які передають потужність, не змінюючи крутного моменту, але змінюють частоту обертання вихідної ланки;

- **гідродинамічні трансформатори (гідротрансформатори)**, здатні змінювати під час передачі потужності величину, а іноді і знак крутного моменту та частоту обертання вихідної ланки.

Будова та принцип роботи

Гідромумфи і гідротрансформатори складаються з розташованих у загальному корпусі лопатевих коліс: насосного (приводного) двигуна, з'єднаного з вхідним валом і турбінного, з'єднаного з вихідним валом. Лопаті робочих коліс прикріплені до тороподібних напрямних поверхонь. Поверхні утворюють робочу порожнину гідропередачі, у якій рухається потік рідини (найчастіше малов'язкої мінеральної оливи), що обтікає лопаті коліс.

вантаження двигунів під час запуску, при розгоні приводних об'єктів з великою інерційністю, завдяки чому відпадає необхідність завищення встановленої потужності двигунів для забезпечення розгону.

Гідротрансформатори, крім того, забезпечують безступінчасту зміну крутного моменту, що передається, залежно від зміни частоти обертання вихідного валу. За зростання опору споживача й, отже, за зниження частоти обертання вихідного валу передавальне число збільшується. При цьому

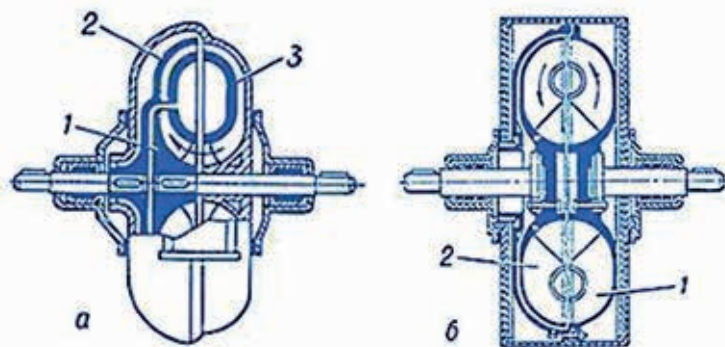


Рис. 6.3. Гідродинамічні передачі:

a – гідротрансформатор; *б* – гідромумфта; 1 – робоче колесо насоса, встановлене на ведучому валу;
2 – робоче колесо гідротурбіни, встановлене на веденому валу;
3 – нерухомий напрямний апарат – реактор

Насосне колесо одержує енергію від двигуна й за допомогою своїх лопатей передає її потоку рідини. Потік обтікає лопаті турбінного колеса, приводить його в дію й віддає при цьому енергію, що використовується на вихідному валу, для подолання опору привідної машини (споживача). Гідропередачі здатні обмежувати момент опору, що навантажує двигун, і згладжувати пульсації цього моменту при пульсації опору споживача. Цим вони захищають двигун і механічну частину трансмісії від перевантажень і ударних навантажень, збільшуючи їхню довговічність. Гідропередачі усувають також пере-

поліпшується використання потужності двигунів, підвищується продуктивність машин, усувається необхідність у коробках зубчастих передач, що вимагають перемикання. Всі зазначені функції гідропередачі виконують автоматично. На оптимальних режимах роботи ККД гідропередач досягає високих значень 85–98%, що незначно менше за ККД механічних передач. Незважаючи на це й на деяке ускладнення трансмісій, перелічені якості обумовили поширення гідропередач у дорожніх, будівельних і транспортних машинах, що працюють в особливо тяжких умовах.

6.2. Гідромуфта, будова, принцип дії, переваги та недоліки

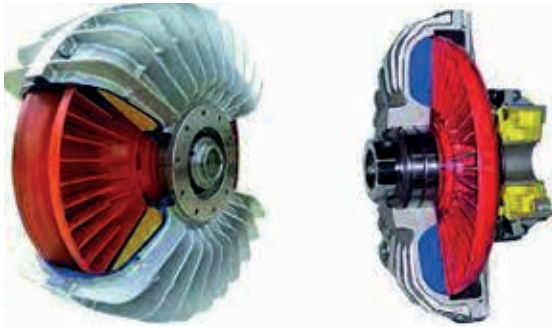


Рис.6.4. Загальний вигляд гідромуфти

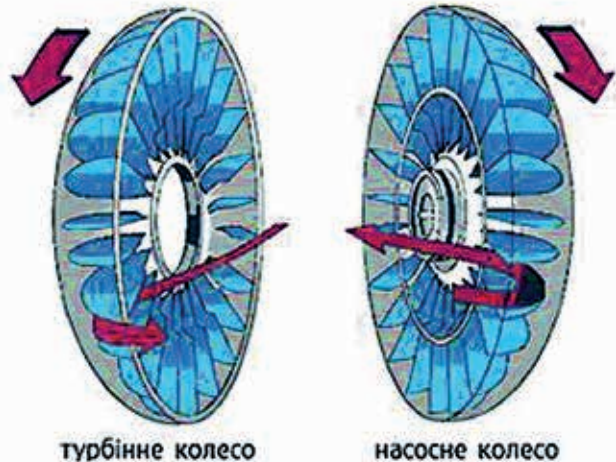
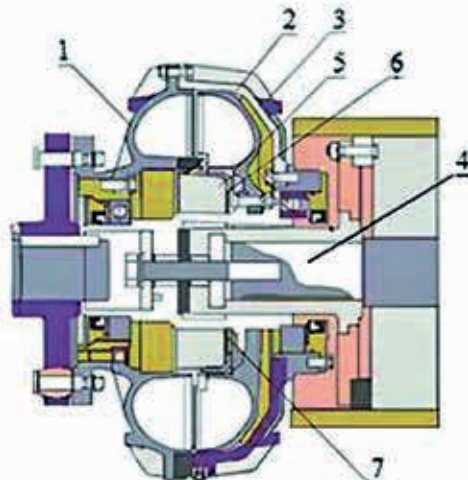
Гідромуфта (рис. 6.5) складається з насосного 1 і турбінного 2 коліс, які розміщені в загальному корпусі 3, заповненому робочою рідиною. Насосне колесо розміщене на валу, який з'єднаний з двигуном, а турбінне – на веденому валу гідромуфти. Між валами гідромуфти відсутній жорсткий кінематичний зв'язок, потужність передається тільки робочою рідиною. Обидва колеса мають прямі радіальні лопаті, які між зовнішньою і внутрішньою частинами коліс утворюють криволінійні канали. Рідина циркулює каналами в напрямку, вказаному стрілками. Криволінійні канали насосного і турбінного коліс утворюють коло циркуляції робочої рідини. Внутрішні частини

коліс утворюють внутрішнє кільце 4 гідромуфти, яке називають тором. Найбільший діаметр кола циркуляції – це активний діаметр гідромуфти.

Розглянемо роботу **гідромуфти** під час рушання машини (рис 6.6). Коли машина стоїть, турбінне колесо 4 не обертається. Під час роботи двигуна насосне колесо 2 обертається і рідина, що знаходиться між лопатями, також починає обертатись. Під дією відцентрових сил рідина рухається лопатями від центра до периферії і збільшує свою швидкість, тобто вона набирає необхідний запас енергії. З насосного колеса рідина з великою швидкістю підводиться до лопатей турбінного колеса. Рухомою рідина, ударяючись в лопаті нерухомого турбінного колеса, змінює свій напрямок і зменшує швидкість, внаслідок чого сила тиску потоку створює крутний момент, який починає обертати турбінне колесо в тому самому напрямку, що й насосне. Рідина при цьому з турбінного колеса повертається в насосне і цикл роботи рідини повторюється.



Принцип роботи гідромуфти



турбінне колесо

насосне колесо

Рис. 6.5. Будова гідромуфти:

1 - насосне колесо; 2 - турбінне колесо; 3 - корпус; 4 - вал турбіни; 5 - камера; 6 - кришка; 7 - кільцевий вхід

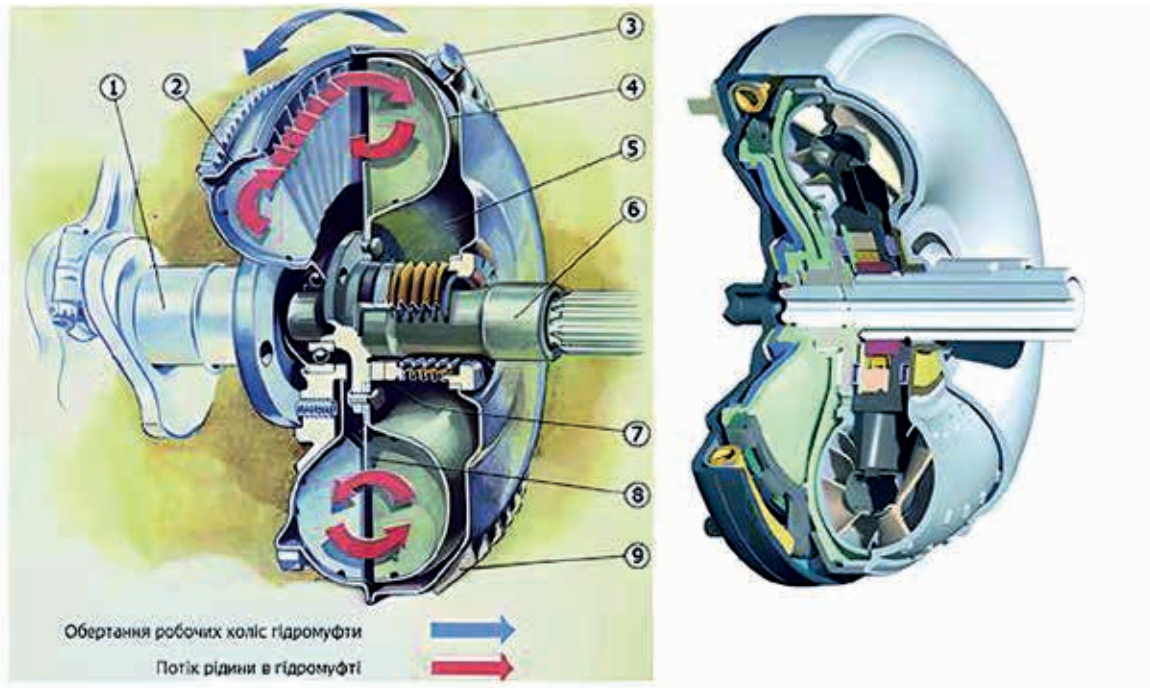


Рис. 6.6. Гідромуфта мобільної машини:

1 – колінчастий вал двигуна; 2 – насосне колесо; 3 – заливна пробка; 4 – турбінне колесо; 5 – додаткова порожнина; 6 – ведений вал; 7 – торцеве ущільнення; 8 – поріг; 9 – ребра для повітряного охолодження

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна 1 зростають відцентрова сила рідини в насосному колесі та швидкісний тиск рідини, що призводить до підвищення тиску потоку рідини на лопаті турбінного колеса, а відповідно, і до збільшення крутного моменту на ньому. Коли момент на турбінному колесі перевищить момент опору руху, машина зрушить з місця і почне розганятися.

З початком руху турбінного колеса у рідині, що циркулює між його лопатями, виникає відцентрова сила, яка протидіє руху рідини, створюваному насосним колесом. Як результат, витрата рідини в колі циркуляції та її швидкісний тиск зменшуються, що призводить до зменшення моменту на турбінному колесі.



Як працює гідромуфта

ДО УВАГИ! **Обов'язковою умовою передачі крутного моменту гідромуфтою є циркуляція в ній робочої рідини. Циркуляція відбувається, доки є різниця у швидкостях обертання насосного і турбінного коліс, тому за нормальних умов роботи гідромуфти турбінне колесо обертається завжди повільніше, ніж насосне.**

Ця зміна відбуватиметься, доки момент на турбінному колесі не зрівняється з моментом опору машини. Отже, зміна навантаження на валу 6 турбінного колеса (зменшення чи збільшення) негайно спричинить зміну швидкості турбінного колеса, а це зумовить зміну циркуляції рідини і моменту на турбінному колесі відповідно до величини моменту опору руху машини. Отже, гідромуфта є автоматичною передачею.

Рівняння моментів для гідромуфти має вигляд:

$$M_2 \approx M_1 \quad (6.1)$$

Знак приблизної рівності в цьому випадку застосовується у зв'язку з тим, що у більшості гідромуфт ведуча частина є зовнішньою оболонкою, яка відділяє робочий простір від навколишнього середовища, а в більшості гідромуфт вона обертається. В цьому випадку необхідно брати до уваги величину крутного моменту, що створюється тертям зовнішньої поверхні гідромуфти в атмосфері. Тоді приблизна рівність уточнюється:

$$M_2 + M_{оп} = M_1, \quad (6.2)$$

де $M_{оп}$ – крутний момент від опору зовнішньої частини муфти по повітрю, Нм.

Відношення потужності веденого валу до потужності ведучого визначає ККД гідропередачі:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}. \quad (6.3)$$

Внаслідок рівності моментів ведучого і веденого валів гідромуфти її ККД приблизно виражається рівністю:

$$\eta \approx \frac{n_2}{n_1}, \quad (6.4)$$

де n_1 і n_2 – числа обертів за хвилину веденого і ведучого валів.

Практично значення ККД гідромуфти мало відрізняється від визначеного за формулою, так як величина $M_{оп}$ не перевищує 2% від M^2 . Якщо до ведучого валу приєднується пристрій для заповнення робочого простору гідромуфти рідиною, ця величина доходить до 3% від M^2 . Це означає, що гідромуфти мають повну залежність режиму ведучого валу від веденого.



Рис. 6.7. Анімація роботи гідромуфти

Переваги і недоліки гідромуфт

Порівняно з фрикційними зчепленнями гідромуфта має такі основні переваги:

- різко знижує динамічні навантаження, що передаються від двигуна та від ходової частини;
- забезпечує плавність рушання та розгін машини з місця, безперервну зміну швидкості від нуля до максимуму на кожній передачі, плавне (без ривків) збільшення навантаження на ведучих колесах за малої швидкості їх обертання, що підвищує прохідність машини.

Недоліками гідромуфти є:

- постійна втрата потужності у разі передачі крутного моменту двигуна, а отже, перевитрата палива (на 2 – 5 %);
- необхідність застосування як робочої рідини спеціальних олів, малов'язких і з низькою температурою застигання;
- неможливість повного від'єднання двигуна від ведучих коліс, що необхідно у разі перемикання передавачів у коробках передач з рухомими шестернями, та неможливість гальмування машини на стоянці вмиканням передавача.

6.3. Гідротрансформатор, будова, принцип дії, переваги та недоліки



Рис. 6.8. Загальний вигляд гідротрансформатора

Гідротрансформатор – це гідродинамічний безступінчастий перетворювач крутного моменту (рис. 6.9). На відміну від гідромуфти він складається з трьох коліс. Насосне колесо 3 через корпус жорстко сполучене з колінчастим валом двигуна, турбінне колесо 2 з'єднане з первин-

ним валом коробки передач, а між ними розміщений напрямний апарат – реактор 4. Реактор встановлено на порожньому валу за допомогою муфти вільного ходу 5. Корпус заповнений робочою рідиною. Для зменшення втрат енергії, пов'язаних з циркуляцією робочої рідини між насосом і турбіною, їхні колеса і реактор максимально зближені і їм надана форма, що забезпечує безперервне коло циркуляції рідини.



На відміну від радіальних прямих лопатей гідромуфти лопаті робочих коліс гідротрансформатора мають вигнуту форму.

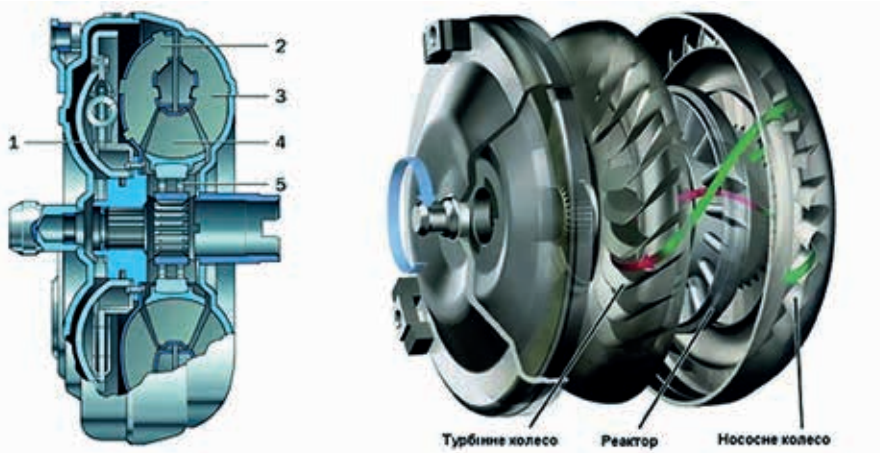


Рис. 6.9. Схема гідротрансформатора:

1 – блокувальна муфта; 2 – турбінне колесо; 3 – насосне колесо;
4 – реакторне колесо; 5 – муфта вільного ходу



Рис. 6.10. Будова гідротрансформатора:

1 – насосне колесо; 2 – реакторне колесо; 3 – турбінне колесо; 4 і 5 – фрикційні диски блокувальної муфти;
6 – гасник крутильних коливань із фрикційною накладкою; 7 – корпус із внутрішнім зубчастим вінцем



Як працює гідротрансформатор

Принципова робота гідротрансформатора подібна до роботи гідромуфти, що розглянуто вище. Відмінність полягає в наявності напрямного апарата, який дає змогу трансформувати (змінювати) крутний момент двигуна, а гідромуфта передає крутний момент, як було зазначено вище, без змін його величини. Під час обертання колінчастого валу двигуна лопаті насосного колеса захоплюють рідину і змушують її переміщуватися від внутрішніх країв до зовнішніх. Під дією відцентрової сили рідина надходить на лопаті турбінного колеса, змушуючи його обертатись разом із первинним валом коробки передач. Із лопатей турбінного колеса рідина потрапляє на лопаті колеса реактора, де змінює напрямок руху і знову потрапляє на насосне колесо. Утворюється замкнене коло циркуляції рідини у внутрішній порожнині робочих коліс.

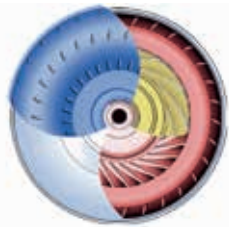
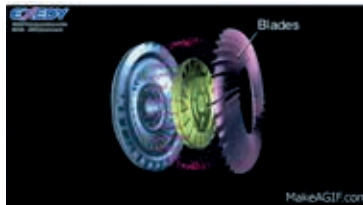


Рис. 6.11. Анімація роботи гідротрансформатора

Якби гідротрансформатор не мав напрямного апарата, то рідина зі швидкістю, одержаною на насосному колесі, надходила б на турбінне колесо і тиснула на його лопаті з такою самою силою, з якою лопаті насосного колеса тиснуть на рідину, тобто крутний момент на валу турбінного колеса дорівнював би крутному моменту насосного колеса. Щоб момент на турбінному колесі був біль-

шим, ніж на насосному, перед насосним колесом потрібно додатково збільшити швидкість рідини, що надходить на турбінне колесо, і змінити напрямок її надходження так, щоб вона з більшою силою тиснула на лопаті турбінного колеса. Цю функцію в трансформаторі виконує напрямний апарат – нерухоме колесо з лопатями, встановлене на шляху рідини в колі циркуляції. Швидкість руху рідини в напрямному апараті зростає внаслідок поступового звуження перерізу каналів між його лопатями, а напрямок руху рідини змінюється формою профілю лопатей, які повертають рідину на певний кут. В існуючих конструкціях гідротрансформаторів на зростання моменту на турбінному колесі більше впливає зміна напрямку потоку рідини в напрямному апараті, ніж зміна швидкості руху в ньому рідини.

Крутний момент, що сприймається напрямним апаратом, передається на нерухомий порожнистий вал, який для нього є опорою. Внаслідок цього момент має назву реактивного, а напрямний апарат – реактивного апарата, або реактора. Якщо напрямний апарат виконати без опори на нерухомий корпус (таким, що вільно обертається), то крутний момент не трансформуватиметься (не змінюватиметься) і гідротрансформатор перетвориться на гідромуфту.

Для гідротрансформатора за усталеного режиму роботи завжди справедлива залежність: момент на турбінному колесі дорівнює сумі **моментів насосного колеса і колеса-реактора**.

Потік рідини (рис. 6.12) виходить з насосного колеса в напрямку абсолютної швидкості V . У будь-якій точці на колесі вона дорівнює геометричній сумі колової швидкості U обертання цієї точки з насосним колесом і відносної швидкості w переміщення рідини вздовж лопатей.

Силова дія потоку на лопаті кожного з робочих коліс складається з двох сил: активної, з якою потік діє на робоче колесо у разі входу на нього, і реактивної, що діє на робоче колесо під час виходу з нього. Напрямок сили на вході (виході) будь-якого робочого колеса відповідає напрямку абсолютної швидкості на вході (виході) з попереднього робочого колеса. Тому лопаті турбінного колеса виготовляють вигнутими в бік обертання насосного колеса, а лопаті реактора – вигнутими у протилежному напрямку. Отже, на турбінному колесі виникає момент M_t , який намагається обертати його в напрямку обертання насосного колеса, а на реакторі – момент M_p , який намагається обертати його в протилежному напрямку. Рідина, що

проходить через насосне колесо за будь-якої форми лопатей, створює опір його обертанню. Тому крутні моменти на насосному колесі і колесі-реакторі спрямовані в один і той самий бік і збільшують крутний момент на турбінному колесі в k разів: $k = M_T / M_H$.

Зі збільшенням кутової швидкості обертання ω_T турбінного колеса (розгін машини) зростає його колова швидкість U . Тому вектор абсолютної швидкості v змінює свій напрямок так, щоб зменшилася силова дія потоку на реактор і турбінне колесо. Отже, в разі зростання ω_T плавно і безперервно зменшуються моменти M_p і M_T .

В автотракторних гідротрансформаторах реактор з'єднаний з корпусом через механізм вільного ходу (обгінна муфта), тому в разі зміни напрямку дії моменту M_p (за $\omega_T = \omega_H$) реактор вимикається й обертається вільно, не сприймаючи реактивного

моменту. Гідротрансформатор у цьому разі працює як гідромуфта. Такі гідротрансформатори називають комплексними.

Зі зменшенням кутової швидкості турбінного колеса (внаслідок підвищення моменту опору на його валу), рідина, діючи на реактор, знову його заклинює. При цьому на лопатях нерухомого колеса реактора виникає реактивний момент, який передається на турбінне колесо додатково до моменту, що передається від насосного колеса. Що більше відрізняються швидкості насосного і турбінного коліс, то більший реактивний момент передається від реактора на турбінне колесо, збільшуючи крутний момент на його валу.

Для підвищення ККД за $k = 1$ гідротрансформатори іноді блокують, з'єднуючи насосне і турбінне колеса за допомогою фрикційних або зубчастих муфт.

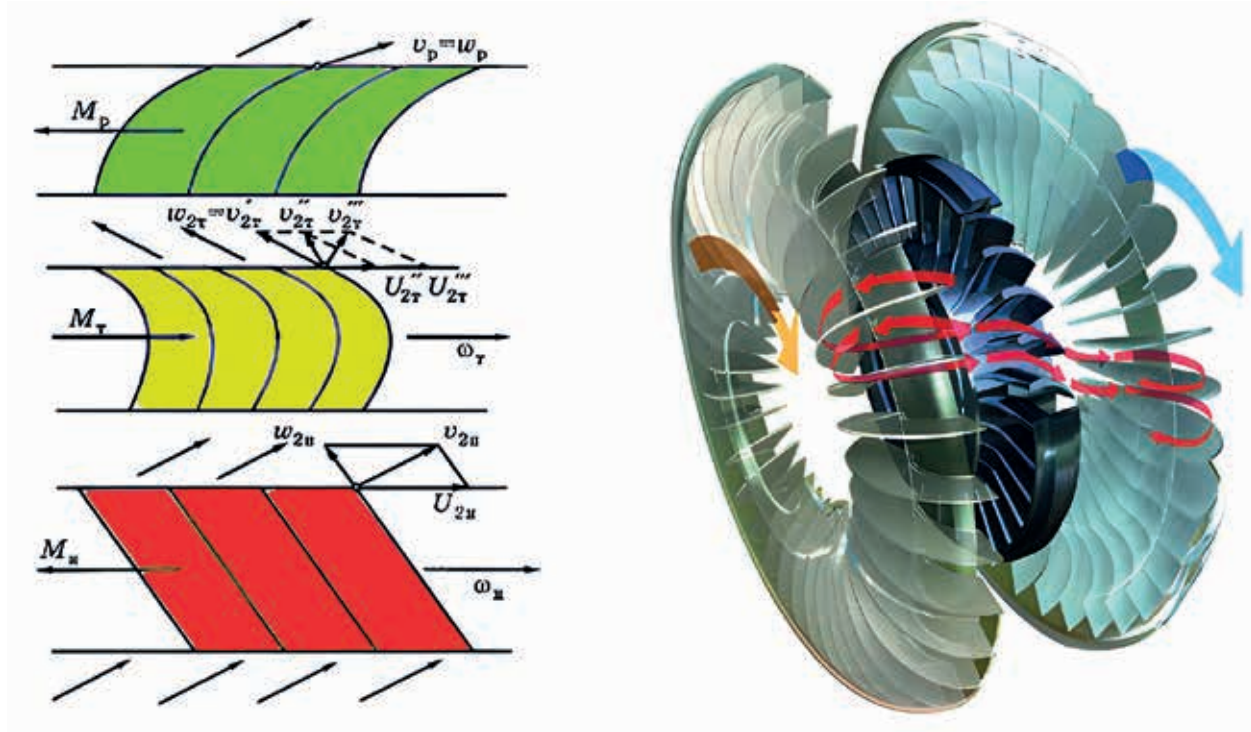


Рис. 6.12. Схема роботи гідротрансформатора:

v – абсолютна швидкість; U – колова швидкість; w – відносна швидкість переміщення рідини вздовж лопатей; ω – кутова швидкість руху колеса; M_H , M_T , M_p – крутні моменти відповідно на насосному турбінному і напрямному колесах



Застосовують гідротрансформатори на тракторах, вантажних автомобілях, автобусах, вантажопідійомних, дорожньо-будівельних, землерийних та інших самохідних машинах.



Робота гідродинамічної трансмісії

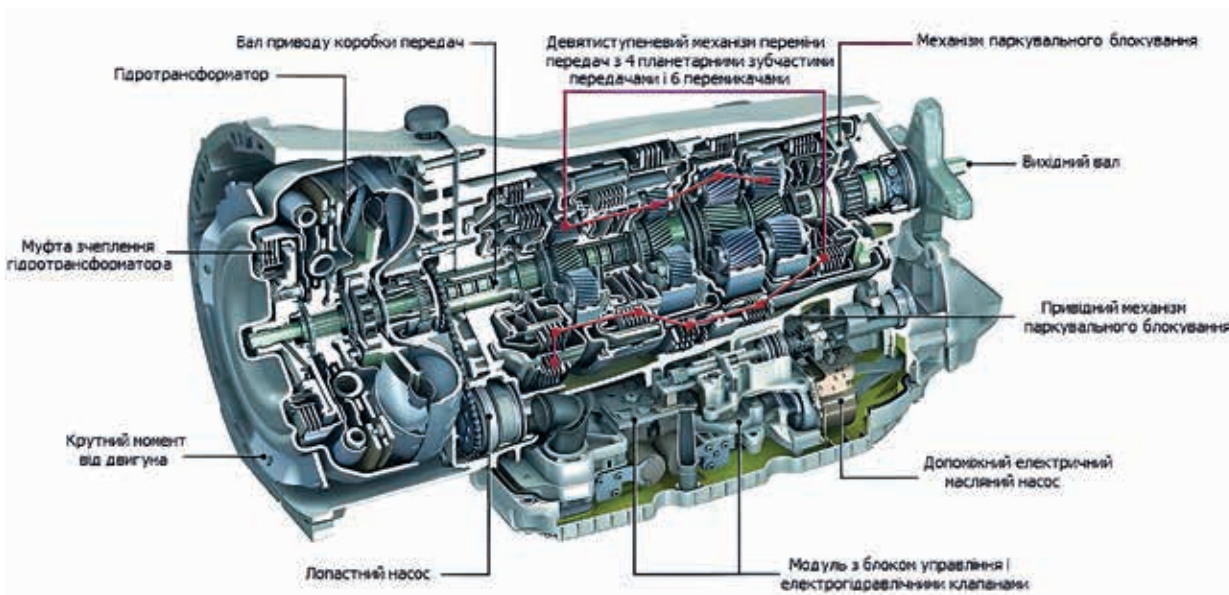
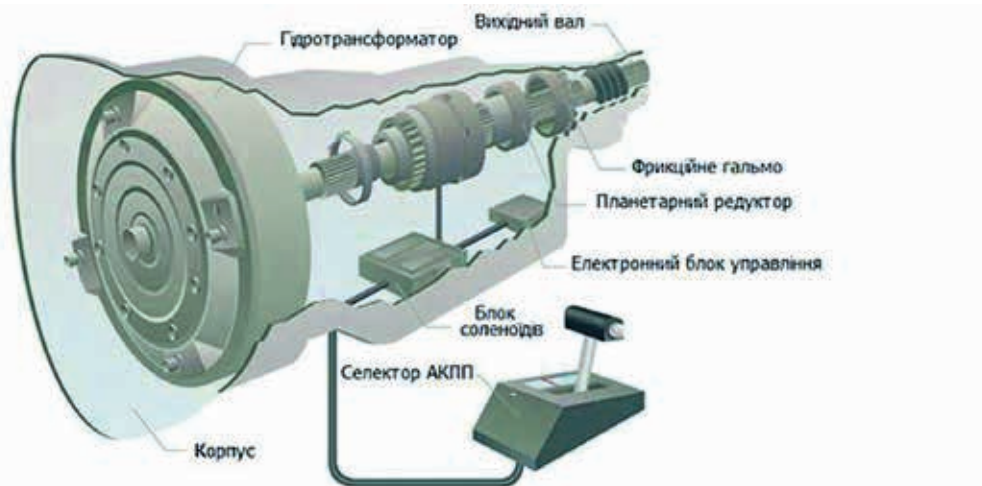


Рис. 6.13. Приклад використання гідротрансформатора у автоматичних коробках передач



Як працює гідротрансформатор в автоматичній коробці передач?

Гідродинамічні передачі, що застосовують у приводах машин, дають можливість:

1. Безступінчасто змінювати швидкість машини.
2. Забезпечувати автоматичну зміну крутного моменту і плавність його наростання залежно від навантаження.
3. Поліпшити пускові якості машини, оскільки гідродинамічні передачі забезпечують пуск під навантаженням.
4. Підвищити надійність основних частин машини, оскільки гідродинамічна передача:
 - а) запобігає перевантаженням; при цьому режим роботи двигуна може не залежати від режиму роботи веденого валу, що збільшує моторесурс двигуна у деяких випадках на 50 – 100%;
 - б) істотно знижує динамічні навантаження, оскільки крутні коливання від двигуна і виконавчого органу демпфуються у гідродинамічній передачі;
 - в) підвищує прохідність транспортних машин завдяки плавному збільшенню крутного моменту.
5. Спростити механічну частину трансмісії машини, що призводить до зменшення її маси. Наприклад, маса тепловоза з гідродинамічною передачею на 30 % менша за масу тепловоза з механічною трансмісією.
6. Полегшити працю машиніста (оператора) завдяки можливості дистанційного і автоматичного керування.

До недоліків гідродинамічних передач належать:

1. Більш низький ККД гідротрансформаторів (83 – 90 %) на розрахунковому режимі порівняно з ККД механічної передачі (93 – 97 %). Проте гідromуфти мають максимальний ККД 97 – 98 %, але через відсутність реактора гідromуфти не трансформують крутний момент. Крім цього, ККД гідродинамічної передачі змінюється залежно від режиму роботи.
2. Висока вартість і складність виготовлення порівняно з механічними передачами.
3. Необхідність систем живлення.

6.4. Основні можливі несправності гідродинамічних передач

У гідромуфтах і гідротрансформаторах можуть зустрічатися такі несправності:

- втрата герметичності корпусу;
- вихід з ладу ущільнень і підшипників;
- використання марки робочої рідини, що не відповідає встановленим вимогам, призводить до зменшення коефіцієнту корисної дії гідромуфти;
- кавітаційне і механічне зношування коліс.

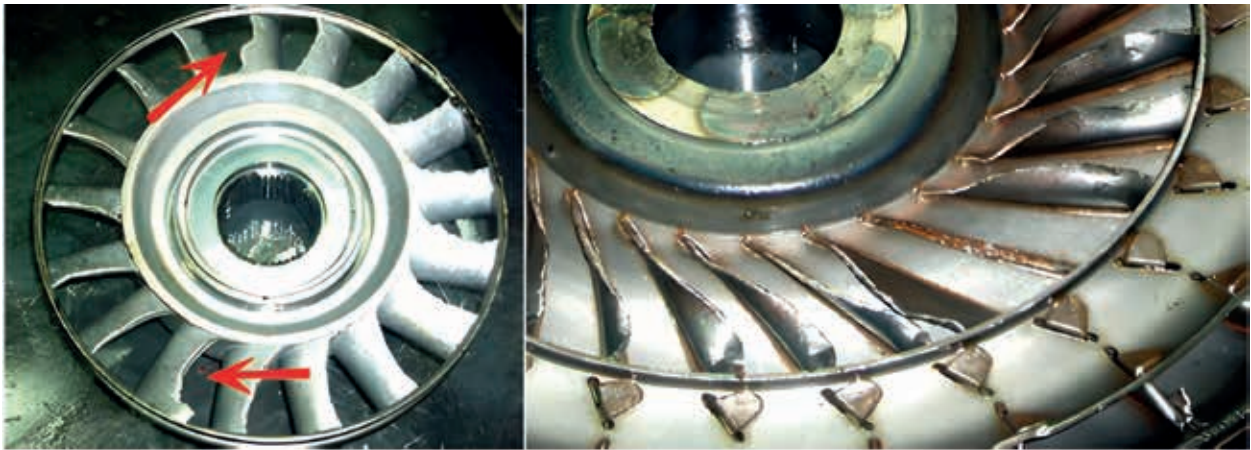


Рис. 6.14. Можливі несправності деталей гідротрансформатора та гідромуфти

Зовнішніми проявами несправностей можуть бути:

1. За працюючого двигуна і ввімкненого золотника ведений вал не обертається. Причина – робоча рідина (олива) не подається в робочу порожнину механізму внаслідок забруднення всмоктувального фільтра, порушення герметичності у всмоктувальному трубопроводі, заклинювання турбінного колеса. Така несправність усувається прочисткою фільтра, відновленням герметичності у всмоктувальному трубопроводі, регулюванням зазору колеса турбіни.

2. За працюючого двигуна і ввімкненого золотника ведений вал продовжує обертатись. Причина – контакт насосного колеса з турбінним чи обгінною муфтою. Несправності усуваються регулюванням зазору між насосним і турбінним колесом, регулювання їх положення (з розбиранням).

3. Значне піноутворення робочої рідини (оливи), внаслідок чого гідротрансформатор не розвиває необхідного зусилля. Причина – високий рівень робочої рідини в корпусі механізму, підсос повітря в систему або її забруднення. Несправності усуваються зниженням рівня робочої рідини, усуненням нещільностей у всмоктувальній магістралі, прочищенням фільтра.

ДО УВАГИ!

Найсприятливішими умовами для роботи гідравлічних передач є:

- температура навколишнього середовища від - 25° до + 25°С;
- температура робочої рідини від 60° до 90°С.



Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під поняттям «гідродинамічна передача»?
2. Вкажіть класифікацію гідродинамічних передач.
3. З яких основних елементів складається гідromуфта?
4. Поясніть принцип роботи гідromуфти.
5. Назвіть переваги і недоліки гідromуфт.
6. Що розуміють під поняттям «гідротрансформатор»?
7. Поясніть принцип роботи гідротрансформатора.
8. Назвіть переваги і недоліки в роботі гідродинамічних передач.
9. Назвіть основні можливі несправності гідродинамічних передач.

7. ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ

7.1. Загальні відомості про гідравлічні приводи. Приклади застосування об'ємного гідроприводу. Об'ємні гідроприводи із замкнутою і розімкнутою циркуляцією

7.2. Переваги і недоліки об'ємного гідроприводу

7.3. Гідроприводи із дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки. Характеристики дросельного регулювання

7.4. Гідроприводи із машинним (об'ємним) регулюванням швидкості вихідної ланки

7.5. Основні вимоги безпеки під час використання об'ємного гідроприводу. Заходи з охорони праці

7.1. Загальні відомості про гідравлічні приводи. Приклади застосування об'ємного гідроприводу. Об'ємні гідроприводи із замкнутою і розімкнутою циркуляцією

Складовими одиницями об'ємного гідроприводу є: джерело гідравлічної енергії, споживач гідравлічної енергії (гідродвигун), гідроапаратура (пристрої керування) та допоміжні пристрої (кондиціонери, гідропосудини тощо).

За видом джерела енергії гідроприводи поділяють на три типи:

насосний

акумуляторний

магістральний

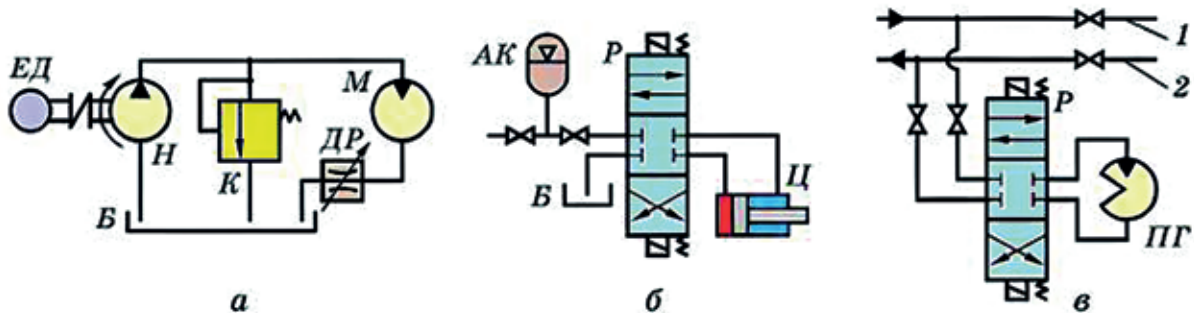


Рис. 7.1. Принципові схеми об'ємних гідроприводів:

а – електронасосного оберտального руху з дросельним керуванням;

б – акумуляторного поступального руху з електромагнітним керуванням пуску, реверсування і зупинки; в – магістрального поворотного руху з електромагнітним керуванням пуску, реверсування і зупинки; 1 – напірна магістраль; 2 – зливна магістраль



Схема (анімація) роботи
гідралічної системи

ДО УВАГИ!

Об'ємні гідроприводи ГСТ-90, ГСТ-112, призначені для передачі руху від двигуна до ходової частини із безступінчастим регулюванням швидкості руху і тяги за ручного управління і приводу виконавчих елементів будівельних, дорожніх, комунальних та інших мобільних машин вітчизняного та імпорного виробництва.

Насосний гідропривод (рис. 7.1, а) – це гідропривод, в якому робоча рідина подається в гідродвигун насосом, що входить до складу цього приводу, разом із з'єднаним із ним привідним двигуном, або без нього, якщо привод мускульний.



Принцип роботи гідростатики в спецтехніці

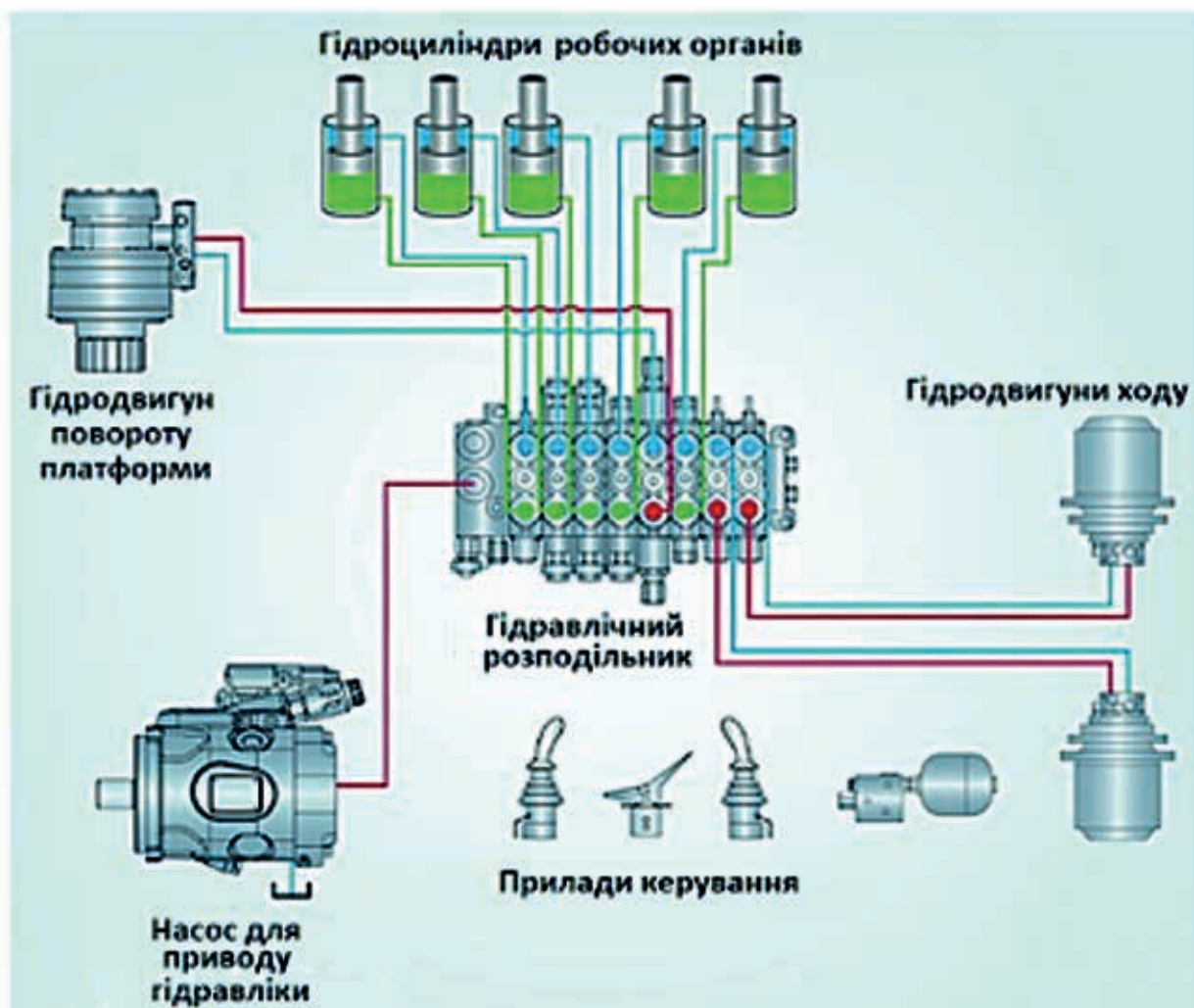


Рис. 7.2. Будова об'ємного гідроприводу ГСТ - 90 з машинним регулюванням та обертальним рухом виконавчого органу

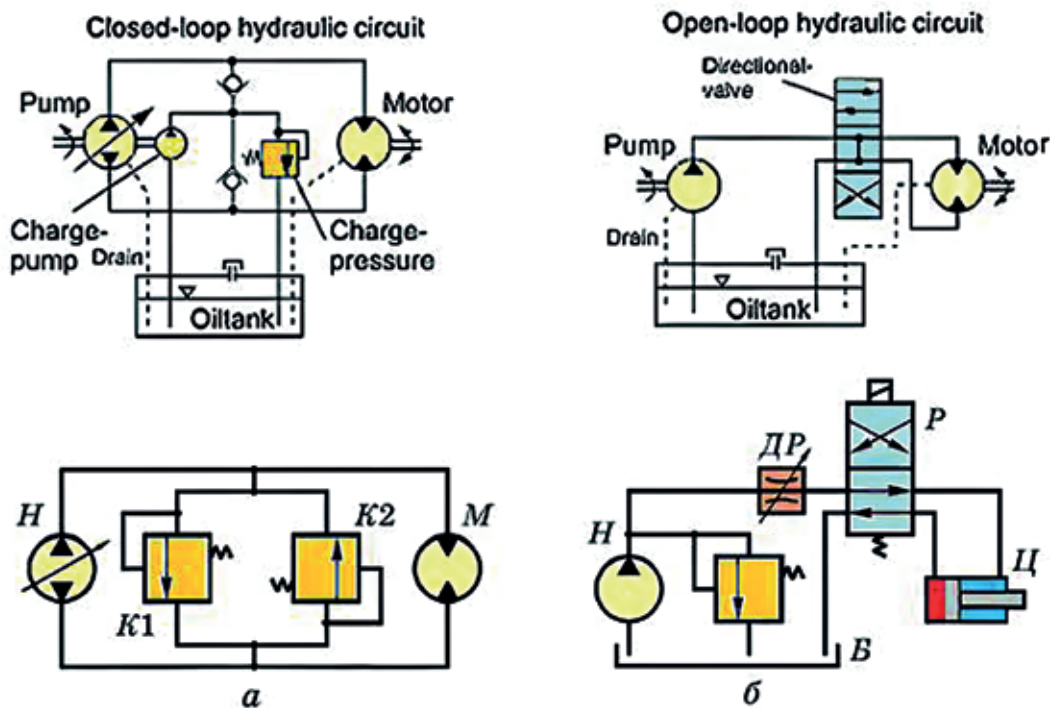


Рис. 7.3. Принципові схеми насосних об'ємних гідроприводів:
a і б – із замкнутою і розімкнутою циркуляцією робочої рідини

Як привідний двигун у насосному гідроприводі використовують електродвигуни, дизелі, карбюраторні двигуни, турбіни тощо. Залежно від типу привідного двигуна розрізняють: електронасосний, дизельнасосний, моторнасосний, турбонасосний гідропривод та інші.

Залежно від характеру циркуляції робочої рідини насосні гідроприводи бувають із замкненим потоком (рідина від гідродвигуна надходить до всмоктувального гідроприводу насоса, рис. 7.3, а) та із розімкненим (рідина від гідродвигуна надходить у гідробак, рис. 7.3, б).

Дизельнасосні гідроприводи широко застосовують у гідроприводах самохідних машин.

Акумуляторний гідропривод – це гідропривод, у якому робоча рідина подається до гідродвигуна з гідроакумулятора, попередньо зарядженого від зовнішнього джерела, що не входить

до складу цього приводу.

Магістральний гідропривод (рис. 7.1, в) – це гідропривод, в якому робоча рідина подається до гідродвигуна від гідромагістралі, що не входить до складу цього приводу. Під гідромагістраллю розуміють трубопровід, по якому робоча рідина подається від насосної станції до групи об'ємних гідроприводів, не пов'язаних між собою конструктивно і які можуть бути під'єднані чи змонтовані незалежно один від одного.

За характером руху вихідної ланки гідродвигуна розрізняють гідроприводи: обертального (рис. 7.1, а), поступального (рис. 7.1, б) та поворотного (рис. 7.1, в) руху.

Об'ємний гідропривод, в якому не передбачені пристрої для зміни швидкості вихідної ланки гідродвигуна, називають **некерованием**, а в якому вони є – **керованием**.

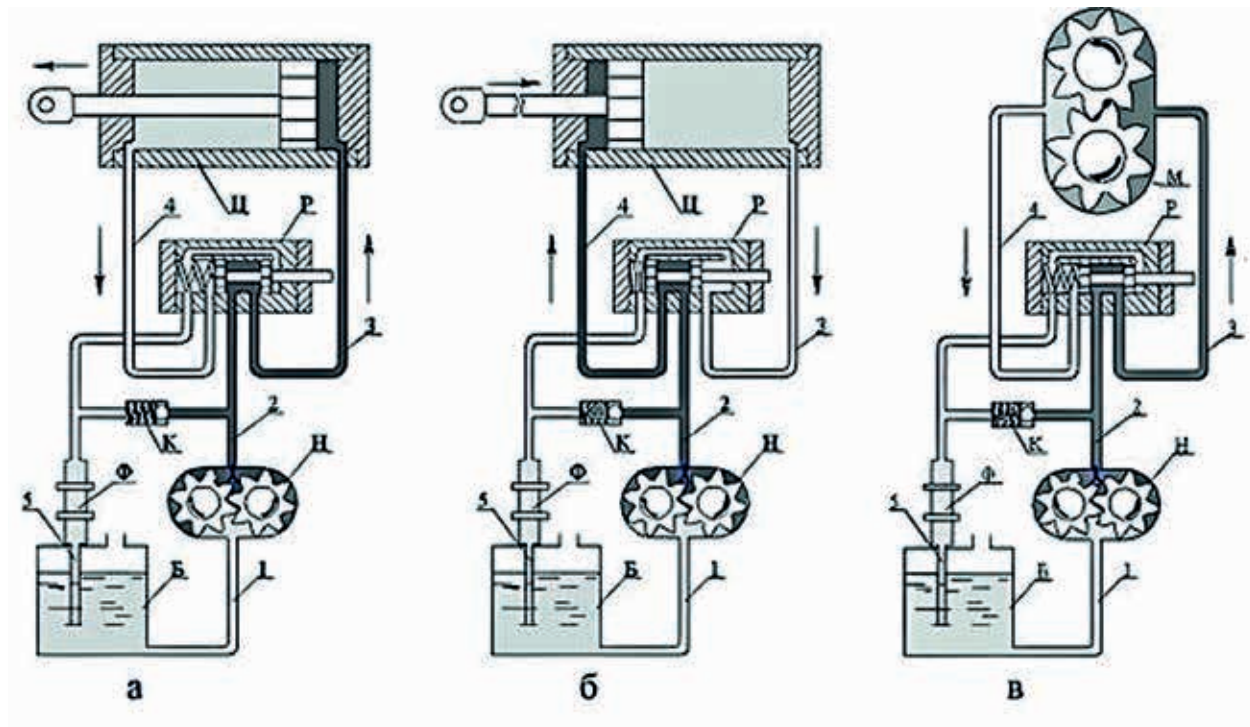


Рис. 7.4. Принципові схеми некерованого гідроприводу:
 а), б) зворотно-поступального руху, в) обертального руху,
 Б – бак; Н – насос; К – запобіжний клапан; Р – розподільник; Ц – гідроциліндр;
 Ф – фільтр; 1 – всмоктувальна гідролінія; 2 – напірна гідролінія;
 3 і 4 – виконавчі гідролінії; 5 – зливна гідролінія

Керовані гідроприводи за способом регулювання швидкості вихідної ланки гідродвигуна поділяють на такі типи:

- **з машинним керуванням** – регулювання швидкості відбувається внаслідок зміни робочого об'єму насоса (рис. 7.3, а) або гідродвигуна, або обох гідромашин одночасно;
- **з дросельним керуванням** – швидкість регулюється дроселюванням потоку робочої рідини і відведенням частини потоку, обминувши гідродвигун (рис. 7.3, б);
- з машинним і дросельним регулюванням одночасно;
- з керуванням привідним двигуном – регулювання швидкості відбувається внаслідок зміни частоти обертання валу двигуна.

У гідроприводах дорожньо-будівельної та землерийної техніки більше поширені перші два типи керованих гідроприводів. Керовані гідроприводи бувають з ручним і автоматичним керуванням.

Гідропривод з ручним керуванням – це керований гідропривод, в якому параметрами гідродвигуна керує людина.

Гідропривод з автоматичним керуванням – це керований гідропривод, в якому керування параметрами руху вихідної ланки гідродвигуна здійснюється без втручання людини. Такий гідропривод буває стабілізуювальним, програмовим та стежним.

Автоматично керований стабілізуювальний гідропривод – це гідропривод, в якому регульований параметр руху вихідної ланки підтримується сталим.

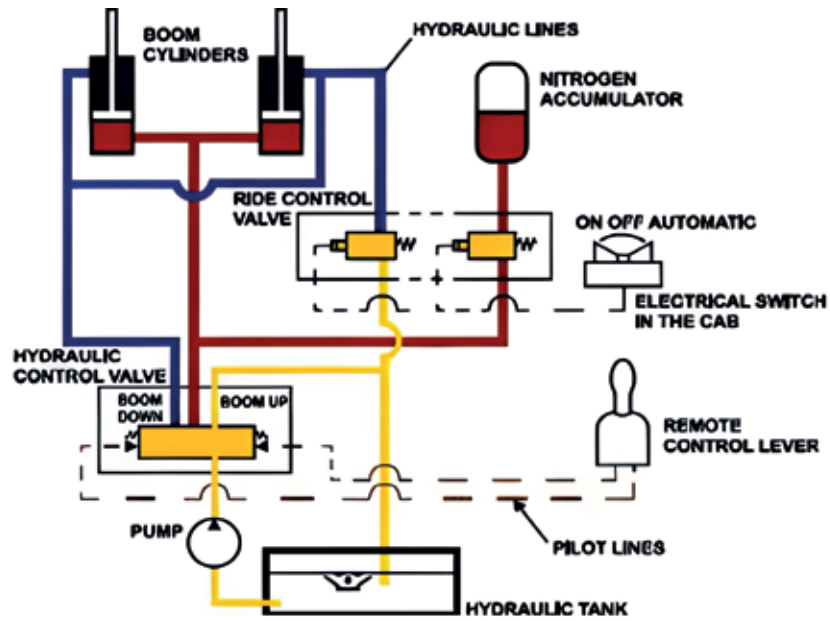


Рис. 7.5. Схема об'ємного гідроприводу навантажувача HYUNDAI HL770-7A з дросельним регулюванням та зворотно-поступальним рухом виконавчого органу

Автоматично керований програмовий гідропривод – це гідропривод, в якому регульований параметр руху вихідної ланки гідродвигуна змінюється за заданою програмою.

Автоматично керований стежний гідропривод – це гідропривод, в якому регульований параметр вихідної ланки гідродвигуна змінюється відповідно до кількісної характеристики зовнішнього, заздалегідь невідомого, впливу.

Щодо гідроприводів мобільної техніки, то їх поділяють за призначенням на такі гідроприводи:

- керування положенням робочих органів та елементів механізмів;
- активних виконуючих органів;
- ведучих коліс самохідних машин;
- рульових керувань;
- гальм і зчеплень;
- автоматичного регулювання режиму навантаження;
- автоматичного керування напрямку руху мобільних машин;
- валів відбору потужності.

7.2. Переваги і недоліки об'ємного гідроприводу

Широке застосування об'ємних гідроприводів пояснюється їх перевагами перед іншими приводами, до яких належать:

- можливість створення великих передатних відношень і безступінчастого регулювання швидкості та зусиль у широкому діапазоні;
- мала маса, що припадає на одиницю потужності (1,2–2,0 кг на 1 кВт);
- швидка зміна (0,03–0,10 с) режимів роботи (пуск, зупинка, реверс);
- момент інерції рухомих частин гідродвигунів у 5–6 разів менший, ніж в електродвигунах;
- можливість простого і надійного захисту виконавчих органів від надмірних навантажень за заданого силового режиму роботи;
- простота у перетворенні руху і автоматизації процесів;
- придатність для роботи в умовах великих прискорень.

Недоліки:

- транспортування гідравлічної енергії пов'язане з великими втратами рідини і тиску порівняно з втратами в електропередачах;
- вплив температури на властивості робочого тіла (рідини), що негативно позначається на роботі гідроприводу;
- високий клас точності виготовлення деталей гідроприсроїв, що ускладнює конструкцію і підвищує їх вартість.

ДО УВАГИ!

Об'ємний гідропривод слід застосовувати там, де треба створювати велику потужність та забезпечувати швидку зміну режиму роботи, позиційну точність виконавчого органу, компактність, малу масу, високу надійність і розгалуження приводу.

7.3. Гідроприводи із дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки. Характеристики дросельного регулювання

Дросельне керування використовують у гідроприводах невеликої потужності (до 6 кВт) і переважно з нерегульованими насосами.

За принципом дії їх поділяють на два види: з **постійним тиском** (рис. 7.6, б) і **змінним тиском** (рис. 7.6, г). Під час роботи гідроприводу з дросельним керуванням при постійному тиску до гідродвигуна 1 (рис 7.6, а) надходить кількість рідини, що дорівнює витраті через дросель. Максимальна кількість рідини дорівнює подачі насоса при повністю відкритому дроселі. У процесі регулювання надлишок рідини зливається у бак 5. Запобіжний клапан 4 виконує функцію переливного (підтримує постійний тиск $P_1 = \text{const}$ у напірному гідропроводі, який буде пропорційний навантаженню F_H).

Механічні характеристики такого гідроприводу показано на рис. 7.6, б.

Характеристика – це залежність швидкості руху V вихідної ланки гідродвигуна від навантаження F_H .

За повністю відкритого дроселя $S_{др, max}$ і різних прохідних перерізів S_1 і S_2 швидкість штока гідроциліндра залежить від навантаження F_H ; максимальне значення швидкості спостерігається за відсутності навантаження, а при максимальному навантаженні, коли $P_2 = P_1$, швидкість штока дорівнює нулю.

Гідропривод з дросельним керуванням при **постійному тиску** доцільно використовувати для системи з великими потоками. До переваг такого гідроприводу належить високий ККД (0,8–0,9), а до **недоліків** – складність забезпечення паралельного підключення приводів, а також суттєвий вплив на роботу гідроприводу стисливості робочої рідини.

У гідроприводі з дросельним керуванням при **змінному тиску** регульований дросель 3 встановлено паралельно гідродвигуна 1 (рис. 7.6, в). Швидкість штока в такому випадку максимальна при повністю закритому дроселі, а зі збільшенням прохідного перерізу швидкість штока зменшується (рис. 7.6, г).

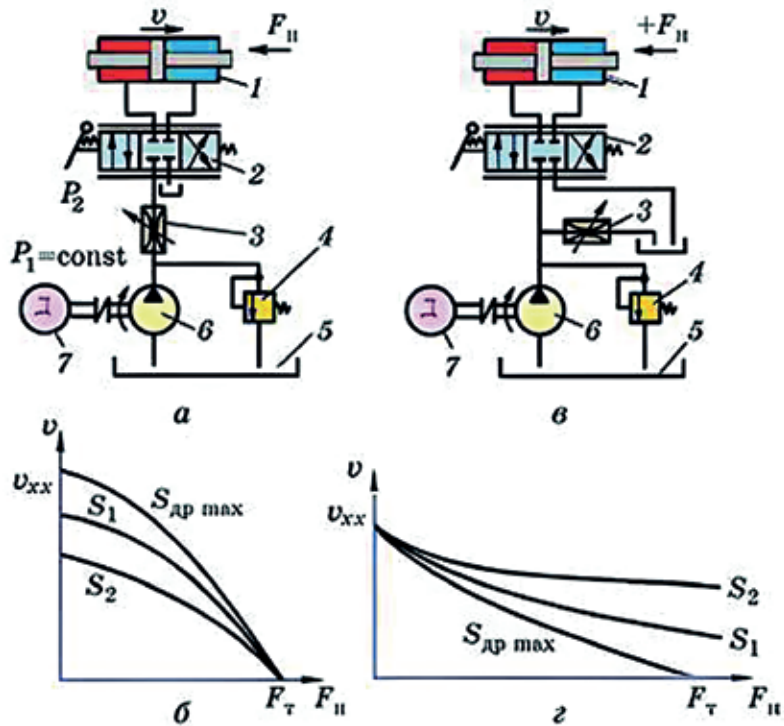


Рис. 7.6. Принципові схеми гідроприводів з дросельним керуванням (а, в) та їх характеристики (б, г): б – з постійним тиском; г – зі змінним тиском; 1 – гідродвигун; 2 – розподільник; 3 – дросель; 4 – запобіжний клапан; 5 – бак; 6 – насос; 7 – привідний двигун

Основним **недоліком** такої схеми є непостійність швидкості руху штока при змінному навантаженні і одному й тому самому положенні дроселя. Крім цього, за такою схемою неможливо регулювати швидкість при від'ємних навантаженнях.

Проте такі гідроприводи мають вищий ККД порівняно з гідроприводом із постійним тиском.

Дросельний спосіб регулювання швидкості гідроприводу з нерегульованим насосом заснований на тому, що частина рідини, що подається насосом, відводиться в зливну гідролінію і не робить корисної роботи. Найпростішим регулятором швидкості є регульований дросель, який встановлюється в системі або послідовно з гідродвигуном, або в гідролінії управління паралельно гідродвигуну.

За паралельного включення дроселя (рис. 7.7, а) робоча рідина, що подається насосом, розділяється на два потоки. Один потік проходить через гідродвигун, інший – через регульований дросель.

Послідовне включення дроселя здійснюється на вході в гідродвигун, на виході гідродвигуна, на вході і виході гідродвигуна. При цьому у всіх випадках система регулювання швидкості будується на принципі підтримки постійного значення тиску P_H на виході нерегульованого насоса за рахунок зливу частини робочої рідини через переливний клапан.

Існують такі способи дросельного регулювання швидкості: із дроселем „на вході” та із **дроселем „на виході”**.

Дросельне регулювання швидкості: із дроселем „на вході”

У цьому випадку дросель 5 знаходиться на напірній лінії і робоча рідина, що подається насосом 1, ділиться дроселем на два потоки (рис. 7.8, а). Один потік спрямовується через розподільник 3 в гідроциліндр 4, а другий – через переливний клапан 2 повертається під тиском налаштування клапана в масляний бак. Підпірний клапан 6 установлюється в систему для стабілізації сил тертя в гідроциліндрі.

Кількість робочої рідини, що подається в гідроциліндр, залежить від поперечного перерізу дроселя і від опору (навантаження) на штокові. Що більше відкритий прохідний переріз дроселя, то більша кількість рідини за постійного наванта-

ження на шток потрапляє в гідроциліндр.

При збільшенні навантаження на шток збільшується тиск за дроселем і, відповідно, зменшується перепад тиску в дроселі, внаслідок чого зменшується об'єм рідини, що подається в гідроциліндр. Зі зменшенням навантаження кількість рідини, що подається в гідроциліндр, збільшується і швидкість руху поршня зростає.

Таким чином, дроселювання „на вході” не забезпечує постійної швидкості при змінному навантаженні. Ця схема рекомендується, коли немає потреби у постійній швидкості робочого органу або ж навантаження стабільне.

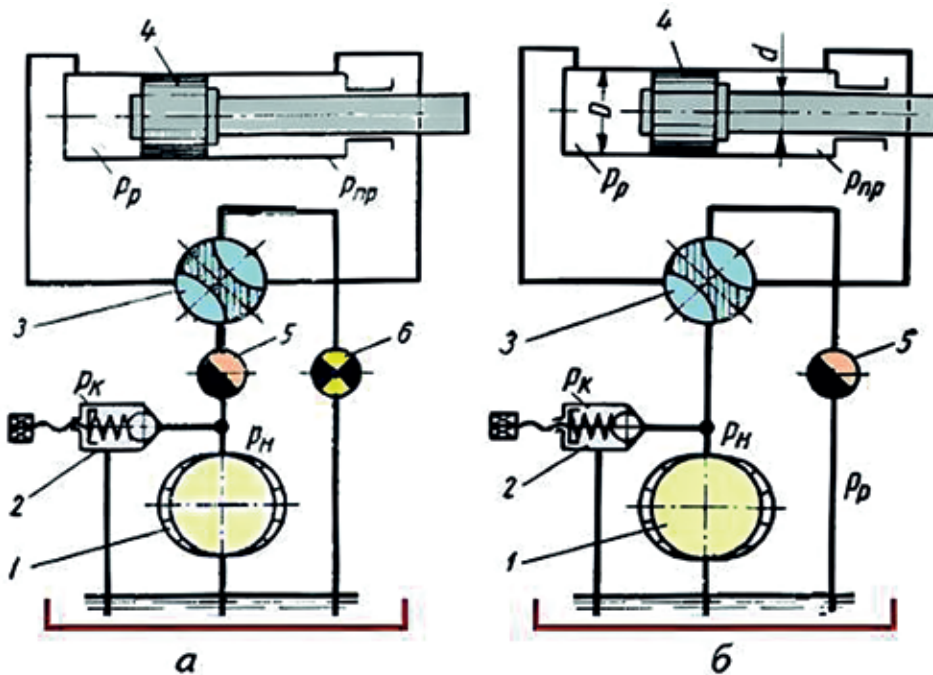


Рис. 7.8. Гідравлічна схема регулювання із дроселем «на вході» (а) та із дроселем «на виході» (б):
 1 – гідронасос; 2 – перепускний клапан; 3 – розподільник;
 4 – гідроциліндр; 5 – дросель; 6 – підпірний клапан

Дросельне регулювання швидкості: із дроселем „на виході”.

У цьому випадку дросель 5 встановлюють на зливній лінії. Швидкість переміщення поршня гідроциліндра визначається кількістю рідини, що витісняється зі штокової порожнини, яка регулюється дроселем (рис. 7.8, б). Ця схема не забезпечує постійної швидкості руху робочого органу, але відрізняється великою плавністю ходу поршня, так як він навантажується з обох сторін.

Системи з дросельним регулюванням неекон

омні, бо працюють при постійному навантаженні насоса, яке частково витрачається на дроселі, викликаючи нагрів робочої рідини. Ці схеми використовують в гідроприводах малої потужності.

В схемі зі ступінчастим регулюванням використовують декілька насосів різної продуктивності. Залежно від потрібної швидкості переміщення робочого органу вмикається один або декілька насосів одночасно.

7.4. Гідроприводи із машинним (об'ємним) регулюванням швидкості вихідної ланки

У гідроприводах з об'ємним керуванням швидкість вихідної ланки змінюють регулюванням насосом, регульованим гідромотором, регульованими насосом і гідромотором.

На рис. 7.9, а показано схему гідроприводу з **регульованим насосом**. Частоту обертання валу гідромотора регулюють, змінюючи робочий об'єм насоса, а напрямок обертання валу гідромотора – реверсуванням потоку рідини насосом.

Як видно із характеристик такого гідроприводу, крутний момент M гідромотора за цього способу регулювання – величина постійна, а потужність N змінюється пропорційно частоті його обертання. Діапазон регулювання в такій системі обмежений мінімальними значеннями ККД, який зі збільшенням подачі спочатку зростає, а потім зменшується.

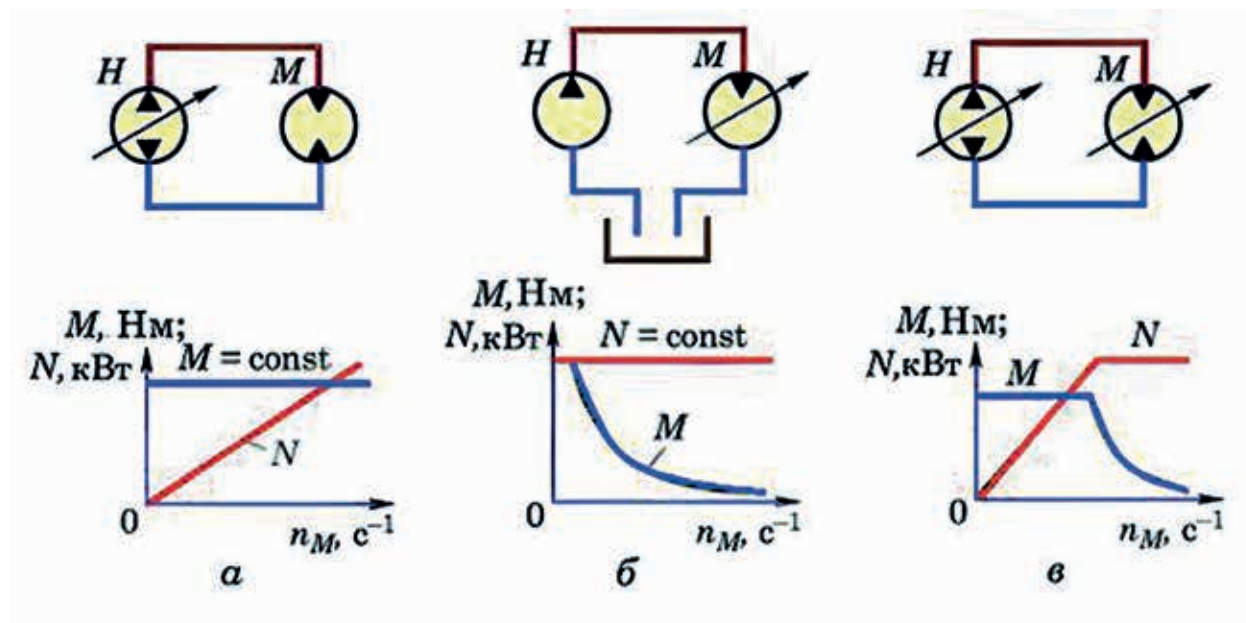


Рис. 7.9. Принципові схеми і характеристики гідроприводів з машинним керуванням:
а – з регульованим насосом, б – з регульованим гідромотором,
в – з регульованими насосом і гідромотором

У схемі з **регульованим гідромотором** (рис. 7.9, б) встановлено насос з постійним робочим об'ємом і гідромотор з регульованим робочим об'ємом. Регулювання такої системи при постійній потужності досягається зменшенням робочого об'єму гідромотора. Момент на валу гідромотора – величина змінна. Перевага такої системи – відносно невеликі механічні втрати, а недолік – необхідність застосування дистанційного керування гідромотором.

У системах з **регульованими насосом і гідромотором** (рис. 7.9, в) є можливість більшого діапазону регулювання частоти обертання і моменту. Крім того, такі системи дають можливість здійснювати зрушення машини з максимальним моментом за мінімальної швидкості.

Ступеневе регулювання, будучи різновидом об'ємного, зазвичай здійснюється або шляхом підключення в систему різних за продуктивністю насосів (різних за витратою гідродвигунів).

Зміна швидкості переміщення поршня гідроциліндра (рис. 7.10) здійснюється в результаті з'єднання одного або декількох насосів 1 з лінією зливу (за допомогою кранів 2). Зворотні клапани 3 в системі відключають розвантажений насос від лінії високого тиску.

ДО УВАГИ! Підключення у гідросистему трьох насосів різної продуктивності дозволяє отримувати до семи значень швидкостей руху вихідної ланки гідродвигуна.

Плавна зміна швидкості руху вихідної ланки гідроприводу реалізується за рахунок зміни робочого об'єму або насоса, або двигуна, або за рахунок зміни робочого об'єму обох машин.

Комбіноване (об'ємно-дросельне) регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна полягає в тому, що в систему дросельного регулювання з постійним тиском встановлюється регульований насос і тиск підтримується постійним не за рахунок зливу частини робочої рідини через переливний клапан, а за рахунок зміни подачі насоса. У такій системі регулювання відсутні втрати в переливному клапані.

На рис. 7.11 представлена схема гідроприводу поступального руху з об'ємно-дросельним керуванням швидкістю. Постійний тиск підтримується шляхом спільної роботи регулятора 1 і аксіально-поршневого регульованого насоса 2. Зміна тиску призводить до зміни положення поршня регулятора 1 і пов'язаного з ним похилого диска насоса 2. Зміна положення диска призводить до зміни подачі насоса.

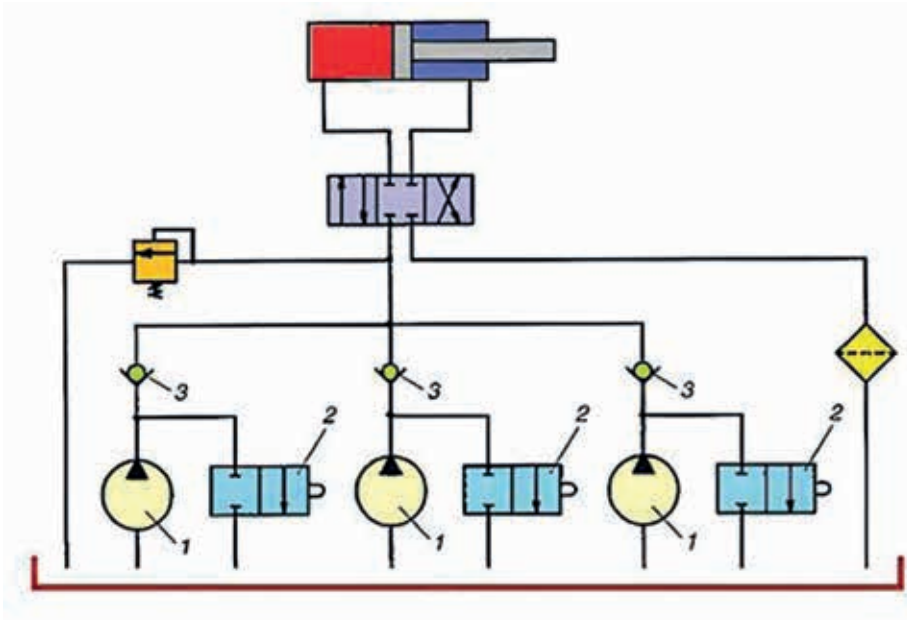


Рис. 7.10. Об'ємне ступеневе регулювання:
1 – насоси; 2 – крани; 3 – зворотні клапани

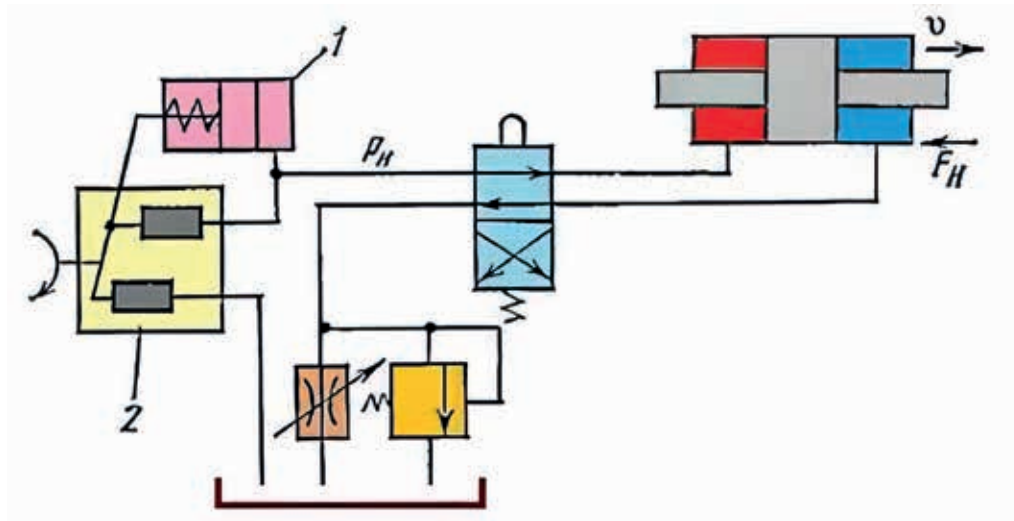


Рис. 7.11. Гідропривод з об'ємно-дросельним керуванням швидкістю вихідної ланки гідродвигуна

ДО УВАГИ!

Гідроприводи з об'ємним керуванням дають можливість змінювати швидкість вихідних ланок гідродвигунів у широкому діапазоні зміни навантаження.

7.5. Основні вимоги безпеки під час використання об'ємного гідроприводу. Заходи з охорони праці

Під час використання об'ємного гідроприводу слід дотримуватися вимог **ДСТУ EN ISO 4413:2018 Система гідравлічна. Загальні правила та вимоги щодо безпеки для систем та їхніх складників.**

Під час проектування гідросистем потрібно враховувати усі аспекти можливих видів пошкоджень (охоплюючи порушення керування системою живлення). В усякому випадку гідропристрої повинні бути вибрані, використані, приєднані та відрегульовані таким чином, щоб у випадку аварії у першу чергу було забезпечено персонал. Треба передбачити попереджувальні заходи щодо пошкодження гідросистеми та завдання шкоди навколишньому середовищу.

Усі гідропристрої в системі повинні бути вибрані чи визначені так, щоб забезпечити безпечне експлуатування, вони повинні працювати в установлених межах параметрів, коли гідросистему застосовано за призначенням. Гідропристрій

треба вибирати чи визначати для надійної роботи в усіх передбачуваних режимах роботи гідросистеми. Особливу увагу треба приділити надійності тих гідропристроїв, які можуть спричинити небезпеку у випадку їх пошкодження чи відмови.

Усі частини гідросистеми мають бути конструктивно або іншим чином захищені від тисків, що перевищують максимальний робочий тиск гідросистеми або частини гідросистеми, чи номінальний тиск будь-якого конкретного гідропристрою. Кращими засобами захисту від надмірного тиску є один чи більше запобіжних клапанів, установлених для обмеження тиску в усіх частинах гідросистеми. Можна також використовувати альтернативний засіб, такий як насос із регулюванням за тиском, що має відповідати вимогам використання. Гідросистеми повинні бути спроектовані, змонтовані та відрегульовані так, щоб мінімізувати коливання та зростання тисків. Коливання та зростання тисків не повинно спричинювати

небезпеку. Втрата тиску чи критичний перепад тисків не повинні піддавати персонал небезпеці.

Передбачені чи непередбачені механічні рухи (охоплюючи ті, що виникають унаслідок процесів, наприклад, прискорення, уповільнення чи підймання або утримування мас) не повинні спричинювати небезпечну ситуацію для людей.

Витік (внутрішній чи зовнішній) не повинен спричинювати небезпеку.

Повний діапазон робочих температур робочої рідини гідросистеми чи будь-якого гідропристрою не має перевищувати установлених меж, за яких їх можна безпечно використовувати.

Гідросистеми мають бути сконструйовані таким чином, щоб їхня розміщеність чи огорожа слугувала захистом для людей від контактування з поверхнями, температура яких перевищує значення, прийнятні для дотику.

Можливі чинники небезпеки, пов'язані з експлуатацією гідроприводу в машині

Механічні чинники небезпеки: форма; відносна розміреність; маса та сталість (потенційна енергія елементів); маса та швидкість (кінетична енергія елементів); невідповідність вимогам механічної міцності; акумулювання потенційної енергії еластичними елементами (пружинами) або рідинами чи газами під тиском або вакуумом чи витокком.

Електричні чинники небезпеки.

Теплові чинники небезпеки, що спричиняють опіки та обшпарення через можливе контактування суб'єктів, від полум'я чи вибухів, а також через випромінювання джерел тепла.

Шумові чинники небезпеки.

Чинники небезпеки через непередбачені рухи, зокрема спричинені електромагнітними полями.

Чинники небезпеки, що виникають через матеріали та речовини, які обробляє, використовує чи виділяє машина.

Чинники небезпеки, що є результатом контактування зі шкідливими рідинами, газами, аерозолями, випаровуваннями і пилом та їх вдиханням.

Чинники вогне- та вибухонебезпеки.

Чинники небезпеки, спричинені перебоями в енергопостачанні, падінням частин машини та іншими функційними розладами.

Перебої в енергопостачанні (силових чи керувальних ланцюгів): зміна напруги; непередбачене увімкнення; падіння або викидання машиною рухомих частин або шматків, утримуваних машиною; автоматичне або ручне затримування зупинення; захисний пристрій залишається не повністю ефективним.

Помилки у з'єднаннях.

Чинники небезпеки, спричинені тимчасово відсутніми і (або) неправильно розміщеними засобами вимірювання стосовно безпеки, наприклад: пристрої запускання та зупинення; знаки та сигнали безпеки; усі види інформаційних та попереджувальних пристроїв; роз'єднувальні пристрої енергопостачання; аварійні пристрої; обладнання та допоміжні пристрої, необхідні для безпечного регулювання і (або) обслуговування.

Заходи з охорони праці

Під час монтажу й експлуатації об'ємного гідроприводу (ОГП) необхідно дотримуватися вимог безпеки та інструкцій з експлуатації на кожний гідропристрій і гідромашину.

Під час прокладання трубопроводів уздовж виробу не дозволене їх кріплення за допомогою зварювання.

Муфти з'єднання валів насосів і гідромоторів повинні мати огорожі відповідно до технічної документації.

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) робочої рідини.

Підключення електроживлення до електродвигунів і датчиків на гідропристроях мають проводитися тільки після повного закінчення складально-монтажних робіт.

Заборонено під час експлуатації ОГП проводити роботи щодо технічного обслуговування, зокрема підтягнення різьбових з'єднань, очищення і обтирання гідропристроїв.

Під час проведення випробувань ОГП електродвигуни стенда мають бути вимкнені за:

- руйнування або загоряння гідроелектрообладнання;
- спрацьовування аварійної сигналізації за максимального тиску нагнітання, мінімального тиску підживлення, мінімального рівня робочої рідини у гідробаку або її максимальної температури;
- відмови вимірювальних приладів, зокрема за будь-яких пошкоджень манометрів;
- припинення подачі охолоджувальної рідини;
- появи підвищених зовнішніх витоків робочої рідини;
- появи підвищеного шуму, стукоту і вібрації.

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

Функціонування запобіжних клапанів необхідно перевіряти перед початком випробувань.

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

Під час перевірки на відсутність витоків робочої рідини для всіх випробовуваних гідропристроїв повинен виконуватися такий регламент:

- за нульового (мінімального) тиску протягом 3 хв;
- за максимального тиску протягом не менше 3 хв.

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 пофарбовані в контрастний колір.

Питання для самоконтролю

1. На які типи поділяються гідроприводи за видом джерела енергії?
2. Поясніть різницю між гідроприводами із замкненим і розімкненим потоками?
3. Які гідроприводи називають некерованими, а які керованими?
4. Які існують способи дросельного регулювання швидкості вихідної ланки гідродвигуна?
5. Поясніть характеристики дросельного регулювання.
6. Чим змінюють швидкість вихідної ланки у гідроприводах з об'ємним керуванням?
7. В чому полягає суть об'ємно-дросельного регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна?
8. Назвіть заходи охорони праці під час монтажу і експлуатації об'ємного гідроприводу.

8. ГІДРООБЛАДНАННЯ ДОРОЖНІХ ТА БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

8.1. Призначення гідрообладнання дорожньо-будівельних машин. Функціональні зв'язки між енергоносіями, розподільною апаратурою та виконавчими органами

8.2. Принципові схеми гідромеханізмів дорожньо-будівельних та землерийних машин

8.3. Ручний механізований інструмент з гідроприводом

8.4. Правила експлуатації, технічне обслуговування і діагностування гідроприводів дорожньо-будівельних та землерийних машин

8.1. Призначення гідрообладнання дорожніх машин. Функціональні зв'язки між енергоносіями, розподільною апаратурою та виконавчими органами

Сьогодні переважна більшість дорожньо-будівельних і землерийних машин випускається з гідроприводом робочих органів. Гідропривод, в свою чергу, є сукупністю гідравлічних машин, апаратури керування та допоміжної апаратури, кожен з яких виконує свою функцію і поєднаний з іншим елементом гідросистеми функціональним зв'язком.

Широке впровадження гідроприводу можна пояснити значними його **перевагами** порівняно з механічним (канатноблочним), електро- та пневмоприводом. Зокрема, це:

- простота в експлуатації;
- компактніші гідросистеми;
- менш металомісткі;
- забезпечують безступінчасте регулювання швидкості;
- можна легко виконувати реверс прямолінійних рухів;
- мають кращі динамічні характеристики;

- дозволяють просто вирішувати питання мащення системи;
- не потребують спеціальних пристроїв від перевантаження;
- безшумні в роботі.

До гідрообладнання машин відносять:

- гідромашини: гідродвигуни та насоси;
- апаратуру керування: розподільники, дроселі;
- допоміжну гідроапаратуру: гідроємності, фільтри, клапани, гідролінії, ущільнення, теплообмінники тощо.

Функції гідравлічних машин по суті аналогічні до їх першопочаткових, а загалом комплекс цих гідравлічних машин призначений для забезпечення можливості виконання робочих функцій цієї дорожньої машини. Будова та принцип дії елементів гідроприводу були розглянуті у попередніх темах.





Застосування в будові дорожньо-будівельних, землерийних та інших машин гідроприводу дає змогу забезпечувати ефективно виконання робочих функцій цієї машини

8.2. Принципові схеми гідромеханізмів дорожньо-будівельних та землерийних машин

Гідравлічні схеми дорожньо-будівельних та землерийних машин доволі складні. Це обумовлюється великою кількістю гідроелементів, що входять до їх складу. Тому, як правило, в сучасному вигляді завод-виробник пропонує споживачеві або сервісній службі гідравлічні схеми на кольорових плакатах і електронних носіях, які захищені спеціальним ключем від промислового шпіонажу. Такі схеми, якщо вони на паперових носіях і не містять таємної інформації, можуть бути виконані на великих форматах А1 (А0) в кольоровій гамі, а якщо вони презентуються в електронному варіанті із захистом цифровим ключем, то мають бути анімованими та презентувати роботу того чи іншого вузла або всього гідроприводу в форматі 3D, містити точні розміри деталей із зазначенням матеріалу, допусків та посадок, термообробки тощо.

Отже, як видно з рис. 8.1, схема гідроприводу відвала бульдозера відносно не складна. Це пояс-



Як читати схеми гідравлічних силових агрегатів

нюється невеликою кількістю елементів, що входять до її складу. Але на схемі не зображені елементи автоматки, датчики, інші гідроелементи, які досить часто можна зустріти в системі гідроприводу. Крім того, гідропривод робочих органів – це лише частина гідросистеми сучасних дорожньо-будівельних та землерийних машин. Дуже часто гідропривод використовується в гідромеханічній трансмісії машин – для приводу ведучих коліс (зірочок), натягу гусеничної стрічки, здійснення керування рухом машини, наприклад, шляхом керування гідроциліндрами положенням деталей рульової трапеції (рис. 8.2).

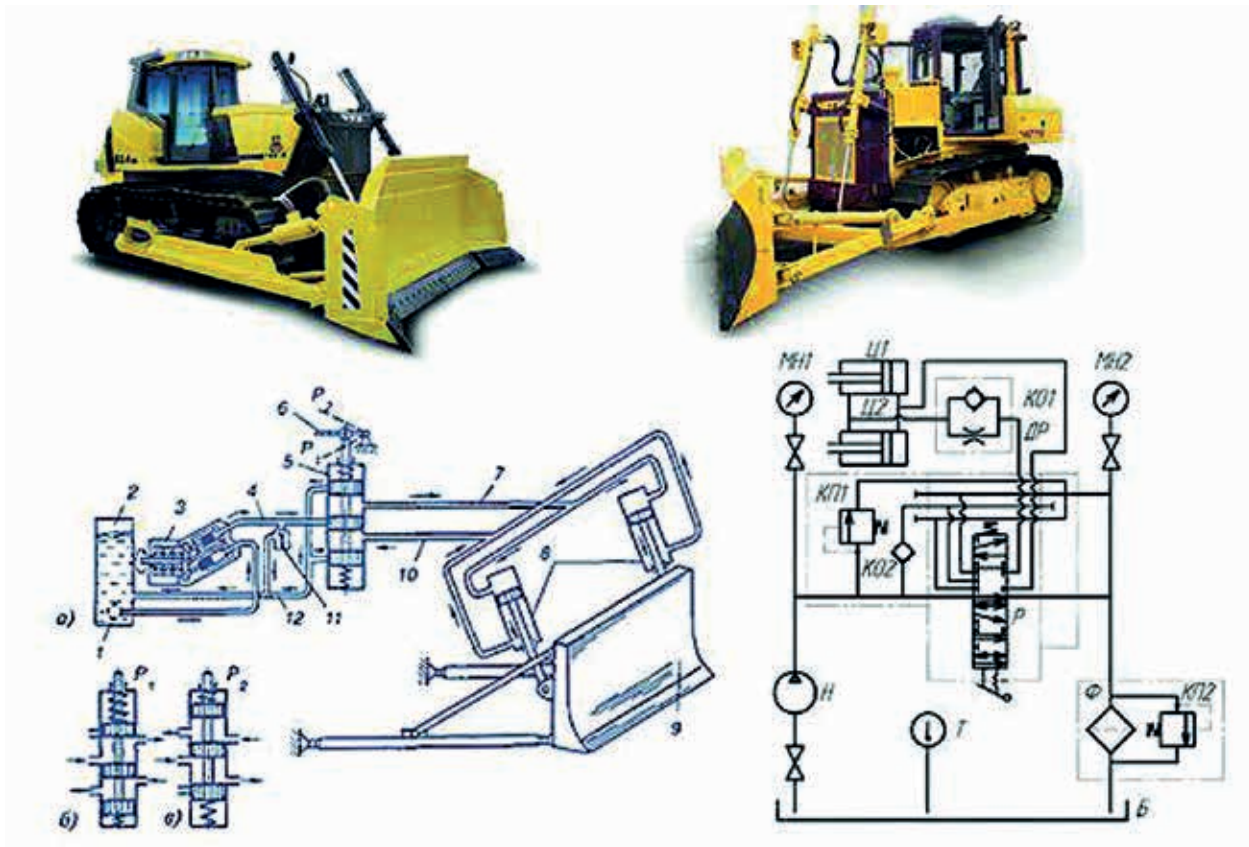


Рис. 8.1. Схема гідроприводу відвала бульдозера в нейтральному (закритому) положенні (а), при опусканні (б) і підніманні (в) та принципова гідравлічна схема гідроприводу бульдозера:
 1 – фільтр, 2 – бак, 3 – насос, 4 – нагнітальна гідролінія, 5 – розподільник,
 6 – важіль приводу золотника, 7 – гідролінія високого тиску, 8 – гідроциліндри,
 9 – відвал, 10 – гідролінія зворотної подачі рідини (низького тиску),
 11 – запобіжний клапан, 12 – зливна гідролінія



**Пояснення гідравлічної схеми
 (анімація роботи гідроприводу)**

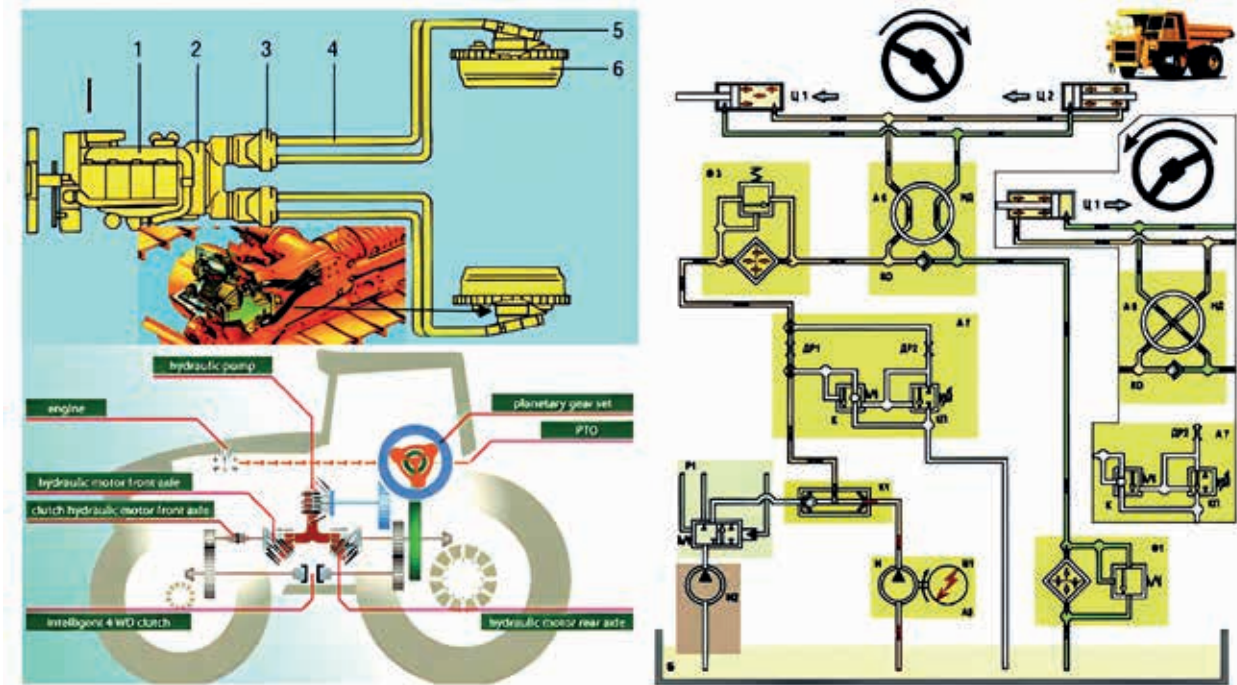


Рис. 8.2. Застосування гідроприводу в гідромеханічній трансмісії сучасних гусеничних та колісних дорожньо-будівельних і землерийних машин та рульовому керуванні самоскида:

- 1 – дизельний двигун, 2 – роздавальна коробка, 3 – реверсивний регульований насос, 4 – гідролінії високого тиску, 5 – реверсивний гідродвигун, 6 – кінцева передача (бортовий редуктор) з ведучим колесом (зірочкою)

Гідравлічний привод використовується також для приводу допоміжних робочих органів (так, наприклад, в автогрейдері головним робочим органом є грейдерний відвал, але така машина може бути оснащена додатково бульдозерним

відвалом, розпушувачем (кірковщиком) з гідроприводом. Крім того, конструкція багатьох сучасних машин передбачає використання іншого різнопланового навісного обладнання, яке приводиться в дію за допомогою гідроприводу.



Рис. 8.3. Застосування змінних робочих органів сучасних землерийних машин

8.3. Ручний механізований інструмент з гідроприводом

Конструкція багатьох сучасних мобільних машин передбачає можливість підключення її у якості джерела енергії до ручного механізованого інструменту з гідроприводом (рис. 8.4). Ручний механізований інструмент – це пристрій, в якому рух робочого органу здійснюється за допомогою гідравлічного приводу, але управління всім інструментом і всі допоміжні рухи виконуються

вручну. При цьому значно підвищується продуктивність праці людини.

Також у якості джерела енергії для ручного механізованого інструменту з гідроприводом використовують оливанстанції (гідравлічні насосні станції), тобто такі технічні пристрої, що перетворюють різні види енергії на механічну енергію рідини, і управляють рухом потоку цієї рідини.



Рис. 8.4. Застосування ручних механізованих інструментів з гідроприводом



Рис. 8.5. Оливанстанції із приводом від електродвигуна і дизельного двигуна

В основному до складу таких маслостанцій входять наступні компоненти:

Двигун первинний – електричний, гідравлічний, пневматичний двигун внутрішнього згоряння (бензиновий або дизельний). Призначений для перетворення відповідного виду енергії (електричної, механічної енергії рідини або стиснутого газу, хімічної енергії палива) на кінетичну енергію обертального або поступального руху.

Гідравлічний насос – шестеренний, пластинковий, аксіально-плунжерний, радіально-плунжерний або плунжерний насос. Призначений для перетворення кінетичної енергії обертального чи поступального руху на механічну енергію рідини.

Гідробак – металева або пластикова ємність, що містить робочу рідину, яка використовується в основному для перенесення енергії до виконав-

чого механізму – гідродвигуна (гідроциліндр або гідромотор). Має вбудовану горловину із фільтром для заправки робочої рідини.

Трубопроводи – система каналів, яка може складатися з рукавів високого тиску, металевих труб, плит модульного та стикового монтажу. Служить для з'єднання гідравлічного насоса з різного роду керуючою, регулюючою і розподільною гідравлічною апаратурою. Забезпечує передачу потоку рідини, що нагнітається гідравлічним насосом до виконавчого механізму та її повернення в гідробак.

Фільтр зливний – пристрій, що фільтрує робочу рідину, яка повертається від виконавчого механізму (гідродвигуна) до гідробака.



Рис. 8.6. Ручні механізовані інструменти з гідроприводом, які можуть підключатися до оливостанцій

8.4. Правила експлуатації, технічне обслуговування і діагностування гідروприводів дорожньо-будівельних та землерийних машин

Експлуатацію, технічне обслуговування і дрібний ремонт гідроприводів має виконувати персонал, який обслуговує машини. У своїй роботі обслуговуючий персонал повинен керуватись відповідними інструкціями заводів-виготовлювачів машин і гідропристроїв. Для того, щоб експлуатація і технічне обслуговування були кваліфіковані, необхідно знати будову і принцип дії гідропристроїв та гідроприводу в цілому, уміти читати принципіві гідравлічні схеми, аналізувати роботу гідроприводу і окремих його функціональних ділянок, готувати гідропривод до роботи, виявляти і усувати його несправності.

ДО УВАГИ!

Надійність роботи гідроприводу значною мірою залежить від грамотної і кваліфікованої наладки і не менш кваліфікованої експлуатації його гідропристроїв.

Залежно від тривалості роботи під навантаженням, температури, забрудненості повітря та

динамічних навантажень режими експлуатації гідроприводу поділяють на три види: легкий, середній і важкий.

Основною причиною відмов гідроприводів є забруднення робочої рідини. Так, якщо моторесурс насосів 9000 мотогодин і гідророзподільників 6000 мотогодин, в реальних умовах роботи будь-якої техніки він зменшується втричі і більше. На відмови гідропристроїв припадає 30–40% причин, що зумовлюється забрудненням.

Забруднення робочої рідини відбувається під час її виробництва (2 – 4%), транспортування (14%), зберігання (20%) і заправлення (40%), що в цілому сягає 0,06 – 0,07% за масою. Слід пам'ятати, що у період експлуатації забруднення робочої рідини продовжує зростати. Тому через кожні 100 – 250 годин роботи необхідне очищення робочої рідини чи її регенерація або повна її заміна. В процесі експлуатації змінюється хімічний склад робочої рідини, а головне властивості, що призводить до підвищення зношення робочих поверхонь деталей гідропристроїв, виходу з ладу ущільнень, зниженню ККД гідроприводу.

Діагностування гідроприводу дорожньо-будівельних та землерийних машин

Однією з тенденцій розвитку дорожньо-будівельних машин є широке використання об'ємного гідроприводу. Однак ускладнення гідросхем призводить до збільшення трудомісткості ТО і ремонтів, а невиправдані розбирання елементів знижують їх ресурс. Діагностування дозволяє значно скоротити час пошуку дефекту і знизити трудовитрати під час його ТО і ремонту. Існуючі методи діагностування за трудомісткістю умовно можна розділити на п'ять груп:

- статопараметричний метод – найбільш трудомісткий, вимагає відводу з гідросистеми потоку робочої рідини;
- методи амплітудно-фазових і перехідних характеристик і термодинамічний – вимагають установки в гідросистему датчиків, які мають контакт з робочою рідиною;
- спектральний аналіз та індикація сторонніх домішок – методи, що вимагають відбору

проб робочої рідини;

- акустичний, віброакустичний, силовий і метод вимірювання швидкості наростання зусилля на виконавчому елементі – вимагають встановлення датчиків, що не мають контакту з робочою рідиною;
- кінематичний метод – найменш трудомісткий, не вимагає встановлення спеціальних датчиків.

Статопараметричний метод заснований на вимірюванні параметрів функціонування гідроприводу: тиску P (МПа) і подачі робочої рідини Q (л/хв). При діагностуванні обчислюють об'ємний ККД насоса, що дорівнює відношенню його фактичної подачі (л/хв) до теоретичної. На практиці визначають подачу за номінальної частоти обертання валу насоса і навантаження його до номінального тиску. Навантаження, як правило, встановлюється зовнішнім дроселем. Статопара-

метричний метод широко використовується на практиці і дозволяє точно визначити стан кожного елемента гідросистеми. Недоліком методу є необхідність роз'єднання ланок гідроприводу, що призводить до втрати і забруднення робочої рідини.

Метод амплітудно-фазових характеристик (метод пульсацій тиску) заснований на вимірюванні коливань тиску в напірній магістралі насоса в усталеному режимі його роботи і призначений для оцінювання технічного стану вузлів аксіально-поршневих насосів за осцилограмами пульсації тиску. Цей метод дозволяє визначити сумарне зношення кінематичного ланцюга, що забезпечує зворотно-поступальний рух поршнів. Недоліком його є неможливість визначення зносу елементів, що впливають на внутрішні втрати.

Метод перехідних характеристик (хвильовий метод) заснований на аналізі діаграм зміни тиску на ділянках гідросхеми після перехідних режимів її роботи. Ударна хвиля, проходячи ділянкою гідросхеми, несе інформацію про всі гідравлічні опори (золотник, клапани, вм'ятини, витоки). Порівнявши отриману ударну діаграму з еталонною, можна оцінити зміни в гідросистемі. Цей метод володіє високою інформативністю, але його недоліком є складність розшифрування діаграм. Крім того, під час проведення вимірювань необхідно вимикати зі схеми вузли, що впливають на гасіння пульсацій.

Термодинамічний метод дозволяє шляхом вимірювання перепадів температур на вході і виході елементів гідросхеми визначати їх повний ККД. Ґрунтується він на перетворенні в тепло енергії, що втрачається в елементах гідроприводу. Метод ефективний в умовах експлуатації, однак вимагає високої точності вимірювання температури, наявності відомостей про теплофізичні властивості вживаної рідини або використання складних вимірювальних схем.

Метод спектрального аналізу полягає у визначенні кількості та виду продуктів зношування елементів гідроприводу в робочій рідині. Він дозволяє виявляти це на його ранній стадії, однак складно локалізувати продукти зношування однієї деталі.

Метод індикації сторонніх домішок заснований на визначенні кількості продуктів зносу деталей у рідині за допомогою спеціальних магнітних пробок, а також кількості води і дизельного палива за допомогою нескладного хімічного аналізу.

Акустичний метод застосовується для діагно-

сування внутрішньої негерметичності гідроагрегатів. Він заснований на вимірюванні в ультразвуковому діапазоні шуму робочої рідини, що перетікає через пошкоджені ущільнення. Попереднє тарування дозволяє визначити витік у гідророзподільнику, клапанах та інших елементах гідросхеми. Перевага – швидкість вимірювань, недолік – необхідність попереднього тарування і наявність значних перешкод від сусідніх агрегатів.

Віброакустичний метод заснований на аналізі параметрів вібрації об'єкта діагностування. Застосовується переважно для гідроагрегатів з явно вираженими циклічними робочими процесами, наприклад, для аксіально-поршневих гідронасосів. Основна перевага – принципова можливість отримання інформації про будь-який елемент гідроприводу без його розбирання, недолік – складність виокремлення корисної інформації.

Силовий метод заснований на визначенні зусилля, що розвиває виконавчий механізм. Метод широко застосовують під час оцінювання загального стану гідроприводу машин у стаціонарних і польових умовах. Перевагою його є можливість інтегральної оцінки стану всього гідроприводу виконавчого механізму, недоліком – невисока точність.

Метод вимірювання швидкості наростання зусилля на виконавчому елементі є удосконаленням силового методу для визначення технічного стану гідросистем машин, у яких в якості виконавчих елементів використані гідроциліндри. Для вимірювання зусилля застосовують швидкознімні накладні датчики. Перевагою методу є можливість швидкого отримання інформації для оцінювання загального стану гідроприводу, проте він не може використовуватися для діагностування гідросхем з гідромотором.

Кінематичний метод, будучи найменш трудомістким, визначає загальний технічний стан гідроприводу за швидкістю переміщення виконавчих елементів, навантажених робочим обладнанням. Він досить простий і не вимагає застосування спеціального устаткування, проте має невисоку точність.

На основі найпоширенішого статопараметричного методу розроблені переносні і стаціонарні засоби діагностування гідроприводу. Широке застосування на сучасному етапі знаходять аналогові та електронні гідротестери, які швидко та досить точно діагностують гідропривод. Най-

простішим за конструкцією переносним засобом діагностування є пристрій КІ-5473 (рис. 8.7), призначений для перевірки гідросистем дорожньо-будівельних машин з робочим тиском до 10 МПа. Він складається з дроселя-витратоміра, ком-

плекту змінних перехідників та шлангів, розміщених у двох футлярах. Служить для перевірки тиску налаштування запобіжних клапанів від 1,0 до 15 МПа і витрати робочої рідини в межах від 10 до 90 л/хв.



Рис. 8.7. Сучасний електронний гідротестер і прилад КІ-5473

Технічне обслуговування гідроприводу

У процесі експлуатації машин з гідроприводом його несправності виявляють так:

- перевіряють рівень рідини в баку і за необхідності доливають;
- запускають двигун і прогрівають робочу рідину до номінальної температури;
- перевіряють робочі параметри машини;
- встановлюють, які агрегати/елементи гідросистеми необхідно відрегулювати або замінити.

Для виявлення відмови гідросистему під'єднують до справного насоса. Якщо працездатність її не відновлюється, значить, несправні інші гідроагрегати. Якщо ж гідросистема починає нормально працювати, – на спеціальному стенді перевіряють насос. Якщо об'ємний ККД насоса падає до 0,6–0,7 – його потрібно замінити. Необхідно враховувати, що його нормальна робота можлива лише за використання робочої рідини необхідного типу з номінальним очищенням (60 – 65 мкм).

Якщо гідравлічний двигун не розвиває достатнього крутного моменту, перевіряють наявність витікання рідини в дренажній магістралі. Найпо-

ширенішою несправністю насоса є протікання робочої рідини через манжетні ущільнення, значення яких не повинно перевищувати 0,5 см³/год. В іншому випадку манжету міняють.

Характерною несправністю гідроциліндрів є порушення герметичності, що супроводжується підвищеним перетіканням робочої рідини всередині штокових порожнин і його зовнішніми витіканнями по штоку. Відмова гідроциліндра також може бути викликана самовільним відкручуванням гайки кріплення поршня. Тому під час заміни манжетного ущільнення необхідно перевірити надійність її затягування і стопоріння. Зношення ущільнень і деталей гідроциліндрів підвищується, якщо вони змонтовані з перекосом.

Технічне обслуговування гідроциліндрів включає в себе перевірку кріплення та справності пристроїв, що оберігають шток від забруднень, а також заміну ущільнень та змащення шарнірних з'єднань. Також гідроциліндри, аксіально-поршневі насоси і гідродвигуни можуть бути демонтовані з машини та перевірені на спеціальних стендах (рис. 8.8).



Рис. 8.8. Перевірка знятого з машин гідроциліндра та аксіально-поршневого гідродвигуна

До гідросистем землерийних і будівельних машин висувають наступні вимоги: хід поршнів і плунжера повинен бути плавним, витоку робочої рідини через нерухомі ущільнення не повинно бути, на рухомих поверхнях допустима поява масляної плівки, але не крапель.

У процесі експлуатації неприпустимі бічні навантаження на штоки гідроциліндрів. Причиною підвищеного витоку робочої рідини часто є зношення ущільнень, які потрібно замінити.

Повільний підйом робочого обладнання може бути наслідком підсосу повітря в гідросистему, підвищеної витрати робочої рідини в насосі, виходу з ладу ущільнення поршня гідроциліндра, зависання перепускного клапана розподільника або неправильного регулювання запобіжного клапана.

Шум під час роботи гідросистеми виникає через неправильне регулювання запобіжного клапана розподільника, перевантаження гідросистеми, забруднення фільтра або попадання повітря в систему.

Самочинне вимкнення золотника відбувається через засмічення дренажної трубки, приєднаної до верхньої кришки розподільника.

До несправностей фільтра відносять забруд-

нення фільтрувальних елементів, а також зношення й неправильне регулювання перепускного клапана. Фільтрувальні елементи під час технічного обслуговування промивають (замінюють), а зношені деталі перепускного клапана замінюють новими.

Технічний стан гідроагрегатів автогрейдера визначають за показниками манометра, який вмонтовують у штуцер насоса на напірній магістралі. Для контролю роботи гідрозапірних пристроїв по черзі підіймають передній міст автогрейдера на відвалі бульдозера. Осідання штоків гідроциліндрів при вивішуванні переднього моста протягом 30 хв неприпустима.

Технічне обслуговування гідророзподільників і золотників зводиться до їх протирання, очищення та перевірки кріплення. Крім того, регулюють запобіжний клапан і клапани автоматики, прочищають їх і замінюють швидкозношувані деталі.

В процесі експлуатації гідроприводу, зважаючи на складність конструкції багатьох його елементів, неминуче виникають різного роду несправності, які необхідно вчасно визначати і усувати. У таблиці 8.1 наводяться основні неполадки у гідроприводах машин, їх причини та способи усунення.

Основні неполадки у гідроприводах машин, їх причини та способи усунення

Таблиця 8.1

№ з / п	Неполадки	Можливі причини	Спосіб усунення
1	Насос не подає рідину в систему	<p>Неправильний напрямок обертання валу насоса У баку мало робочої рідини</p> <p>Засмітився всмоктувальний трубопровід Підсмоктування повітря у всмоктувальній трубі Поломка насоса Велика в'язкість рідини Засмітився демпфер переливного клапана</p>	<p>Змінити обертання валу</p> <p>Долити рідину до відмітки мастиловказівника Прочистити трубопровід Підтягнути з'єднання Усунути пошкодження або замінити насос Замінити рідину Промити клапан і прочистити демпферний отвір</p>
2	Насос не створює тиску в системі	<p>Насос не подає рідину в систему Великий знос насоса (внутрішні витоки великі)</p> <p>Великі зовнішні витоки по валу через корпус насоса</p> <p>Великі внутрішні витоки в гідросистемі</p> <p>«Завис» золотник запобіжного клапана або не «сів» на сідло переливний клапан</p> <p>Зменшення в'язкості оливи внаслідок її нагрівання (зазвичай вище 50 С)</p>	<p>Див. пункт 1</p> <p>Перевірити продуктивність насоса на холостому ходу і під навантаженням. При об'ємному ККД нижче паспортного замінити насос. Замінити ущільнення. Перевірити, чи немає раковин, тріщин тощо. За їх виявлення замінити насос Замінити ущільнення. Перевірити вузли гідросистеми на герметичність і відремонтувати Розібрати і промити клапан, перевірити стан демпфера, пружини, кульки і його сідла Поліпшити умови охолодження оливи</p>
3	Шум і вібрація в системі	<p>Великий опір у всмоктувальному трубопроводі Мала пропускна здатність фільтра або він засмітився</p> <p>Підсмоктування повітря у всмоктувальній трубі Засмітився сапун в баку Вібрація клапана</p> <p>Різка зміна прохідного перетину трубопроводів</p> <p>Нежорстке кріплення трубопроводів</p>	<p>Збільшити прохідний перетин труб</p> <p>Замінити фільтр або промити його Підтягнути з'єднання</p> <p>Прочистити сапун Розібрати і перевірити демпферні канали Збільшити і виправити прохідні перетини трубопроводів Закріпити трубопроводи</p>

4	Нерівномірний рух робочих органів	<p>Наявність повітря в гідросистемі</p> <p>Тиск налаштування запобіжного клапана близький до тиску, необхідного для руху робочих органів</p> <p>Механічне заїдання рухомих частин гідроциліндра. Нерівномірна подача оливи насосом.</p> <p>Шум і стукіт в насосі внаслідок поломки однієї з лопаток або плунжера</p>	<p>Випустити повітря із системи</p> <p>Налаштувати запобіжний клапан на тиск на 0,5 ... 1,0 МПа більше ніж тиск, необхідний для руху робочих органів</p> <p>Відремонтувати гідроциліндр</p> <p>Замінити насос</p>
5	Різде зменшення швидкості руху за зростання навантаження	<p>Великі внутрішні чи зовнішні витоки в елементах гідросистеми</p> <p>Регулятор швидкості заїдає у відкритому положенні</p> <p>Запобіжні і перепускні клапани відрегульовані на низький тиск</p>	<p>Див. пункт 2</p> <p>Розібрати регулятор швидкості, перевірити справність пружини і плавність переміщення золотника. Усунути дефекти, промити і зібрати регулятор.</p> <p>Налаштувати запобіжні та перепускні клапани</p>
6	Поступове зменшення швидкості руху робочого органу	<p>Забруднення робочої рідини</p> <p>Засмічення фільтрів, дроселів та інших апаратів системи.</p> <p>Облітерація (заростання) щілин дроселя</p> <p>Зносилися ущільнювальні поверхні гідроагрегатів або знизилася в'язкість робочої рідини</p>	<p>Замінити рідину і промити гідросистему</p> <p>Промити апаратуру</p> <p>Збільшити мінімальне відкриття дроселя або встановити дросель з меншою мінімальною витратою.</p> <p>Замінити зношені гідроагрегати або замінити робочу рідину</p>
7	Підвищений тиск у нагнітальній лінії при холостому ходу	<p>Підвищилися втрати тиску в системі через неправильний вибір апаратури, зменшений прохідний перетин трубопроводів, а також у результаті неякісного монтажу</p> <p>Засмітився канал управління переливним клапаном розподільника</p> <p>Підвищені механічні опори руху робочих органів</p>	<p>Замінити апаратуру, встановити трубопроводи з великим прохідним перетином, виключити зайві вигини, з'єднання тощо</p> <p>Прочистити канали розподільника</p> <p>Усунути недоліки конструкції, відремонтувати штоки циліндрів та ін.</p>
8	Підвищений нагрів масла в системі	<p>Підвищені втрати тиску в трубопроводах і гідроапаратурі. Поганий відвід тепла від бака і трубопроводів</p> <p>Насоси не розвантажуються під час пауз</p> <p>Несправність терморегулюючої апаратури</p>	<p>Див. пункт 7, а також поліпшити тепловідведення від бака і труб</p> <p>Перевірити роботу розвантажувального пристрою, усунути дефекти</p> <p>Усунути несправність</p>

9	Зворотний клапан пропускає рідину за зміни напрямку потоку	Клапан не прилягає до сідла. Дефект робочих крайок клапана або сідла. Зламалася пружина клапана	Розібрати клапан, перевірити стан сідла, конуса клапана і пружини. Усунути дефекти, промити і зібрати клапан
10	Запобіжний клапан не утримує тиску	Засмітився демпфер або сідло клапана. Втрата герметичності в системі дистанційного розвантаження Зносилися кулька або сідло Зламалася пружина	Прочистити демпфер, промити потоком рідини Замінити кульку або сідло Замінити пружину.
11	Тиск за редукційним клапаном відсутній	Засмітився демпфер або сідло клапана Зносилася кулька або сідло Зламалася пружина	Див. пункт 10 Див. пункт 10 Див. пункт 10
12	Через дренажні отвори йдуть великі витіки	Зносилися ущільнення Зносилися робочі поверхні рухомих розподільних пристроїв	Замінити ущільнення Провести ремонт або заміну
13	Золотники з електрогідравлічним управлінням не перемикаються при включенні електромагніту	Заїдання золотника в корпусі (задир золотника). Заклинювання золотника через брудну оливу або осілу поворотну пружину. Густа олива ускладнює переміщення золотника Якоря електромагнітів не переміщуються на повну величину ходу Розклепаний кінець штовхача Засмітився дренажний отвір в золотнику	Зняти електромагніти, перевірити вручну переміщення золотника, перевірити затягування кріплення корпусу золотника, промити апарат, змінити оливу Перевірити напругу в затискачах електромагніту, усунути заїдання якоря при переміщенні Замінити штовхач Розібрати, промити

14	Електромагніти гудуть і перегріваються	Див пункт 13 Занадто сильні поворотні пружини Напруга живлячого струму не відповідає номіналу Розклепаний якір електромагніту	Див пункт 13 Замінити на більш слабкі Відрегулювати напругу електроструму Переклепати якір
15	Обрив і тріщини маслопроводів з порушенням герметизації	Неприпустимі деформації гнучких рукавів Старіння і знос гнучких рукавів Резонансні коливання трубопроводів Значні піки тиску в гідросистемі	Довести конструкцію маслопроводу до ладу Замінити рукав Закріпити труби скобами Поставити перепускні клапани і демпфери. Знизити швидкість робочого органу.
16	Редукційний клапан не знижує тиску або знижує недостатньо	Регулювальна пружина стиснута майже до повного прилягання витків. Золотник клапана заїдає. Засмітилася лінія відведення оливи після кульки в бак. Осіла регулювальна пружина. Засмітився демпферний отвір золотника. Між кулькою і сідлом потрапив бруд або пошкоджена кулька.	Розібрати клапан, промити і замінити дефектні деталі
17	Швидкість подачі силового вузла мала і падає при навантаженні (регулювання за допомогою регулятора витрати)	Засмітилася щілина дроселя. Ослабла пружина вбудованого редукційного клапана або застряг золотник Підвищення витoku в насосі і гідроагрегатах Велика в'язкість оливи	Розібрати і промити з заміною дефектних деталей Замінити зношені гідроагрегати Замінити оливу
18	Потік оливи не реверсується золотником	Заїдання золотника в корпусі через брудну оливу, перетискання кріпильних болтів, поломка зворотних пружин, відсутність тиску управління Збився штовхач електромагніту золотника управління.	Розібрати і промити золотник. Послабити кріпильні болти. Підвищити тиск управління Замінити дефектні деталі
19	Олива і піна викидаються через заливну горловину оливобака або кришку вбудованого зливного фільтра	Надлишок оливи в баку. Підсмоктування повітря в гідросистему Засмітився фільтр або пошкоджені ущільнення кришки фільтра	Злити частину оливи Підтягнути з'єднання всмоктувальної лінії Промити фільтр і замінити ущільнення

Питання для самоконтролю

1. Призначення гідрообладнання дорожніх машин.
2. Наведіть приклади переваг гідроприводу, що визначили його застосування на всіх дорожньо-будівельних, землерийних та інших машинах.
3. Що відносять до гідрообладнання машин?
4. Проаналізуйте принципову схему гідроприводу бульдозера.
5. Поясніть правила експлуатації машин.
6. Назвіть методи діагностування гідроприводу.
7. Назвіть операції, що виконують під час технічного обслуговування та ремонту гідроприводу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Неміровський, Л. Г. Козлов; МОНМС України, ВНТУ. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 273 с.
2. Буренніков Ю. А. Гідравліка і гідропневмопривод : навчальний посібник. Ч. І. Гідравліка і гідропривод / Ю. А. Буренніков, І. А. Неміровський, Л. Г. Козлов; МОН України. – Вінниця : ВНТУ, 2003. – 123 с.
3. Гідравліка : підручник / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, М. А. Палішкін ; за ред. проф. В. А. Дідура. – Херсон : ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. – 624 с.
4. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навчальний посібник / Рязанцев Р.Ю. – Бар : 2019. – 140 с.
5. Гідропривід сільськогосподарської техніки : навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – Київ : Вища освіта, 2004. – 368 с.
6. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика : підручник / В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін. ; За ред. В. О. Федорця. – Київ : Вища школа. – 1995. – 463 с.
7. Гідравліка, гідро- та пневмопривод : підручник / за ред. О.О. Федорця, О.Ф. Саленка. – 2-ге вид., переробл. і доповн. – Київ : Знання, 2009. – 502 с.
8. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі : навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / А.О. Євтушенко – Суми : Видавництво СумДУ, 2005. – 256 с.
9. Кіріс О.В. Гідромеханіка / О.В. Кіріс, В.В. Лісін. – Одеса : ОНМА, 2008. – 108 с.
10. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод : підручник. – Київ : Фірма «Інкос», Центр навчальної літератури, 2006.
11. Мандрус В.І. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків / В.І.Мандрус, Н.П.Лещій, В.М.Звягін. – Львів : Світ, 1995. – 364 с.
12. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навчальний посібник / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Панченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 151 с.
13. Сидоренко В.П. Гідравліка і гідропривод / В.П. Сидоренко, О.М. Яхно. – Київ : Університет «Україна», 2007. – 163 с.
14. George E. Totten. Handbook of Hydraulic Fluid Technology, Second Edition / George E. Totten, Victor J. De Negri. – CRC Press, 2011. – 982p.

Нормативні посилання

1. ДСТУ EN ISO 4413:2018 Система гідравлічна. Загальні правила та вимоги щодо безпеки для систем та їхніх складників
2. ДСТУ ISO 1219-1:2018 Системи гідравлічні й пневматичні та їхні складові частини. Графічні умовні позначки та принципи схем. Частина 1. Графічні умовні позначки звичайної призначеності та використовувані для пристроїв оброблення даних
3. ДСТУ ISO 1219-2:2018 Системи гідравлічні й пневматичні та їхні складові частини. Графічні умовні позначки та принципи схем. Частина 2. Контур діаграми
4. ДСТУ ISO 4021:2018 Потужність гідравлічної рідини. Аналіз забруднення твердих частинок. Витяг проб рідини з лінії операційної системи
5. ДСТУ ISO 4406 Потужність гідравлічної рідини. Рідини. Метод кодування рівня забруднення твердими частинками
6. ДСТУ ISO 5598 Силові системи та складники рідин. Словник
7. ДСТУ ISO 6149-1 З'єднання для об'ємних гідроприводів і для загального застосування. Отвори та кінці штуцерів з метричною нарізкою згідно з ISO 261 та ущільненням кільцями круглого перерізу. Частина 1. Отвори з трапецієподібним посадковим місцем для кілець круглого перерізу
8. ДСТУ ISO 6149-2 З'єднання для об'ємних гідроприводів і для загального застосування. Отвори та кінці штуцерів з метричною нарізкою згідно з ISO 261 та ущільненням кільцями круглого перерізу. Частина 2. Розміри, конструкція, методи випробування та вимоги до кінців штуцерів важкої (S) серії
9. ДСТУ ISO 6149-3 З'єднання для об'ємних гідроприводів і для загального застосування. Отвори та

кінці штуцерів з метричною нарізкою згідно з ISO 261 та ущільненням кільцями круглого перерізу. Частина 3. Розміри, конструкція, методи випробування та вимоги до кінців штуцерів легкої (L) серії

10. ДСТУ ISO 6162-1 Гідроприводи об'ємні. З'єднувачі фланцеві з розрізними чи суцільними вільними фланцями та метричними чи дюймовими гвинтами. Частина 1. Фланцеві з'єднувачі для використання під тиском від 3,5 МПа (35 бар) до 35 МПа (350 бар), від DN 13 до DN 127

11. ДСТУ ISO 6162-2 Гідроприводи об'ємні. З'єднувачі фланцеві з розрізними чи суцільними вільними фланцями та метричними чи дюймовими гвинтами. Частина 2. Фланцеві з'єднувачі для використання під тиском від 35 МПа (350 бар) до 40 МПа (400 бар), від DN 13 до DN 51

12. ДСТУ ISO 6164 Гідролічна рідина. Чотиригвинтові односекційні фланцеві з'єднання для роботи під тиском 25 МПа та 40 МПа (250 бар та 400 бар)

13. ДСТУ ISO 10763 Гідролічна рідина. Труби суцільного та безшовного пресування з гладким зварюванням. Розміри та номінальний робочий тиск

14. ДСТУ ISO 12100:2010 Безпечність машин. Загальні принципи проєктування. Оцінювання та зменшення ризиків

15. ДСТУ ISO 13850 Безпечність машин. Аварійне зупинення. Принципи проєктування

16. ДСТУ ISO 13851 Безпечність машин. Дворучні прилади контролю. Функціональні аспекти та принципи проєктування

17. ДСТУ ISO 16874 Гідролічна рідина. Ідентифікація колекторних вузлів та їхніх складників

18. ДСТУ ISO 17165-1 Об'ємні гідроприводи. Рукави складені. Частина 1. Розміри й технічні вимоги

19. ДСТУ ISO 23309 Системи гідролічної рідини. Системи змонтовані. Методи очищення ліній промиванням

20. ДСТУ ISO 15086-1:2009 Гідроприводи об'ємні. Визначення характеристик шуму, генерованого робочою рідиною, у пристроях і системах. Частина 1. Загальні вимоги

21. ДСТУ 3455.1-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 1. Загальні поняття. Терміни та визначення. – Київ : Держстандарт України, 1997. – 48 с.

22. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення

23. ДСТУ 3455.3-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення

24. ДСТУ 3455.4-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 4. Кондиціонери робочого середовища, гідропосудини та пневмопосудини, гідропроводи та пневмопроводи. Терміни та визначення

Навчальне видання

**О. Олійник
Р. Рязанцев
Н. Пенкіна**

ГІДРОПРИВОД

Навчальний посібник

Українською мовою

Відповідальний за випуск Ю. Борхаленко

Редактор Н. Цибенко
Комп'ютерна верстка та дизайн О. Потієнко

Умов друк. арк. 9,6

Науково-методичний центр ВФПО
вул. Смілянська, 11, м. Київ
тел. 242-35-68

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 1310