

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

ПРИВОДИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

**Методичні рекомендації
до виконання практичних робіт**
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за
освітньо-професійною програмою «Агроінженерія»
спеціальності Н7 «Агроінженерія»

УХВАЛЕНО
на засіданні кафедри
сільськогосподарського
машинобудування Протокол
№ 12
від «20» травня 2026 р.

Кропивницький
2026

Приводи сільськогосподарської техніки: методичні рекомендації до виконання практичних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності Н7 «Агроінженерія» / уклад.: В.А. Дейкун та ін. Кропивницький : ЦНТУ, 2026. 66 с.

Укладачі:

Дейкун Віктор Анатолійович – канд. техн. наук, доц.;
Лещенко Сергій Миколайович – канд. техн. наук, доц.;
Петренко Дмитро Іванович – канд. техн. наук, доц.;
Кісільов Руслан Вікторович – канд. техн. наук, доц.;
Артеменко Дмитро Юрійович – канд. техн. наук, доц.

Рецензенти:

Кулешков Юрій Володимирович, д.т.н., професор
Руденко Тимофій Вікторович, к.т.н., доцент

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1

ШЕСТЕРЕННІ ГІДРАВЛІЧНІ НАСОСИ

Мета роботи: вивчити призначення, будову, принцип роботи, переваги та недоліки шестеренних гідравлічних насосів.

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами та плакатами.
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

Під роторними гідромашинами розуміють об'ємні роторні насоси і гідромотори. У роторних гідромашинах рухомі елементи, що утворюють робочі камери, здійснюють обертальний чи обертальний і зворотно-поступальний рухи.

Роторні насоси призначені для створення потоку робочої рідини шляхом перетворення механічної енергії в гідравлічну. Роторні гідромашини мають три основні робочі елементи: ротор, статор і замикач (виштовхувач). Ротор насоса обертається синхронно з валом приводного двигуна. Замикачі виконують виключно циклічний рух, період якого пропорційний частоті обертання ротора. Робочий цикл складається з наступних процесів: у насосах – всмоктування і витиснення (нагнітання), у гідромоторах – нагнітання і витиснення. Робочі процеси в роторних гідромашинах відбуваються у **робочих камерах** (порожнина об'ємної гідромашини, обмежена робочими поверхнями робочих елементів, яка періодично змінює свій об'єм та поперемінно з'єднується з місцями входу та виходу робочої рідини). Роторні гідромашини розділяють за наступними ознаками: за можливістю регулювання робочого об'єму – на регульовані і нерегульовані; за напрямком потоку робочої рідини – з постійним і реверсивним потоком; за числом робочих циклів, здійснених за один оберт вала – одно-, дво- та багаторазової дії; за конструкцією – шестеренні, пластинчасті і поршневі (радіально-поршневі й аксіально-поршневі). Роторні гідромашини (крім машин із клапанним розподілом) можуть бути оборотними об'ємними гідромашинами, це значить, що вони можуть працювати як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

Основні параметри роторних насосів і гідромоторів

Під **робочим об'ємом** V_0 гідромашини розуміють об'єм рідини, що витісняється за один оберт, цикл чи хід. Чим більший робочий об'єм, тим більший об'єм робочої рідини витісняє насос за один оберт валу. Одиниця робочого об'єму в системі СІ – м³. Ряди номінальних робочих об'ємів насосів і гідромоторів

регламентовані ГОСТ 13824-80.

Під **номінальним тиском** $P_{ном}$ гідромашини розуміють найбільший тиск, при якому гідромашина повинна працювати протягом устанавленого терміну служби зі збереженням параметрів у межах устанавлених норм. Номінальні тиски встановлює ГОСТ 12445-80.

Частотою обертання n називають величину, рівну числу повних обертів за одиницю часу. Частоту обертання визначають за формулою

$$n = 1/\tau, \quad (1.1)$$

де τ – час, протягом якого відбувається один повний оберт.

Одиниця частоти обертання в системі СІ – с^{-1} . *Секунда в мінус першому ступені* – частота рівномірного обертання, при якій за 1 с відбувається один оберт вала. Нарівні з с^{-1} допускається застосування одиниці частоти обертання, вираженої в об/с і об/хв.

Під **номінальною частотою обертання** $n_{ном}$ розуміють найбільшу частоту обертання, при якій гідромашини повинні працювати протягом устанавленого терміну служби зі збереженням параметрів у межах устанавлених норм. Номінальну частоту обертання насосів із приводом від електродвигунів звичайно приймають рівній номінальній частоті обертання асинхронних електродвигунів. Ряди номінальних частот обертання регламентує ГОСТ 12446-80.

Тиск на вході в насос (тиск всмоктування) – мінімальний тиск на вході в насос, обумовлений явищем кавітації рідини.

Об'ємна подача – це об'єм робочої рідини, яка подається за одиницю часу. Об'ємну подачу Q , $\text{м}^3/\text{с}$, визначають за формулою

$$Q = V_0 \cdot n, \quad (1.2)$$

де n – частота обертання, с^{-1} .

Характеристика насоса – залежність подачі насоса від тиску нагнітання при постійній частоті обертання вала (номінальній).

Фактична подача насоса Q_f відрізняється від теоретичної Q_m завдяки наявності об'ємних втрат рідини – в першу чергу на витікання $Q_{вит}$ через зазори в з'єднаннях деталей. Мають місце також втрати рідини, пов'язані з неповним заповненням рідиною робочих камер $Q_{вит.ум}$ – умовні витікання або втрати на всмоктування насоса, завдяки гідравлічному опору, кавітаційним явищам та ін. Одна з причин виникнення цього явища – малий напір на вході насоса та великий гідравлічний опір всмоктувального каналу.

$$Q_f = Q_m - (Q_{вит} + Q_{вит.ум}). \quad (1.3)$$

Об'ємні втрати в насосі характеризуються його об'ємним коефіцієнтом корисної дії (об'ємним ККД).

Об'ємний ККД визначається як відношення фактичної подачі насоса до ідеальної (теоретичної)

$$\eta_{об} = \frac{Q_{\phi}}{Q_m} \quad \text{або} \quad \eta_{об} = \frac{Q_{\phi}}{Q_i}, \quad (1.4)$$

$$\text{де} \quad Q_i = Q_{\phi} + (Q_{вит} + Q_{вит.ум}), \quad (1.5)$$

визначається в режимі холостого ходу (без навантаження). Для шестеренних насосів $\eta_{об} = 0,95 \dots 0,97$.

Шестеренні насоси

Шестеренним насосом називають роторний насос з робочими камерами, утвореними робочими поверхнями зубчастих коліс, корпусу і бічних кришок. Умовне позначення насоса на схемах показано на рис. 1.1.

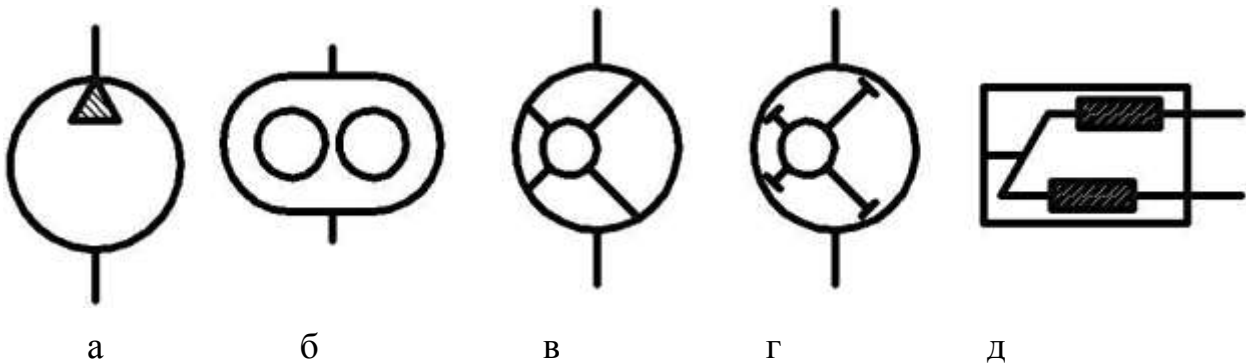


Рис. 1.1. Умовне позначення насоса:

а – насос, б – насос шестеренний, в – насос пластинчастий, г – насос радіальний роторно-поршневий, д – насос аксіальний роторно-поршневий

За видом зубчастого зачеплення шестеренні насоси поділяють на насоси з зовнішнім і внутрішнім зачепленням. На рис. 1.2 показано конструктивну схему найбільш розповсюдженого шестеренного насоса з зовнішнім зачепленням. Ведуча шестерня 1 і ведена шестерня 2 розміщені в розточеннях корпусу 3, що має порожнини всмоктування А і нагнітання Б.

Принцип роботи насоса полягає в наступному. При обертанні шестерень зуби виходять із зачеплення в порожнині А, створюється вакуум, тому що при виході з зачеплення об'єм робочих камер збільшується на подвоєний об'єм простору між зубами. Під дією різниці тисків у гідробаці і порожнині А рідина з бака надходить у порожнину А і заповнює простір, що звільнився. Обертаючись, шестерні переносять цю робочу рідину в порожнину Б. При вході зубів у зачеплення, робоча рідина витісняється зубами і надходить у напірну лінію.

Звичайно не вся рідина витісняється в порожнину нагнітання. Частина рідини по радіальних зазорах (між розточенням корпусу і зовнішнім діаметром шестерні) і торцевих зазорах (між торцями шестерень і бічних кришок) перетікає в порожнину всмоктування, а частина рідини замикається при зачепленні шестерень у западинах між зубами.

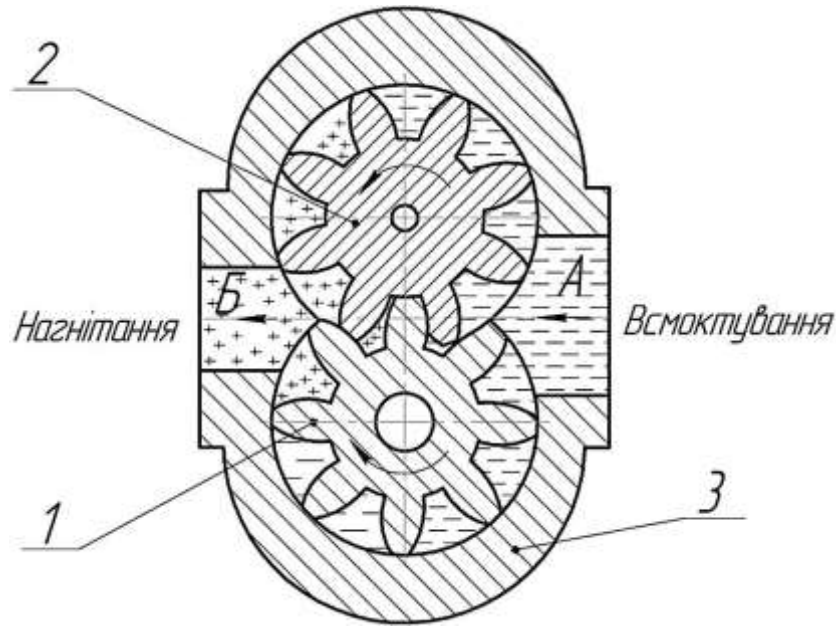


Рис. 1.2. Схема шестеренного насоса:

1 – ведуча шестерня; 2 – ведена шестерня; 3 – корпус.

Оскільки зачеплення зубів шестерень відбувається на довжині, більшій за один крок, то спочатку відбувається стискання замкнутого об'єму рідини (рис. 1.3) від АВ до ВС, внаслідок зменшення об'єму між сусідніми вигинами, а в другій половині – розширення від ВС до CD.

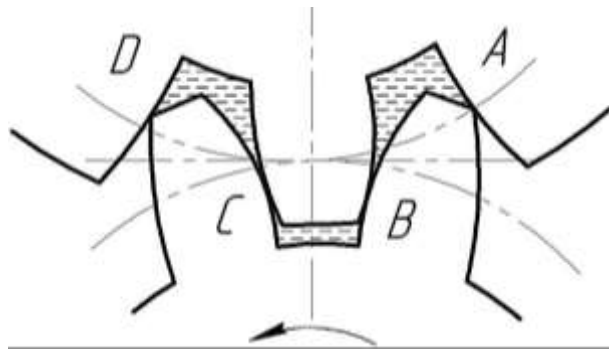


Рис. 1.3. Утворення замкнутого об'єму шестеренного насоса

Основні складові шестеренного насоса показано на рис. 1.4.

При малих зазорах у зачепленні і чіткому контакті між зубами тиск у замкнутому об'ємі різко збільшується, що може призвести до поломки насоса. Для усунення різкого збільшення тиску (для розвантаження) передбачають канали на неробочих поверхнях зубів для нереверсивних машин, у западинах шестерень і на бічних кришках.

Робочий об'єм шестеренного насоса визначають за формулою

$$V_0 = \pi \cdot D_n \cdot h \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b, \quad (1.6)$$

де D_n – початковий діаметр шестерні, $D_n = m \cdot z$;

h – висота зуба, $h = 2 \cdot m$;

m – модуль зачеплення;

z – число зубів шестерні;

b – ширина вінця шестерні.

Цей вираз справедливий при припущенні, що об'єм западин між зубами дорівнює об'єму зубів.

Досвід проектування показує, що число зубів шестерні варто вибирати меншим ($z = 6 \dots 16$), а модуль великим (при цьому значно зменшуються габарити насоса). Ширину вінця шестерні звичайно приймають рівною $3 \dots 6 \cdot m$.

Оскільки параметри, що визначають робочий об'єм шестеренного насоса, величини постійні, то шестеренні насоси нерегульовані.

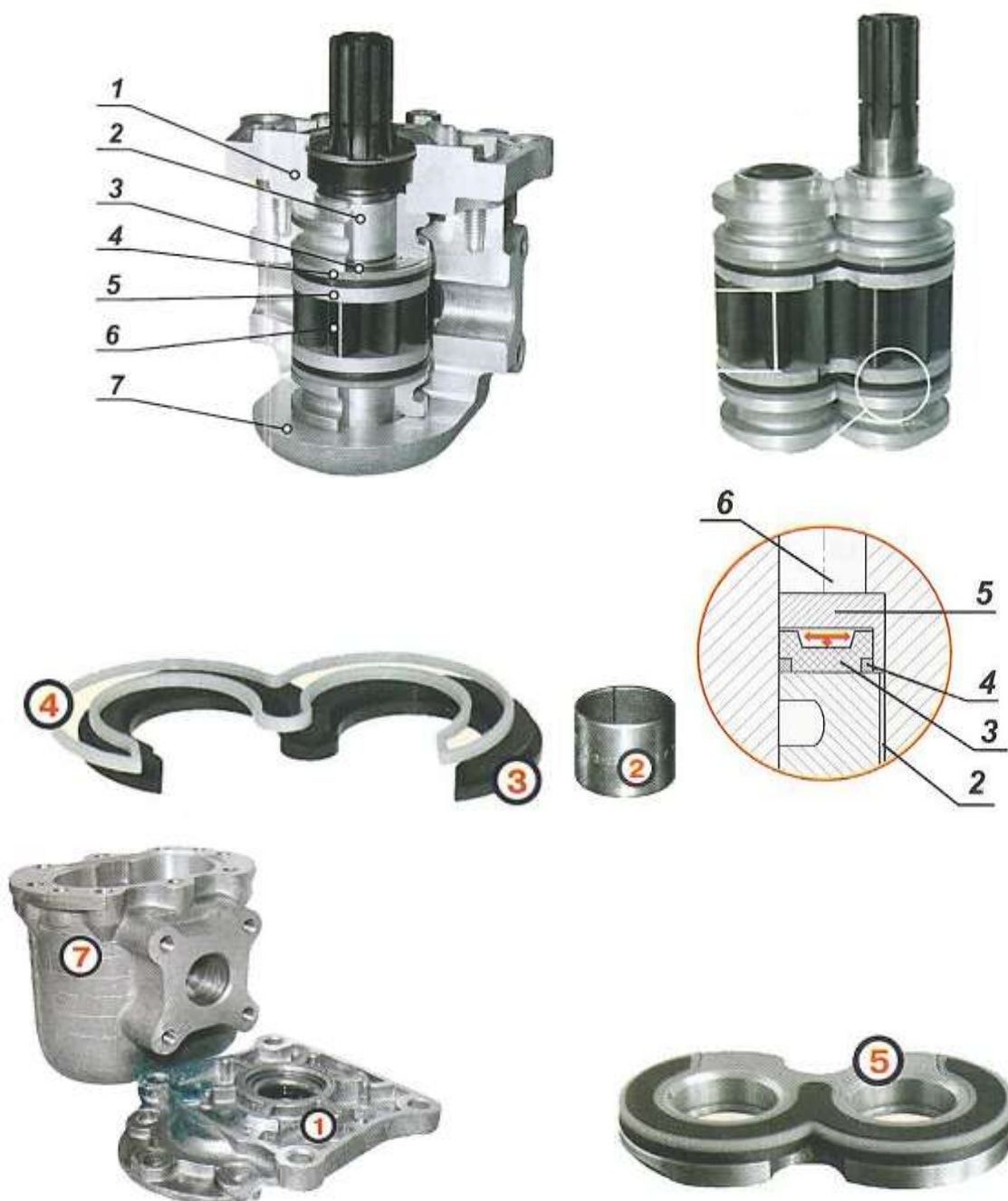


Рис. 1.4. Основні складові шестеренного насоса:

1 – кришка із ребрами жорсткості; 2 – металфторопластова втулка; 3 – 3-подібний манжет; 4 – захисні пластини; 5 – компенсатор; 6 – шестерні; 7 – корпус насоса.

Насос подає робочу рідину нерівномірно: *миттєва подача насоса* – періодична функція кута α повороту вала ведучої шестерні (рис. 1.5). *Коефіцієнт пульсації подачі робочої рідини* визначають за формулою

$$k_{\Pi} = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha_{\omega}}{z}, \quad (1.7)$$

де α_{ω} – кут зачеплення, $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$;

z – число зубів.

Частота коливань подачі пропорційна частоті обертання і числу зубів шестерні. *Період коливань подачі* визначається часом повороту шестерні на кут, що відповідає одному кроку

$$T = \frac{1}{n \cdot z}. \quad (1.8)$$

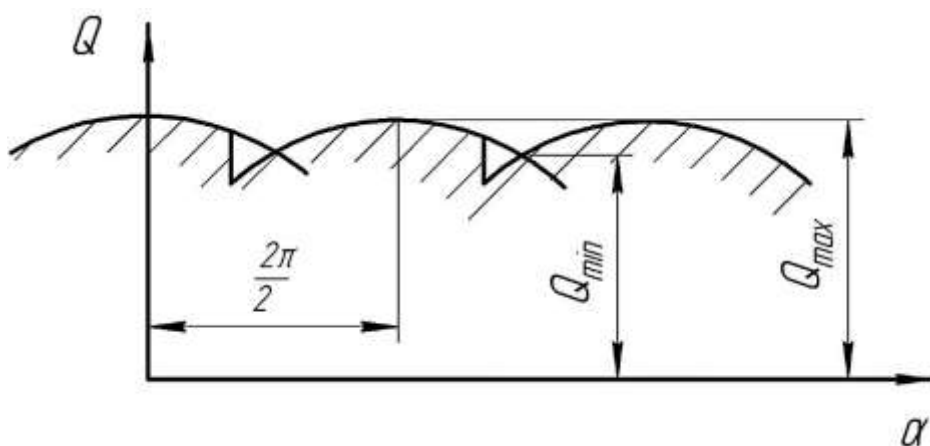


Рис. 1.5. Графік коливання подачі шестеренного насоса.

Нерівномірність подачі викликає пульсацію тиску і негативно позначається на роботі насоса і гідроприводу, створюючи вібрації. Один із методів, що використовують для зменшення пульсації подачі, передбачає збільшення числа зубів шестерні.

Маркування шестеренних насосів

Приклад маркування шестеренного насоса та порядок позначень наведено на рис. 1.6. Перші дві букви означають «насос шестеренний», цифри – робочий об'єм або теоретичну подачу оливи в см^3 за один оберт вала.

Модифікація. Насоси з літерами «В» і «Д» відрізняються матеріалами втулок: «В» – мають втулки з антифрикційного алюмінієвого сплаву, «Д» – металфторопластові втулки. Буква «Е» або «У», що розміщена після цифр, вказує на типи насоса. Букву «К», що означає круглий тип, не пишуть. Насоси можуть бути правого або лівого обертання ведучого вала. Про ліве обертання свідчить буква «Л», розміщена після цифр робочого об'єму, або після букв, що вказують тип. Для насосів правого обертання ніякої букви не пишуть.

Насоси типу НШ-Е, мають ресурс до 1000 годин;
 НШ-У, мають ресурс до 4000 годин;
 НШ-К, мають ресурс до 6000 годин.

У відповідності з ГОСТ 8753-80 шестеренні насоси поділяються на чотири групи і позначаються 1, 2, 3, 4.

1 група – насоси з номінальним тиском 10 МПа (100 кг/см²) і робочим об'ємом 10; 32; 46; 67 см³.

2 група – насоси з номінальним тиском 14 МПа (140 кг/см²) і робочим об'ємом 10; 32; 50; 67; 100; 160 і 250 см³.

3 група – насоси з номінальним тиском 16 МПа (160 кг/см²) і робочим об'ємом 4; 6,3; 10; 32; 50; 67; 100; 160 і 250 см³.

4 група – насоси з номінальним тиском 20 МПа (200 кг/см²) і робочим об'ємом 4; 6,3; 10; 32; 50; 67; 100; 160 і 250 см³.

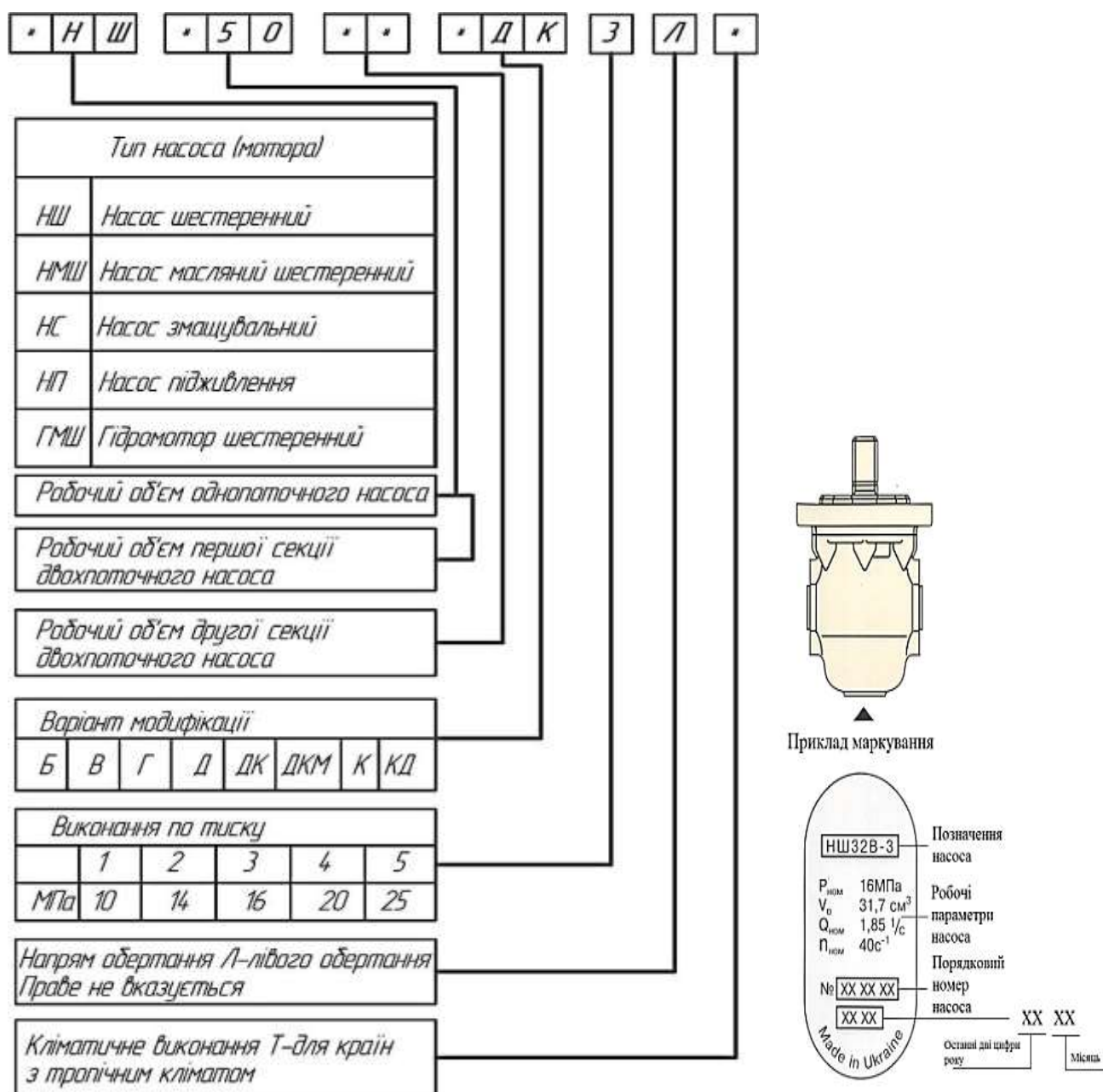


Рис. 1.6. Способи позначення насосів шестеренних

Зміст звіту

1. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
2. Оформити рисунки 1.2;1.3;1.6.
3. Сформулювати висновок про виконання роботи.

Питання для самоконтролю

1. Типи насосів, що застосовують у гідроприводах сільськогосподарської техніки?
2. Будова шестеренного гідронасоса.
3. Назвіть основні параметри гідронасосів.
4. Призначення гідрокомпенсатора.
5. Чи змінюється подача насоса при зміні частоти обертання його вала?
6. Назвіть переваги і недоліки шестеренних гідромашин.
7. Які показники наведено на етикетці шестеренного насоса?.
8. Розшифруйте марку насоса НШ-32В3.
9. Чи можна шестеренний насос використати у режимі гідромотора і навпаки?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2

ШЕСТЕРЕННІ ГІДРОМОТОРИ

Мета роботи: вивчити призначення, будову, принцип роботи, переваги та недоліки шестеренних гідромоторів.

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами, плакатами та приладами .
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

Гідромотори призначені для того, щоб перетворити гідравлічну енергію, яку виробляє насос, в механічну. Усі шестеренні насоси мають властивість оборотності, тобто мають подвійне призначення: насоса – споживача енергії і гідромотора – її передавача.

Конструкція гідромоторів цілком уніфікована з конструкцією насосів. Якщо насос необхідно використовувати в режимі гідромотора, необхідно рідину підводити з боку нагнітального отвору. У цьому випадку насос буде обертатися в протилежному напрямку.

Характерною рисою шестеренних гідромоторів є відсутність кавітації, тому мінімальна їхня частота обертання обмежується тільки механічними умовами. Звичайно мінімальна частота обертання вала становить 50 об/хв. Але, оскільки, на низьких частотах обертання навантаження на підшипник значні, тому пусковий момент гідромотора буде високий, у зв'язку з чим робочий орган включають після розгону гідромотора вхолосту. У деяких конструкціях передбачені пристрої, що поліпшують запуск шестеренних гідромоторів. Крутний момент на валу гідромотора виникає в результаті тиску робочої рідини на площі профілів зубів шестерень у зоні її підведення (рис. 2.1), а також залежить від її відстані від центра тиску цієї площі до осі шестерень.

Видно (рис. 2.1), що сумарна сила на зуб 1 більша ніж на зуб 2, тому ліва шестерня буде обертатися проти годинникової стрілки. Результуюча сила тиску, що діє на поверхні зубів 3 і 4, буде спрямована вправо. Тому права шестерня буде обертатися за годинниковою стрілкою.

Отже, теоретичний крутний момент M_T на валу гідромотора складається з моментів M_1 та M_2 , що виникають на його шестернях.

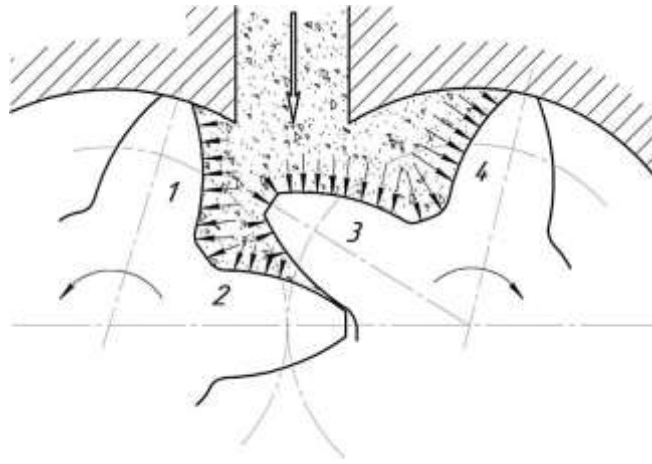


Рис. 2.1. Схема дії робочої рідини на площі профілів зубів шестерень у зоні її підведення.

Теоретичний крутний момент (Н·м) у залежності від підведеного тиску і параметра шестерень визначають за формулою

$$M_T = P \cdot b \left(m^2 \cdot z + m^2 + \frac{l^2}{12} \right), \quad (2.1)$$

де P – підведений тиск, МПа;
 b – ширина зуба, м;
 m – модуль зачеплення, м;
 z – кількість зубів шестерень;
 l – довжина лінії зачеплення, м.

Для шестерні з кутом зачеплення $\alpha = 20^\circ$, $l = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$.

Однак, момент можна визначати за більш простою формулою (кгс·м)

$$M_T = \frac{q \cdot P}{200 \cdot \pi}, \quad (2.2)$$

де q – об'єм, що споживається за один оберт шестерні гідромотора, см³/об;
 P – тиск масла, яке підводиться, кгс/см².

Потужність, яку споживає гідромотор (кВт), розраховують за формулою:

$$N_n = \frac{Q \cdot P}{612}, \quad (2.3)$$

де Q – витрата масла на гідромоторі, л/хв.,

$$Q = \frac{q \cdot n}{\eta_o \cdot 10^3}, \quad (2.4)$$

де n – частота обертання, об/хв.;
 η_o – об'ємний ККД гідромотора.

Ефективну потужність гідромотора (кВт) визначають за формулою

$$N_e = \frac{M \cdot n}{975}. \quad (2.5)$$

Ефективний ККД підраховують за формулою

$$M_T = \frac{N_e}{N_n}. \quad (2.6)$$

Гідромотори типу ГМШ

Шестеренні гідромотори типу ГМШ призначені для приведення активних робочих органів і механізмів сільськогосподарських машин в обертальні рухи при включенні гідросистеми трактора, комбайна, автомобіля.

Наприклад, у машинах для внесення рідких добрив РНСУ-3,6, для привода вакуум-насоса, у кукурудзозбиральному комбайні КСКУ-6 для привода механізму підтягування візка і т.д. Будова ГМШ така ж, як і круглих насосів.

Гідромотори типу МНШ

Мотори-насоси шестеренні (МНШ) створені на базі серійних насосів НШУ.

Мотор-насос МНШ-46У застосовується для привода розкидних дисків на розкидачах міндобрив.

Відрізняється мотор-насос МНШУ наявністю дренажного маслопроводу, приєднаного до денця корпусу.

Зібраний насос МНШУ реверсивний і оборотний. Щоб переобладнати мотор-насос у насос, потрібно зняти кришку і з боку нагнітання видалити алюмінієвий клиновий вкладиш і гумове ущільнення.

Модернізовані гідромотори типу МНШ

Вище було зазначено, що для всіх шестеренних гідромоторів характерний важкий запуск при навантаженні. Це пов'язано зі специфічним характером розподілу робочої рідини в радіальному й осьовому напрямках (рис. 2.2), що викликає додаткові шкідливі навантаження на підшипники.

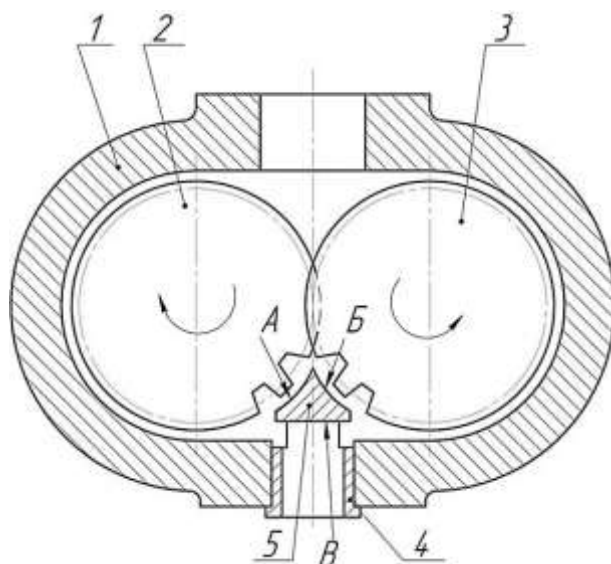


Рис. 2.2. Модернізований гідромотор типу МНШ:

- 1 – корпус; 2 – шестерня ведуча; 3 – шестерня ведена; 4 – втулка;
5 – клинова вставка.

Таке явище ще більше загострюється в зв'язку зі зносом контактуючих поверхонь (втулка – торець шестерні; втулка – цапфа вала), що призводить до відмов при запуску гідромотора. Запуск такого гідромотора потребує додаткового поштовху на робочий орган, що небезпечно для механізаторів. Тому часто ще працездатні гідромотори відправляються в ремонт.

Для поліпшення пускових характеристик шестеренного гідромотора запропоновано пристрій, що успішно випробуваний на гідромоторі МНШ (рис. 2.2).

Пристрій виконано у вигляді ущільнювального елемента, що має поверхні А, Б і В, і закріплений на втулці 4, установленій на вхідному отворі гідромотора. Поверхні А і Б охоплюють частину зубів шестерень 2 і 3 за всією довжиною по колу виступів, а поверхня В є продовженням дотичних до ділільних кіл шестерень.

При наявності такого ущільнювального елемента, в момент пуску гідромотора площа впливу тиску робочої рідини на зуби шестерень 2 і 3 зменшується на величину зони охоплення їхніх зубів поверхнями А і Б. При цьому тиск перерозподіляється і діє на зуби шестерень та на поверхню В.

Завдяки цьому досягається:

- часткове розвантаження від радіальних зусиль опор ковзання, що призводять до значного тертя в них у момент пуску, до подачі робочої рідини в опори ковзання;
- зменшується зусилля притискання шестерень до циліндричних поверхонь корпусу, що перешкоджає зрушуванню шестерень у момент пуску;
- збільшується пусковий момент за рахунок послаблення протидіючого йому крутного моменту від зусиль впливу мастила на зуби шестерень у зоні зачеплення.

Крім того, у момент пуску потік робочої рідини направляєтся поверхнею В безпосередньо по дотичним до ділільних діаметрів шестерень, що дозволяє ефективно використовувати динамічний вплив потоку рідини і за рахунок цього додатково збільшити пусковий момент у 1,3...1,5 рази.

Іншою модернізацією шестеренних гідромоторів, що поліпшує пускові характеристики й усуває задирки на торцях втулок через перекося шестерень, є виконання зубів шестерень у вигляді усіченого конуса.

У результаті цього з'являється кільцевий зазор b (рис. 2.3) між торцями ущільнювальних втулок і торцями шестерень, що сприяє утворенню масляної плівки.

Конічні фаски на торцях шестерень запобігають також врізанню гострих крайок зубів у поверхні втулок.

Порівняльні експериментальні дослідження шестеренних насосів НШ-32У, НШ-46У і НШ-50К в режимі гідромотора показали, що оптимальне значення зазору знаходиться в бокових ущільнюючих втулках 0,04-0,08 мм.

При такому зазорі поряд з поліпшенням механічних і пускових характеристик об'ємний ККД знижується незначно, а загальний ККД трохи вищий, ніж у звичайних серійних гідромашин.

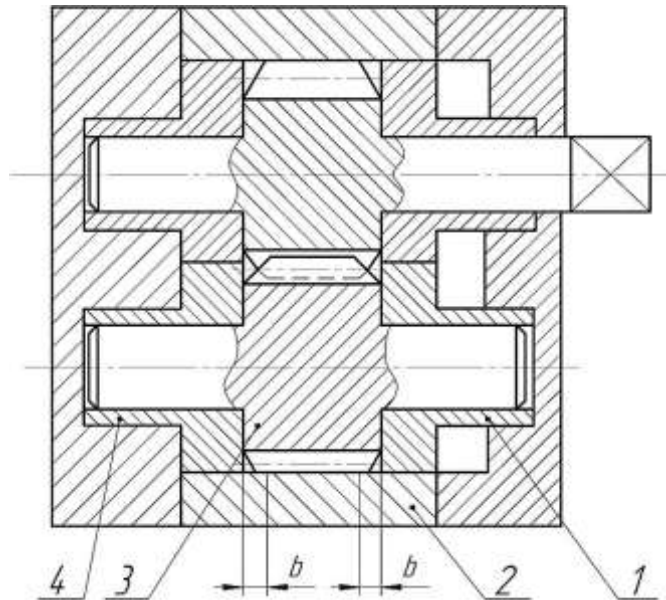


Рис. 2.3. Модернізований гідромотор:

1, 4 – ущільнюючі втулки; 2 – корпус; 3 – шестерня ведена.

Зміст звіту

1. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
2. Оформити рисунки 2.1;2.3.
3. Сформулювати висновок про виконання роботи

Питання для самоконтролю

1. Призначення гідромоторів.
2. Будова шестеренного гідромотора.
3. Переваги та недоліки шестеренних гідромоторів.
4. Поясніть властивість оберненості шестеренних гідромашин.
5. Наведіть приклади модернізації шестеренних гідромоторів.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3

РОТОРНО-ПОРШНЕВІ ГІДРОМАШИНИ

Мета роботи: вивчити призначення, різновиди, будову та процес роботи поршневих гідромашин.

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами, плакатами та приладами для виконання практичної роботи.
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

Поршневі гідромашини поділяють на аксіально-поршневі та радіально-поршневі.

Існують гідромашини, у яких замість поршнів встановлено плунжери або кульки. Нижче по тексту їх названо поршневими.

Аксіально-поршневі гідромашини – це гідромашини, в яких робочі камери утворені робочими поверхнями циліндрів і поршнів, а осі симетрії поршнів та осі симетрії блока циліндрів паралельні (аксіальні) або кут між ними не більше 45° .

Залежно від розміщення блока циліндрів відносно приводного вала аксіально-поршневі гідромашини є з похилим диском і з похилим блоком, а також кулькові насоси-дозатори.

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском можуть бути як насосами, так і гідромоторами. Вони можуть бути регульовані і нерегульовані, реверсивні і неререверсивні.

На рис. 3.1 показано будову аксіально-поршневої гідромашини з похилим диском.

Блок циліндрів 3 (рис. 3.1) закріплений на валу 4 і притиснутий пружиною 2 до розподільного диска 1. У циліндрах блока розміщено поршні 5, які башмаками 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки у свою чергу притиснуті до опорного кільця пружини 9 через втулку 6 і сепаратор 8. Поворот похилого диска здійснюється 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 у циліндрах і одночасно обертаються з блоком. Робоча камера поршня, що рухається від розподільного диска, заповнюється рідиною. Відбувається процес всмоктування. У момент сполучення робочих камер з порожниною нагнітання поршні рухаються до розподільного диска – відбувається процес нагнітання.

У насосах такого типу зручно регулювати робочий об'єм (змінюючи кута) і

реверсувати потік (змінивши нахил диска на протилежний).

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском оборотні, тобто можуть працювати як в режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

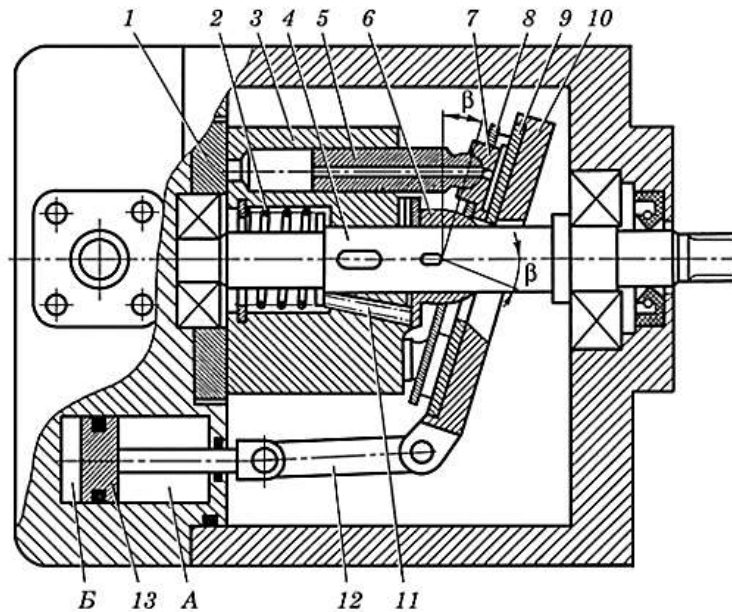


Рис. 3.1. Аксіально-поршнева гідромашини з похилим диском:

- 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.

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим блоком – це гідромашини, у яких вісь приводного вала і вісь обертання блока циліндрів знаходяться під кутом.

Такі гідромашини оборотні, можуть бути регульовані і нерегульовані, реверсивні і нереверсивні.

На рис. 3.2 показано принципову схему аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком.

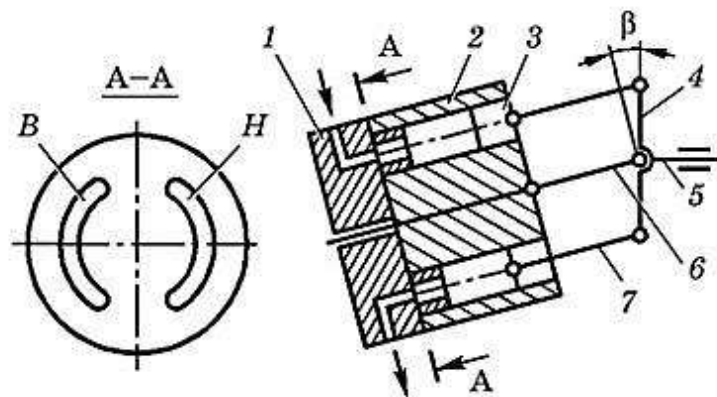


Рис. 3.2. Схема аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком:

- 1 – торцевий розподільний диск; 2 – блок циліндрів; 3 – поршень; 4 – фланець; 5 – приводний вал; 6 – центральний вал; 7 – шатун; В – всмоктувальний отвір; Н – нагнітальний отвір

У корпусі на підшипниках встановлено приводний вал 5, у торцевій частині

якого знаходиться фланець 4 з шарнірним кріпленням центрального вала 6 і головки шатунів 7. Блок циліндрів 2 встановлено під кутом відносно приводного вала. Поршні розміщені в блоці циліндрів 2 і шарнірно з'єднані шатунами з фланцем. Для підведення і відведення робочої рідини до робочих камер призначений розподільний диск 1.

При роботі гідромашини в режимі насоса, поршні 3 здійснюють складний рух – обертаються разом з блоком циліндрів і рухаються зворотно-поступально у самих циліндрах, при цьому відбуваються цикли всмоктування і нагнітання.

Робочий об'єм такого насоса залежить від кута нахилу блока. Гранично допустимий кут нахилу коливається в межах $20...30^\circ$.

Загальну будову аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком наведено на рис. 3.3.

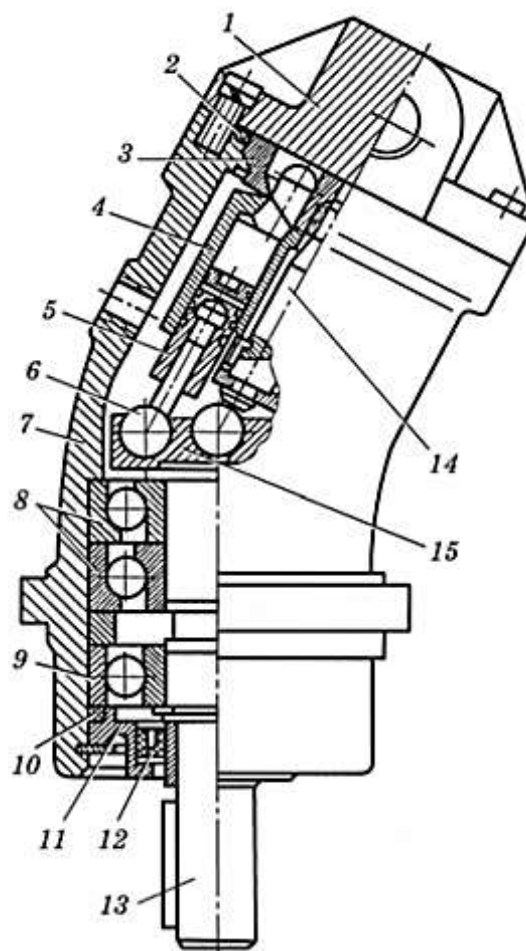


Рис. 3.3. Аксіально-поршнева гідромашини з похилим блоком:

- 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 – приводна шайба

У корпусі 7 на підшипниках 8, 9 встановлено вал 13, який через центральний шип 14 з'єднаний з блоком циліндрів 4. У блоці розміщено поршні 5, які навальцьовані на сферичні головки шатунів. Великі сферичні головки шатунів

6 завальцьовані у фланець приводної шайби 15. Розподільний диск 3 має два дугоподібних канали, які сполучені з отворами нагнітання і зливу кришки 1. Герметичність гідромашини забезпечується ущільнювальними кільцями 2, 10 та манжетою 12, що розміщена в кришці 11.

У процесі роботи гідромашини в режимі гідромотора рідина під тиском надходить до робочої камери нагнітання і переміщує поршень. Сила тиску, що діє на поршень по осі, через шатуни передається на приводну шайбу під кутом β . У результаті цього сила розподіляється на осьову (радіальну) F і вертикальну T (тангенціальну). Перша сприймається підшипниками, а друга створює момент відносно осі вала. Цей момент, подолавши момент навантаження і тертя, приводить вал у обертальний рух. Обертання вала пов'язане з обертанням блока циліндрів, а це, у свою чергу, обумовлює сполучення робочих камер з порожниною нагнітання і зливу.

Тангенціальна сила T дорівнює

$$T = F \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (3.1)$$

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

$$V_p = S_n \cdot h \cdot z = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (3.2)$$

де S_n – площа поршня;

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

z – кількість поршнів;

d_n – діаметр поршня;

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

β – кут нахилу диска (блока).

Всі інші кінематичні і силові характеристики визначають так само, як і для шестеренних гідромашин.

Індекс даних гідромашин утворюється чотирма групами цифр. Перші три означають тип насосу (223 – спарений з регулятором потужності, 210 – нерегульований, 207 – регульований), наступні дві (12, 20, 25, 32) – діаметр поршня; третя група – тип виконання.

Насоси типу 223 з регулятором потужності автоматично підтримують постійну потужність при зміні навантаження в заданих межах.

Подачу насоса змінюють за допомогою механічного або гідравлічного керування.

Насоси типу 210 оборотні (можуть використовуватись у режимі гідромотора).

Насоси типу 207 можуть змінювати по величині і напрямку подачу при зміні кута нахилу коливального вузла.

Аксіально-поршневі (кулькові) насоси-дозатори є двох виконань: НД-80 — без блока клапанів, НД-80К — з блоком клапанів.

Насос дозатор НД-80 застосовують у гідроприводі рульового керування

зернозбиральних комбайнів.

Насос дозатор НД-80 складається з двох основних частин: дозувального пристрою 3 (рис. 3.4) та золотникового розподільника 10.

Дозувальний пристрій має два блоки циліндрів 7, між якими встановлено проставку 4 та кулачковий диск 6. До фігурної поверхні кулачкового диска за допомогою пружини притиснуті сім пар кулькових поршнів 2. Кулачковий диск на своїй фігурній поверхні має чотири виступи і чотири впадини. Завдяки цьому при обертанні кулачкового диска три пари поршнів будуть сходиться під дією пружини, три пари розходяться і одна знаходиться в «мертвому положенні». Деталі дозувального пристрою закриті бандажем 5 і прикріплені до корпусу розподільника 8 за допомогою болтів 16 та 17.

Болти 17 зі сторони вала 1 мають різьбу для кріплення насоса дозатора на комбайні. Золотниковий розподільник має: золотник 9, зворотний кульковий клапан 19, два протипушні клапани 20 та оливопровідну кришку 11, котра прикріплена до корпусу чотирма болтами 13.

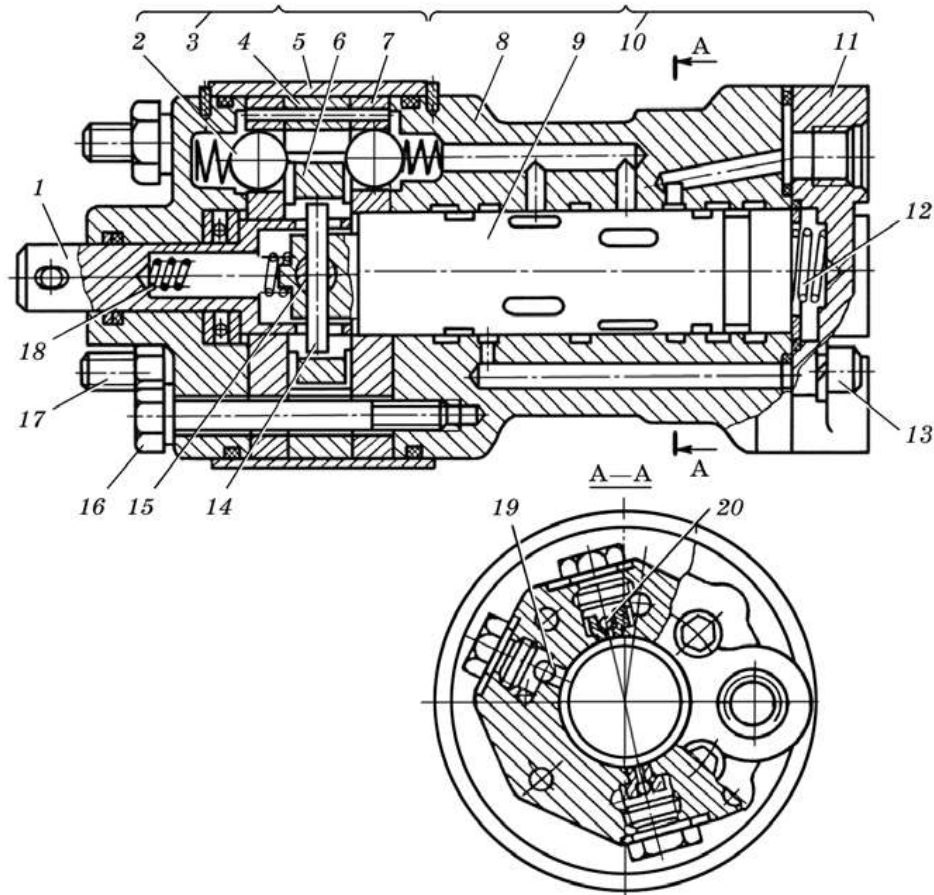


Рис. 3.4. Насос-дозатор НД-80:

- 1 – привідний вал; 2 – кульковий поршень; 3 — дозувальний пристрій;
4 – проставка; 5 – бандаж; 6 – кулачковий диск; 7 – блок циліндрів; 8 – корпус розподільника; 9 – золотник; 10 – золотниковий розподільник; 11 – кришка;
12, 18 – центрувальні пружини; 13, 16, 17 – болти; 14 – палець; 15 – вісь;
19 – зворотний клапан; 20 – протипушний клапан.

Радіально-поршнева гідромашина – гідромашина, 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° .

Радіально-поршневі гідромашини можуть працювати як в режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

Конструктивна схема **радіально-поршневого насоса** одноходової дії представлена на рис. 3.5. Статор 1 розміщений ексцентрично ротора 2 (e – ексцентриситет). В циліндрах, радіально розміщених в роторі, знаходяться поршні 3. Вони спираються сферично головкою 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'єднано з ротором.

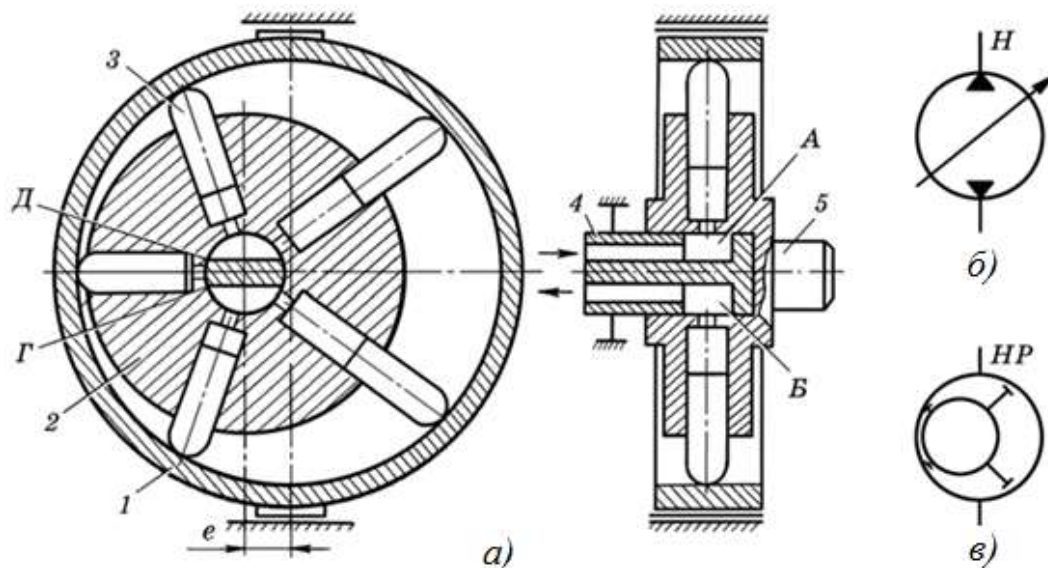


Рис. 3.5. Радіально-поршневий насос одноходової дії:

- 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; e – ексцентриситет;
- Г, Д – перемички; Н – насос; НР – насос радіально-поршневий.

При обертанні 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 (при наявності підживлювального насоса) або пружинами. В робочих камерах, розміщених вище горизонтальної лінії, поршні переміщуються в напрямку від цапфеного 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 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.

Радіально-поршневі гідромотори поділяють за числом робочих ходів за один оберт вихідного вала – одноходові (рис. 3.6, в, г) і багатоходові (рис. 3.6, а, б), за відносним розміщенням профільованої напрямної – із зовнішньою (рис. 3.6, а, в) і внутрішньою (рис. 3.6, б, г).

При зовнішньому розміщенні така напрямна має форму кільця, при внутрішньому – ексцентрика, що зв'язані з валом гідромотора.

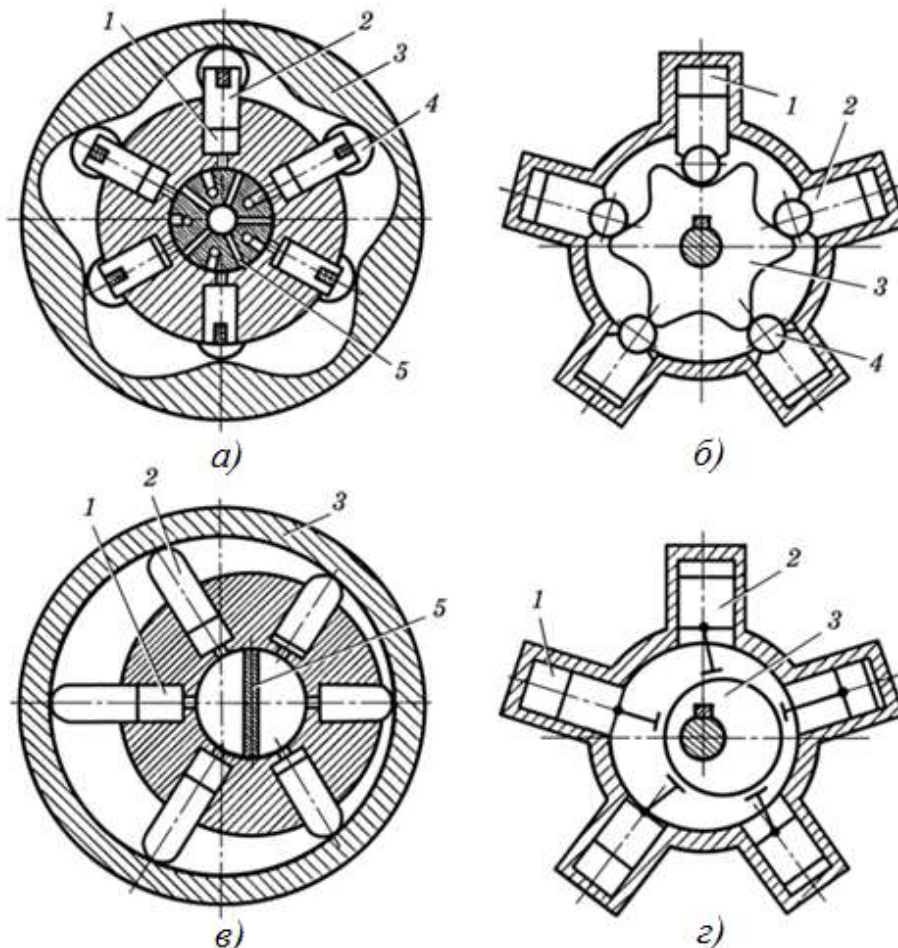


Рис. 3.6. Схеми радіально-поршневих гідромоторів:

а і б – багатоходових; в і г – одноходових; 1 – блок циліндрів;
2 – поршень; 3 – напрямна; 4 – каток; 5 – розподільник.

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. 3.6, г), або кривошипно-кулісні механізми.

Робоча рідина в гідромоторах розподіляється напрямним розподільником 5 через систему осьових 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 при взаємодії поршня з напрямною виникає тангенціальна

сила, котра і визначає обертальний момент, що формується на кожному з поршнів.

Радіально-поршневі гідромотори багатоходової дії мають об'єм до $65 \cdot 10^3 \text{ см}^3/\text{об}$ і розвивають момент $30 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Зміст звіту

1. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
2. Оформити рисунки 3.1;3;5;3.6 б, та в.
3. Сформулювати висновок про виконання роботи.

Питання для самоконтролю

1. Які типи аксіально-поршневих гідромашин існують?
2. У чому полягає принцип роботи аксіально-поршневих гідромашин з похилим диском?
3. Які основні конструктивні схеми аксіально-поршневих гідромашин з похилим диском?
4. Будова аксіально-поршневих гідромашин з похилим диском.
5. У чому полягає принцип роботи аксіально-поршневих гідромашин з похилим блоком?
6. Будова аксіально-поршневих гідромашин з похилим блоком.
7. Будова аксіально-поршневих (кулькових) насос-дозаторів.
8. У чому полягає принцип роботи радіально-поршневих гідронасосів?
9. Будова радіально-поршневих гідронасосів.
10. У чому полягає принцип роботи радіально-поршневих гідромоторів?
11. Будова радіально-поршневих гідромоторів.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 4

ГІДРАВЛІЧНІ РОЗПОДІЛЬНИКИ

Мета роботи: вивчити призначення, різновиди, будову та принцип роботи гідравлічних розподільників. Навчитися складати гідросхеми.

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами, плакатами та приладами для виконання практичної роботи.
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Обробити отримані результати.
5. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

Гідравлічний розподільник – це гідроагрегат, призначений для зміни напрямку робочої рідини в двох чи більше гідролініях в залежності від зовнішньої керуючої дії. Таким чином, він дозволяє реверсувати рух робочих органів, здійснювати їх зупинку, а також розвантажувати насос від перенавантаження при непрацюючому електродвигуні та інші операції. Наприклад, в гідроприводі (гідравлічній системі) зернозбирального комбайна розподільниками виконуються такі операції: піднімання та опускання жатки, фіксування жатки в відповідне положення (зупинка), розвантаження насоса від високого тиску та ін.

Гідророзподільники поділяються за наступними ознаками:

- за конструкцією запірно-регулюючого елемента – золотникові, кранові та клапанні (рис. 4.1);
- за числом зовнішніх гідроліній – двохлінійні, трьохлінійні, чотирьохлінійні і т.д.;
- за числом фіксованих або характерних позицій запірно-регулюючого елемента – двохпозиційні, трьохпозиційні і т.д.;
- за видом керування – розподільники з ручним, механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним і комбінованим керуванням;
- за способом відкриття робочого прохідного перетину – напрямні і дроселюючі.

Основним елементом розподільника є корпус 1 (рис. 4.1) і запірно-регулювальний механізм 2, 5. За конструкцією запірно-регулювального механізму розподільники поділяють на золотникові (рис. 4.1, а), кранові (рис. 4.1, б) і клапанні (рис. 4.1, в і г).

У клапанних розподільниках в якості запірно-регулювального механізму використовують кулі чи конічні клапани (рис. 4.1, в і г).

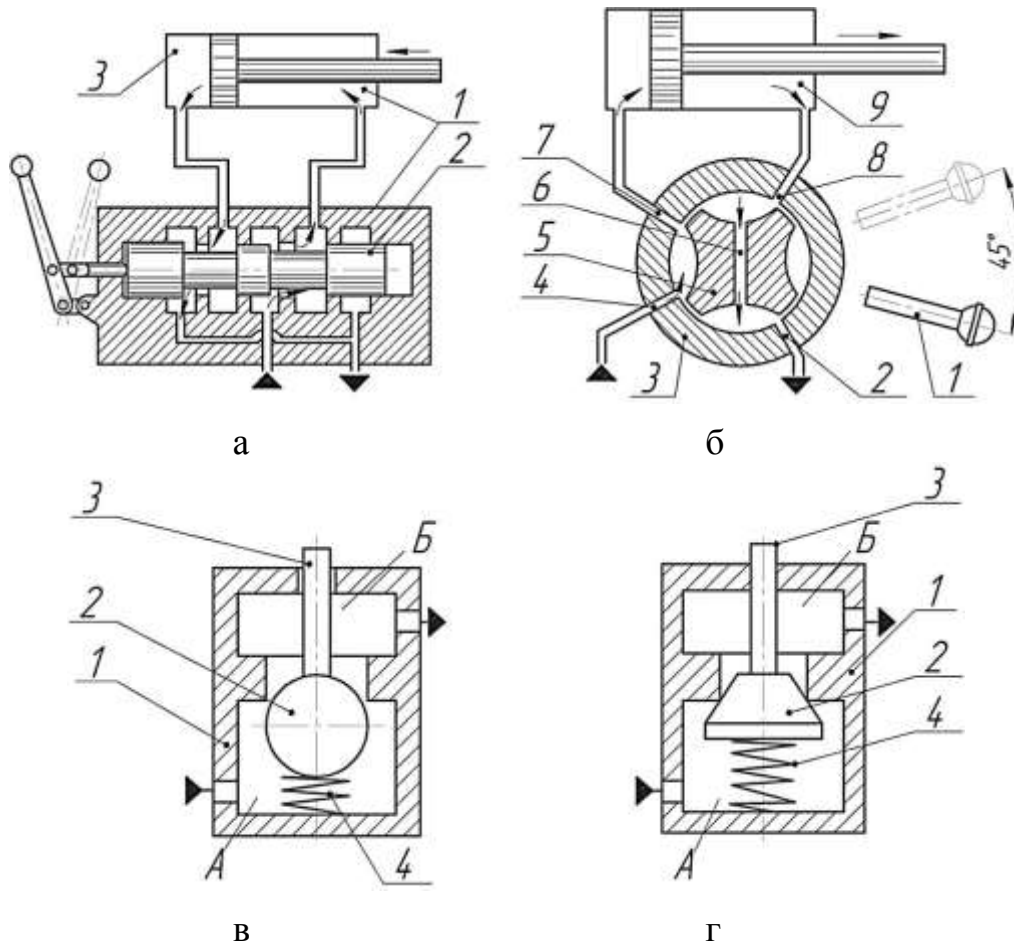


Рис. 4.1. Схеми розподільників із різними запірно-регулюючим елементами:

а – золотниковим; б – крановим; в і г – клапанним;
 1 – корпус; 2 і 5 – запірно-регулювальні механізми; 3 – гідродвигун.

Золотникові розподільники за конструкцією золотника поділяють на розподільники з циліндричним (рис. 4.2, а) та плоским золотником (рис. 4.2, б, в).

У кранових розподільниках пробки 3, 4 і 5 (рис. 4.2, г, д, ж) виготовляють відповідно циліндричними, конічними та сферичними.

Розподілення рідини в клапанних розподільниках здійснюється шляхом відкривання чи закривання робочих вікон за допомогою шарикових чи конічних клапанів (рис. 4.1, в і г); золотникових – за допомогою осьового зміщення циліндричного (рис. 4.2, а) чи плоского (рис. 4.2, б) золотника, а також шляхом повороту плоского золотника (рис. 4.2, в); в кранових – шляхом повороту пробки 3, 4 і 5 (рис. 4.2, г, д, ж).

У принципових схемах гідравлічні розподільники зображають у вигляді умовних графічних позначень, які встановлені ГОСТ 2.781-96. Згідно стандарту, позначення відображають призначення (дію), спосіб роботи пристрою та зовнішні з'єднання. Позначення не показують фактичну конструкцію пристрою, тобто вони єдині для золотникових, кранових та клапанних розподільників та не відображають конструкцію запірно-регулювальних елементів.

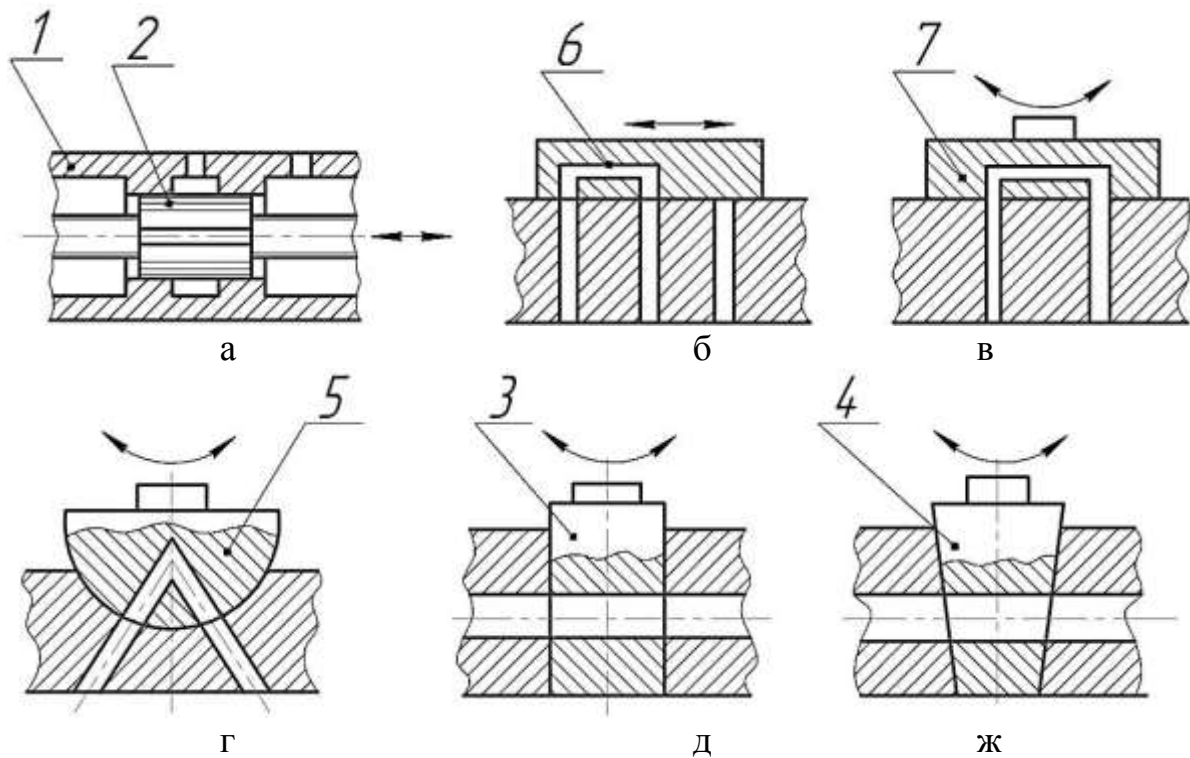


Рис. 4.2. Схеми розподільників:

- а , б , в – із золотниковим запірно-регулювальним елементом:
 а – з циліндричним золотником; б , в – з плоским золотником;
 г , д , е – із крановим запірно-регулювальним елементом:
 г – з сферичним; д – циліндричним; ж – з конічним;
 1 – корпус; 2, 6 і 7 – золотник; 3, 4 і 5 – пробка крана.

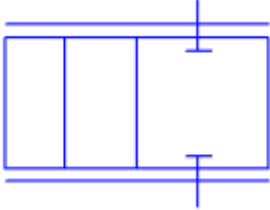
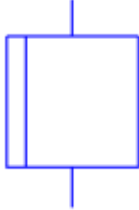
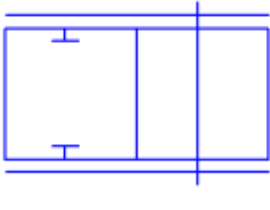
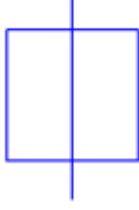
Загальні принципи побудови умовних графічних позначень гідравлічних розподільників наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Умовні графічні позначення гідравлічних розподільників

Найменування	Позначення
1	2
1. Базове позначення: квадрат (переважно) та прямокутник	
2. Позначення гідро- та пнеумоапаратів складають з одного або двох і більше квадратів (прямокутників), які примикають один до одного, один квадрат (прямокутник) відповідає одній дискретній позиції	

1	2
<p>3. Лінії потоку, місця з'єднань, стопори, сидельні затвори та опори зображують відповідними позначеннями в межах базового позначення:</p> <ul style="list-style-type: none"> - лінії потоку зображують лініями із стрілками, які показують напрям потоків робочого середовища в кожній позиції; - місця з'єднань виділяють точками; - закритий хід в позиції розподільника; - лінії потоку із дроселюванням. 	 <p>The diagram shows several symbols in blue outlines: a square with an upward arrow; a square with two arrows pointing up and down; a square with two arrows pointing diagonally outwards; a square with a horizontal line and a vertical line meeting at a T-junction; a square with a horizontal line and a vertical line meeting at a T-junction with a dot at the intersection; a square with a horizontal line and a vertical line meeting at a T-junction with a dot at the intersection; a square with a horizontal line and a vertical line meeting at a T-junction; a square with two vertical lines and two arrows pointing up and down; a square with two diagonal lines and two arrows pointing outwards.</p>
<p>4. Робочу позицію можна наочно уявити, переміщаючи квадрат (прямокутник) таким чином, щоб зовнішні лінії співпали з лініями потоку в цих квадратах (прямокутниках)</p>	
<p>5. Апарати з двома чи більше характерними позиціями та необмеженою множиною проміжних позицій із змінним ступенем дроселювання зображують двома паралельними лініями вздовж довжини позначення, як показано. Для полегшення зображення позначень апарати можна зображувати тільки спрощеними позначеннями, наведеними нижче. Для складання повного позначення повинні бути добавлені лінії потоків.</p>	<p style="text-align: center;">Дві крайні позиції</p>  <p style="text-align: center;">З центральною (нейтральною позицією)</p> <p>The diagram shows two simplified symbols for devices with multiple positions. The first is a rectangle with two parallel horizontal lines above and below it, representing two extreme positions. The second is a rectangle with three parallel horizontal lines above and below it, representing a central (neutral) position.</p>

1	2	
<p>- двохлінійний, нормально закритий, із прохідним перерізом, що змінюється;</p> <p>- двохлінійний, нормально відкритий, із прохідним перерізом, що змінюється.</p>	Детальне	Спрощене
		
		

Розміри умовних позначень стандартом не встановлено. Умовні графічні позначення гідравлічних розподільників в схемах показано на рис. 4.3.

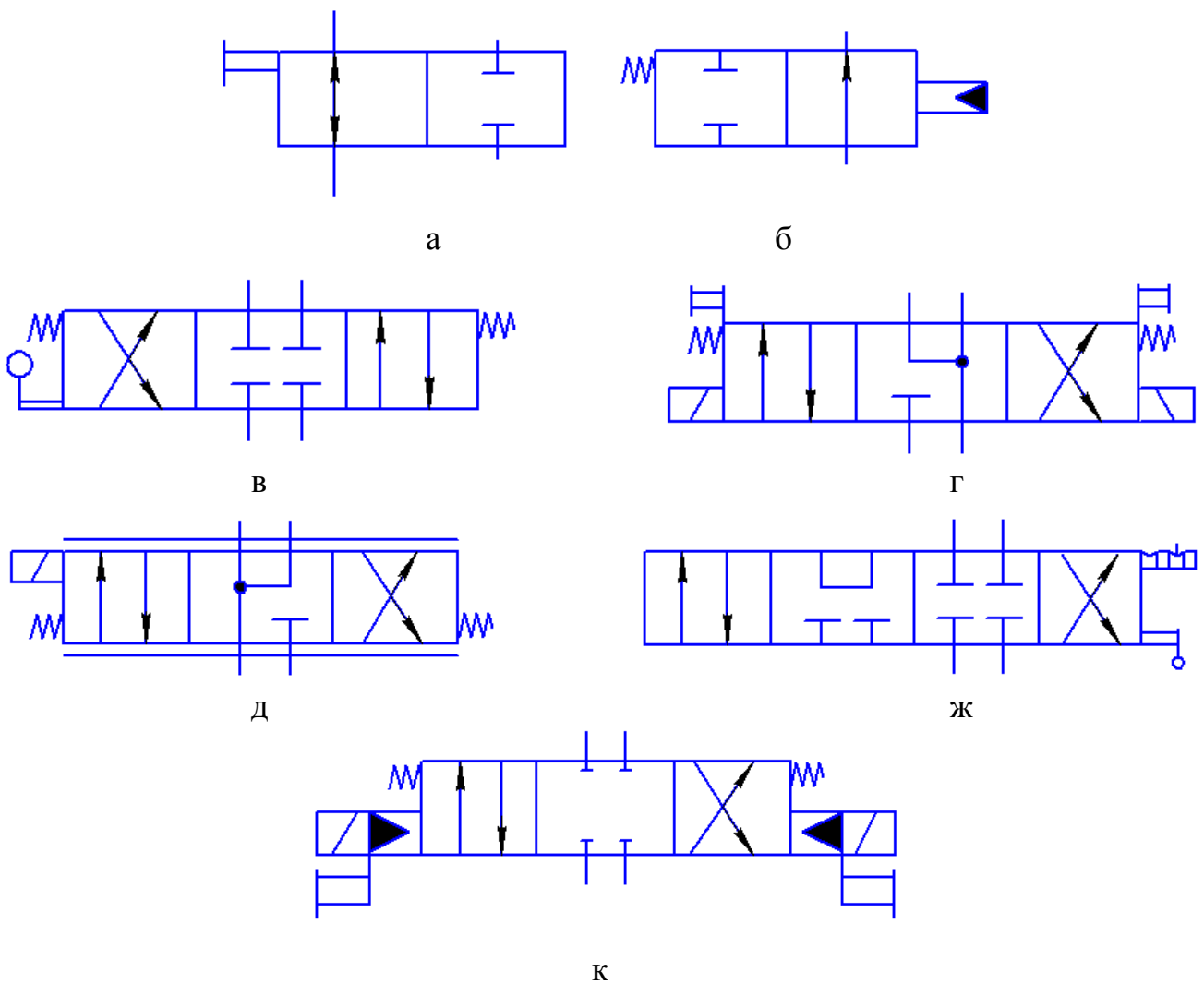


Рис. 4.3. Умовні графічні позначення гідравлічних розподільників в схемах:

- а) розподільник запірний двохлінійний, двохпозиційний з ручним керуванням (розподільник 2/2*);
- б) розподільник двохлінійний, двохпозиційний, нормально відкритий, з внутрішнім підведенням тиску керування, пружинним поверненням;
- в) розподільник чотирьохлінійний, трипозиційний, з пружинним центруванням, з ручним керуванням за допомогою рукоятки (розподільник 4/3);
- г) розподільник чотирьохлінійний, трипозиційний, пружинне центрування, керування двома протилежними електромагнітами, з мускульним (ручним дублюванням) (розподільник 4/3);
- д) розподільник дроселюючий чотирьохлінійний, трипозиційний, пружинне центрування, керування одним електромагнітом з двома протилежними обмотками (розподільник 4/3);
- ж) розподільник чотирьохлінійний, чотирьохпозиційний, із закритим центром, з мускульним керуванням з рукояткою, з фіксатором ** (розподільник 4/3);
- к) розподільник чотирьохлінійний, чотирьохпозиційний, із закритим центром, пружинним центруванням, двохступінчасте керування електромагнітом та гідравлічним пілотом, з мускульним дублюванням (розподільник 4/3).

* В скорочених записах розподільник позначають дробом, в чисельнику якого цифра показує число основних ліній, за винятком ліній керування та дренажу, в знаменнику – число позицій.

** Фіксатор зображують кількістю позицій у порядку, який відповідає позиціям керованого елемента, виїмки показано тільки в тих позиціях, в яких проходить фіксація. Рисочку, яка показує фіксатор, зображують у відповідності з накресленою позицією апарата.

На рис. 4.4 показано порівняльне зображення золотникових гідророзподільників у конструктивних та принципових схемах.

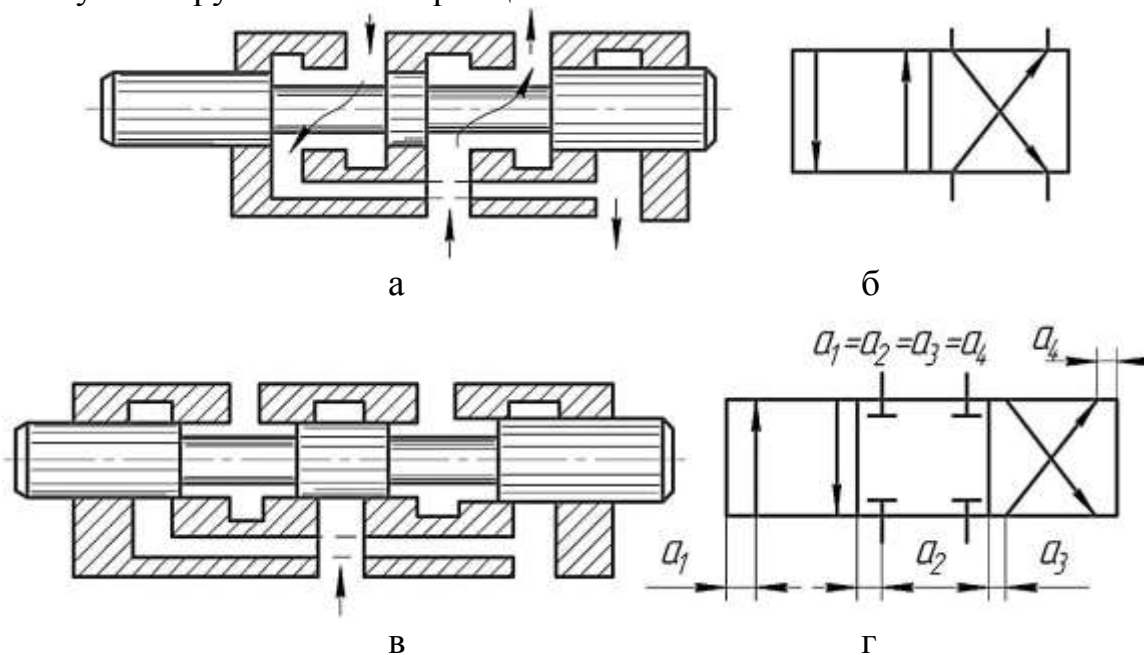


Рис. 4.4. Конструктивні (а, в) та умовні (б, г) зображення золотникових розподільників.

Вище було вказано, що за способом відкриття робочого прохідного перерізу (клапана) розподільники розділяють на направляючі та дроселюючі.

Направляючі розподільники призначенні для зміни напрямку, тиску або зупинки потоку робочої рідини в залежності від наявності зовнішньої керуючої дії (рис. 4.5). Запірно-регулювальний елемент у направляючому розподільнику завжди займає крайні робочі позиції. Характер зовнішньої керуючої дії дискретний («Відкрито»-«Закрито»). При проходженні робочої рідини через робочі прохідні перерізи розподільника потоку рідини (тиск та витрата) не змінюються. Такі розподільники використовуються в гідроприводах сільськогосподарських машин, призначених, наприклад, для зміни положення робочих органів (підйом-опускання) та ін.

Дроселюючі розподільники не тільки змінюють напрям потоку робочої рідини, але й регулюють витрату та тиск робочої рідини у відповідності із зміною зовнішньої дії. Запірно-регулювальний елемент дроселюючого розподільника може займати нескінчену множину проміжних робочих положень, утворюючи дроселюючі щілини (рис. 4.6). Характеристика сигналів керування – неперервна (аналогова). Чим більший зовнішній керуючий сигнал, тим більший робочий прохідний переріз.

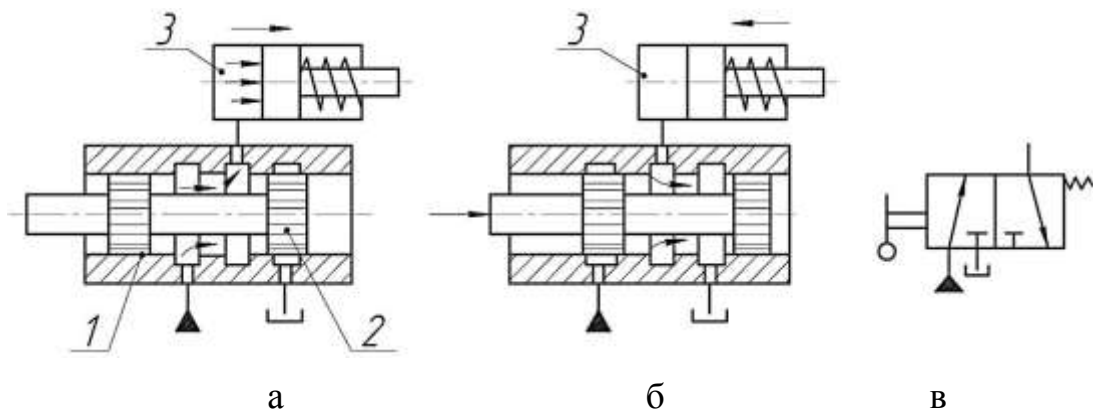


Рис. 4.5. Направляючий розподільник 3/2 з циліндричним золотником:

а – пуск робочої рідини в гідродвигун; б – злив; в – умовне позначення
1 – корпус; 2 – золотник; 3 – гідроциліндр.

Умовне графічне позначення дроселюючого розподільника зображено на рис. 4.3, д.

Дроселюючі розподільники використовуються при необхідності безперервного керування положенням робочих органів сільськогосподарських машин, безступеневим регулюванням швидкості машини або активних робочих органів сільськогосподарських машин та ін. Такі розподільники широко використовуються в гідравлічних приводах коренезбиральних машин, автоматах водіння кукурудозбиральних, зернових комбайнах та інших машинах.

У дроселюючому розподільнику запірно-регулювальний механізм може займати нескінченну множину проміжних положень, змінюючи відкриття дроселюючих щілин (рис. 4.6).

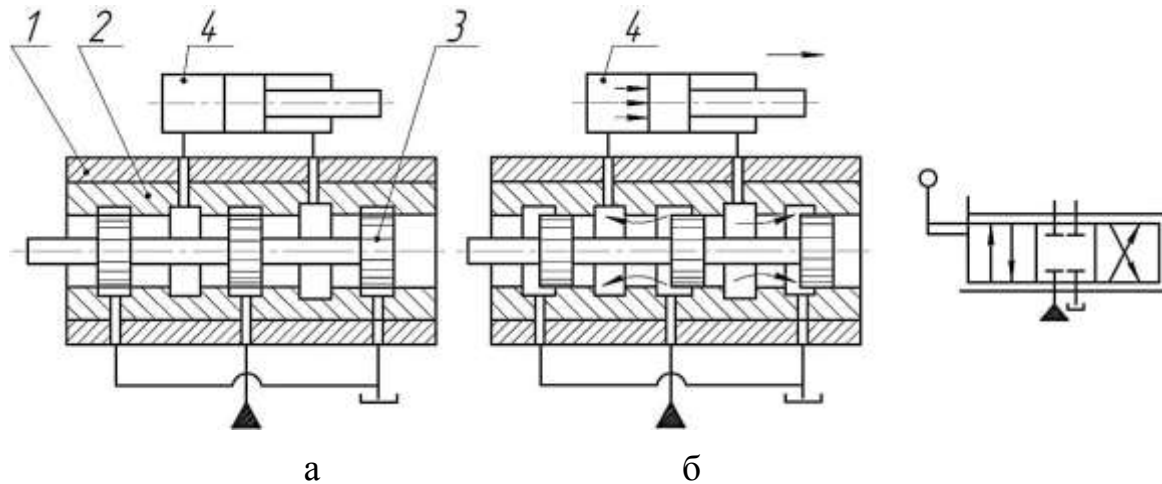


Рис. 4.6. Дроселюючий розподільник 4/3 з циліндричним золотником:

а – попередня позиція; б – робоча позиція;
 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – золотник; 4 – гідроциліндр.

Золотникові розподільники

У гідроприводах сільськогосподарських машин золотникові розподільники набули широкого розповсюдження. За конструкцією золотника розподільники поділяються на розподільники з циліндричним та плоским золотником. У конструкції гідроприводів сільськогосподарських машин переважно використовуються розподільники з циліндричним золотником.

На рис. 4.6 показано конструктивну схему дроселюючого розподільника 4/3 із циліндричним золотником. Розподільник підключено до гідроциліндра 4. У корпус 1 розподільника запресована втулка 2, у циліндричну розточку якої встановлено циліндричний золотник 3 із радіальним зазором 4...10 мкм. Золотник має три циліндричних пояска (бурта) з гострими кромками, а втулка – п'ять циліндричних розточок з гострими кромками. Робочі прохідні перерізи у розподільнику виникають між кромками циліндричних розточок втулки та циліндричними поясками. При положенні золотника у вихідній позиції напірна та зливні лінії, а також обидві порожнини гідроциліндра перекриті (рис. 4.6, а). При переміщенні золотника з вихідної позиції вправо (рис. 4.6, б) напірна порожнина розподільника через робочий прохідний переріз (робоче вікно) з'єднується з поршневою порожниною гідроциліндра 4 та під дією тиску його поршень переміщується вправо. При цьому рідина із штокової порожнини гідроциліндра через інше робоче вікно розподільника витискається в бак. При переміщенні золотника з вихідної позиції вліво робоча рідина під тиском підводиться до штокової порожнини гідроциліндра, а з поршневої порожнини через розподільник витискається до бака.

Залежно від схеми розвантаження насосів при нейтральному положенні золотників, золотникові розподільники поділяють на два типи: з відкритим центром (проточні), коли напірна гідролінія з'єднується із зливом у середині розподільника, та із закритим центром, коли навантаження насоса обмежується за допомогою переливного клапана.

На рис. 4.7 показано схеми перекриття робочих вікон у золотникових

розподільниках. У залежності від ширини a_2 циліндричного пояска золотника та ширини a_1 циліндричної розточки корпуса розподільника поділяють на розподільники з нульовим ($a_1=a_2$), додатнім ($a_2>a_1$) та від'ємним ($a_2<a_1$) перекриттями.

Розподільники з додатнім перекриттям (рис. 4.7, б) мають менші витоки робочої рідини, але мають великі зони нечутливості. Розподільники з від'ємними перекриттями (проточні розподільники) мають підвищені витоки рідини (рис. 4.7, в), але в них дещо підвищується границя чутливості до вхідних сигналів.

Робочі вікна в корпусах (втулках) з циліндричним золотником можуть бути виготовлені у вигляді круглих отворів (рис. 4.8, а), пазів (рис. 4.8, б), отворів з внутрішньою розточкою (рис. 4.8, в).

При переміщенні золотників (переключенні) можливі гідравлічні удари в системах. Для запобігання цього на робочих кромках поясків золотника виготовляються конічні фаски (рис. 4.9, б), дроселюючі прорізи (рис. 4.9, в), які забезпечують досить плавну зміну тиску в камерах гідродвигуна. При цьому однакові профілі дроселюючих прорізів розміщують симетрично.

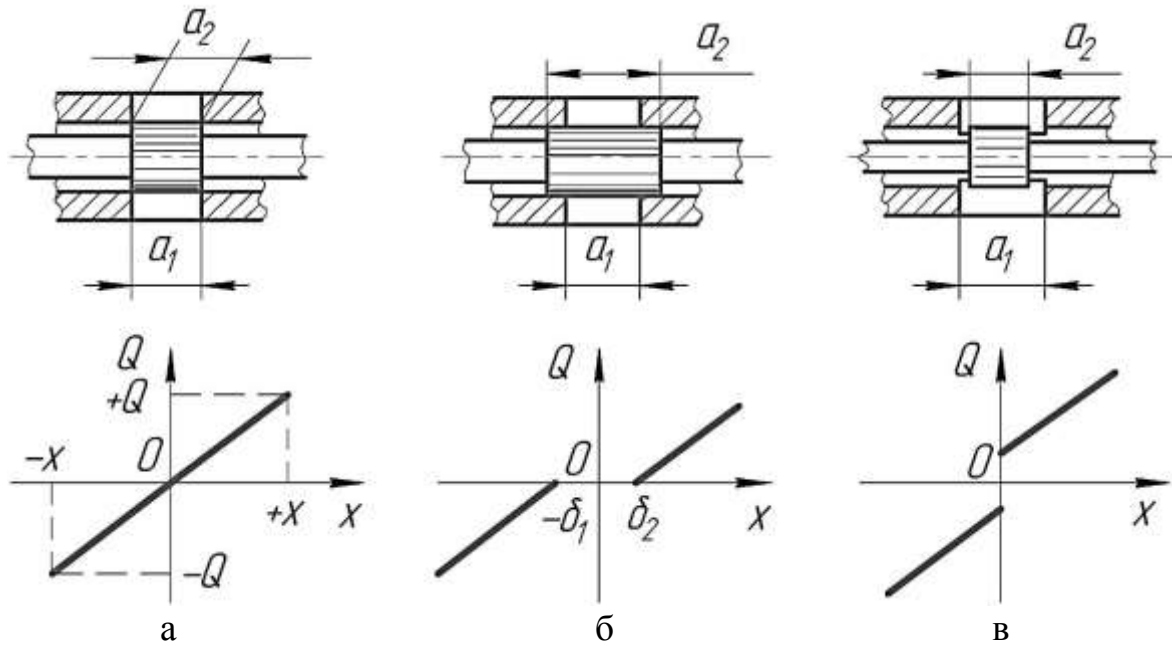


Рис. 4.7. Схеми перекриття робочих вікон в золотникових розподільниках та їх статичні характеристики:

а – нульове; б – додатне; в – від'ємне.

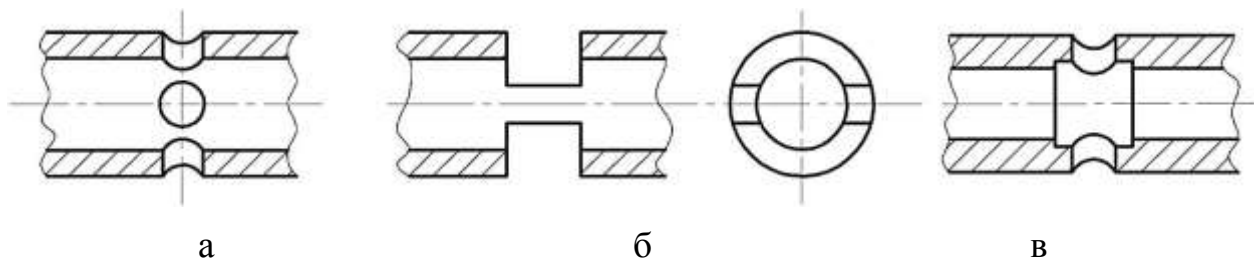


Рис. 4.8. Робочі вікна в корпусах.

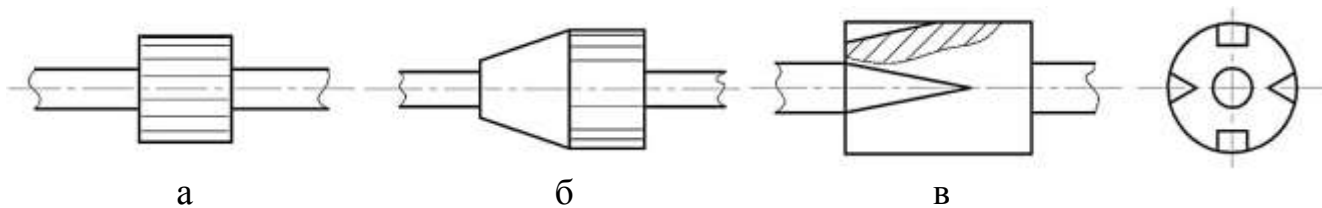


Рис. 4.9. Робочі кромки поясків циліндричних золотників:

а – торцева; б – конічна; в – профільована.

У розподільниках з циліндричним золотником часто спостерігається двостороннє зношування пояска золотника. Це явище виникає внаслідок не однакового тиску робочої рідини в радіальному зазорі золотник-корпус, що призводить до виникнення сповільнюючих радіальних зусиль. Найбільш простий спосіб зниження радіальних зусиль полягає в прорізці по колу на циліндричних поясках кільцевих розвантажувальних канавок шириною та глибиною 0,3...0,5 мм, які вирівнюють тиск в зазорі по колу.

Золотникові розподільники можуть бути секційні (які складаються із окремих секцій, з'єднаних болтами в один блок) і блочні (коли всі золотники розміщені в одному литому чи кованому блоці).

Секційний розподільник типу ГА-34000 з ручним керуванням

Секційний розподільник типу ГА-34000 з ручним керуванням застосовують у гідроприводах машин СК-5М, СК-6А, КС-6Б, КСКУ-6 та ін. Такі розподільники складаються з п'яти, шести, семи і восьми робочих секцій та однієї переливної. Робочі секції можуть бути з двосторонніми і односторонніми гідрозамками або без них.

Принцип роботи робочої секції з двостороннім гідрозамком і переливної секції показано на рис. 4.10. Коли золотник знаходиться у вихідному положенні (рис. 4.10, а), робоча рідина від насоса по каналу 10, дросельному отвору 11 золотника 12, переливної секції і каналах 2, 5 і 8 надходить на злив. Оскільки потік рідини в порожнину 1 обмежується малим отвором і вона сполучена із зливом, тиск у ній значно менший, ніж у нагнітальному каналі 10. У результаті цього золотник 12 стискає пружину, піднімається і сполучає нагнітальний канал 10 із зливним 9. Зусилля пружини клапана невелике, тому рідина зливається при незначному тиску. Цим самим забезпечується розвантаження насоса при непрацюючих гідродвигунах.

Якщо золотник 17 (рис. 4.10, б, в) робочої секції виведений з вихідного положення, він своїм пояском роз'єднує канал 2 лінії керування потоку рідини (канал 2 проходить через корпуси усіх секцій розподільника). Завдяки цьому тиск у порожнині 1 та каналі 10 вирівнюється, золотник 12 переливної секції гідравлічно врівноважується і під дією пружини повертається в початкове нижнє положення. При цьому канал нагнітання 10 від'єднується золотником 12 від зливу, а в каналі 10 тиск швидко підвищується до робочої величини.

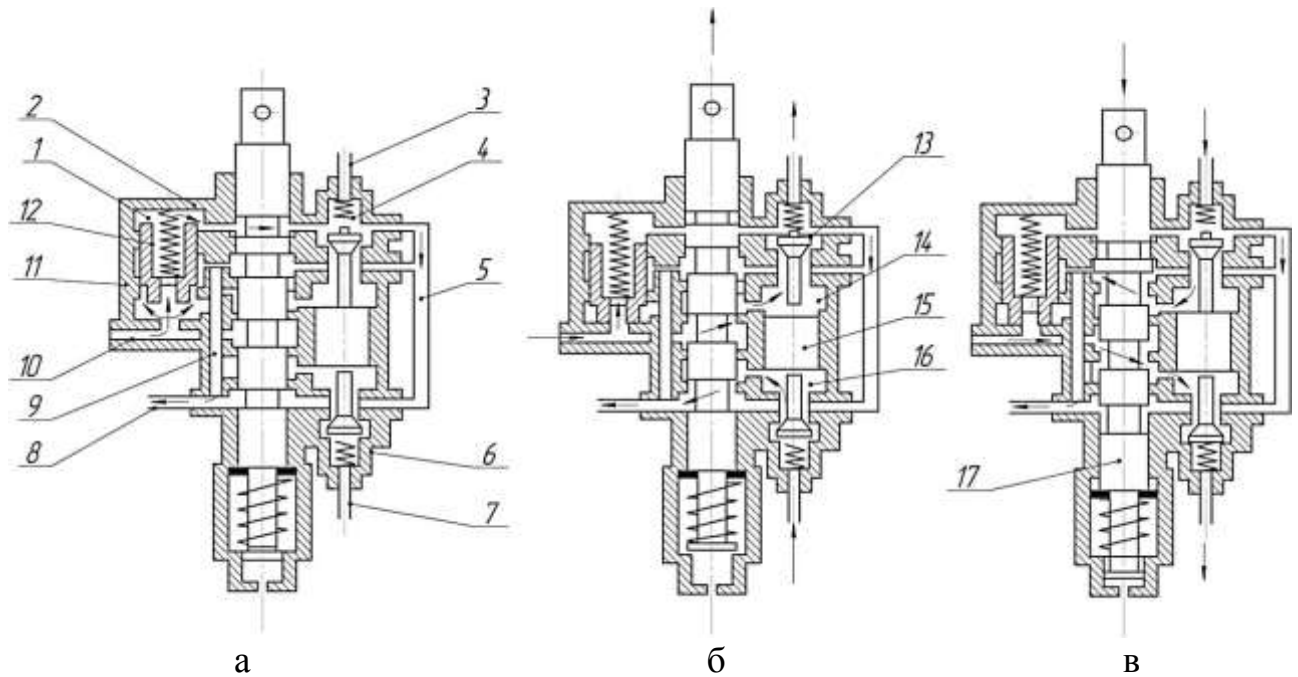


Рис. 4.10. Принцип роботи робочої секції з двостороннім гідрозамком:

а – нейтральне, б – верхнє, в – нижнє положення золотника робочої секції розподільника;

1 – післядросельна порожнина клапана переливної секції;

2 – канал лінії керування потоку рідини; 3 і 7 – канали до гідродвигуна;

4 і 6 – верхні порожнини запірних елементів гідрозамка; 5, 8 і 9 – зливні канали; 10 – нагнітальний канал; 11 – дросельний отвір; 12 – золотник переливної секції;

13 – запірний елемент гідрозамка; 14 і 16 – порожнини поршня гідрозамка;

15 – поршень; 17 – золотник робочої секції.

Під час роботи гідропривода подача рідини до гідродвигунів і злив із них проходить наступним чином: коли золотник 17 робочої секції переміщується вгору (рис. 4.10, б) і утримується там, золотник 12 переливної секції опускається вниз. Рідина із нагнітального каналу надходить у верхню порожнину 14 поршня гідрозамка, відтискує запірний елемент 13 та по каналу і трубопроводах надходить до гідродвигуна. Одночасно поршень 15 під дією високого тиску рідини переміщується вниз і відкриває нижній запірний елемент гідрозамка, при цьому зливна камера гідродвигуна з'єднується із зливом.

Якщо ж золотник 17 робочої секції переміщується вниз (рис. 4.10, в), процес повторюється так само, тільки почнеться з нижньої порожнини 16 поршня гідрозамка.

1. Зміст звіту

2. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
3. Оформити рисунки 4.1;4.2а;4.4а.
4. Сформулювати висновок про виконання роботи

Питання для самоконтролю

1. Призначення гідророзподільника.
2. Типи гідророзподільників.
3. Назвіть типи пристроїв, що керують запірними елементами гідророзподільників.
4. Назвіть типи запірно-регулювальних елементів.
5. Назвіть типи перекриття робочих вікон розподільника.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 5

ГІДРОЦИЛІНДРИ

Мета роботи: вивчити призначення, будову, принцип роботи, методику розрахунку гідроциліндрів.

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами, плакатами та приладами для виконання практичної роботи.
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Обробити отримані результати.
5. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

Гідравлічним циліндром називають об'ємний гідродвигун з обмеженим зворотно-поступальним рухом вихідної ланки.

Залежно від конструкції робочої камери гідроциліндри поділяють на поршневі, плунжерні, телескопічні, тандем-циліндри, мембранні, сільфонні та ін.

Поршневим гідроциліндром називають циліндр, в якому робочі камери утворені поверхнями корпусу 1 (рис. 5.1, а) і поршня 3 зі штоком 4. Гідроциліндр має дві порожнини: поршкову А – обмежену робочими поверхнями корпусу і поршня; штокову Б – обмежену поверхнями корпусу, поршня і штока.

Поршневі гідроциліндри поділяють за такими ознаками: за напрямком дії робочої рідини – однобічної (рис. 5.1, б) та двобічної (рис. 5.1, а, в) дії; за кількістю штоків – одноштокові (рис. 5.1, а) і двоштокові (рис. 5.1, в); за типом вихідної ланки – з рухомим штоком (рис. 5.1, а, б і в) і з рухомим корпусом (рис. 5.1, г).

У гідроциліндрах однобічної дії рух вихідної ланки під дією потоку робочої рідини здійснюється тільки в одному напрямку. Рух у зворотному напрямку 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.

Гідроциліндри з рухомим корпусом застосовують здебільшого у варіаторах молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів.

У всіх поршневих гідроциліндрах для герметизації рухомих з'єднань встановлено ущільнювальні кільця.

Принцип дії. При сполученні поршкової порожнини А (рис. 5.1, а) з напірною лінією гідропривода поршень 3 разом зі штоком 4 під дією тиску рідини переміщується вправо. При цьому одночасно відбувається витіснення робочої рідини із штокової порожнини Б у зливну лінію гідропривода. При

підведенні робочої рідини під тиском у порожнину Б поршень зі штоком переміщується у зворотному напрямку.

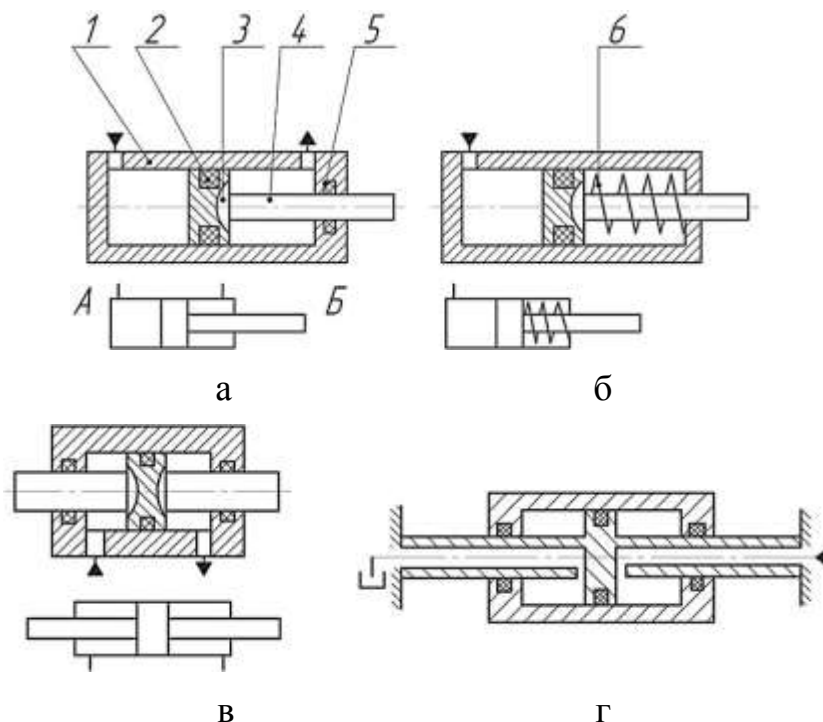


Рис. 5.1. Конструктивні схеми і умовні позначення поршневих гідроциліндрів:
 а – двобічної дії; б – однобічної; в – двоштокові; г – з рухомих корпусом;
 1 – корпус; 2, 5 – ущільнення; 3 – поршень; 4 – шток; 6 – пружина;
 А і Б – порожнини.

У гідроприводах сільськогосподарських машин і тракторів переважно застосовують поршневі гідроциліндри двобічної дії. Загальну будову таких гідроциліндрів показано на рис. 5.2.

Гідроциліндр керування вивантажувальним шнеком, механізмами відключення жатки і зворотної прокрутки молотильного барабана (рис. 5.2, а) являє собою гільзу 9 з привареними до неї штуцерами 15, що пазами сполучені з порожнинами циліндрів. Гільза з одного боку закрита глухою головкою 14, а з другого – знімною головкою 6 з шестигранним буртиком. Всередині гільзи розміщено поршень 10, який прикріплено до штока 4. З іншого боку штока прикріплено вушко 1. З боку різьби під вушком зроблено лиску під ключ для утримання штока від провертання під час загвинчування корончастої гайки, контргайки 3 і самого вушка. Для ущільнення поршня, штока і головки в кільцевих проточках цих деталей встановлено гумові кільця 7, 8, 11 і 12.

Щоб розвантажити шток від згинаючого моменту і спрямувати зусилля вздовж його осі, отвори в головці 14 і вушку 1 виконано сферичними, в них вставлено втулки 2. Для монтажу втулок 2 в головці і вушку передбачено пази, що відповідають ширині втулок. Через них вводять втулки в отвори і, коли їх сфери співпадають зі сферами головки та вушка, втулки повертають на 90°. Для збільшення площі контакту в сферичній парі вісь пазів спрямовано перпендикулярно напрямку дії зусилля. Манжета 5 запобігає потраплянню пилу і бруду в порожнину циліндра.

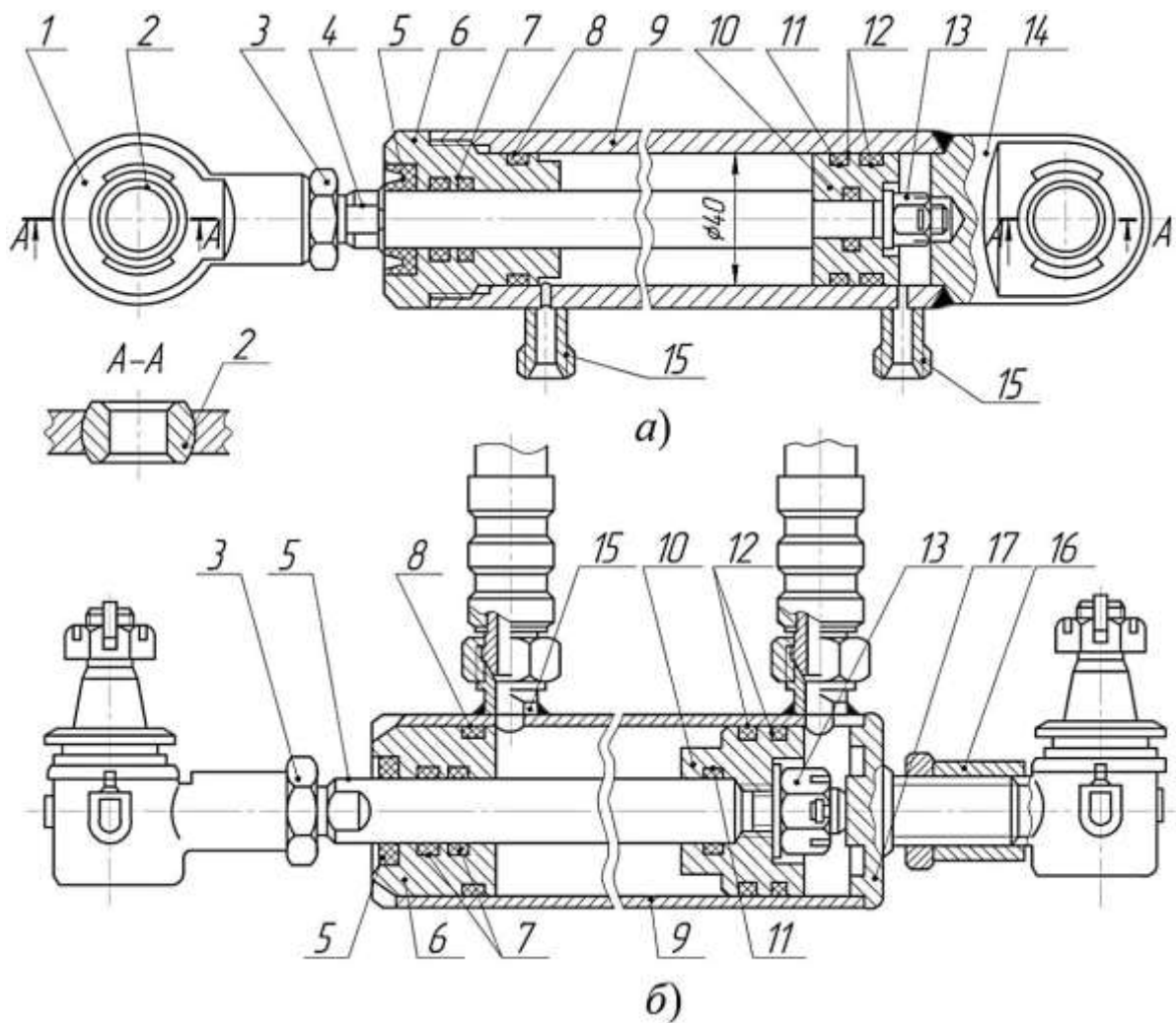


Рис. 5.2. Поршневі гідроциліндри гідроприводів комбайна «Енисей-1200»: а – гідроциліндр керування вивантажувальним шнеком; б – гідроциліндр моста керованих коліс;

- 1 – вушко; 2 – втулка; 3 – контргайка; 4 – шток; 5 – манжета; 6, 14 – головки; 7, 8, 11, 12 – ущільнювальні кільця; 9 – корпус (гільза); 10 – поршень; 13 – корончаста гайка; 15 – штуцери; 16 – наконечник; 17 – денце гідроциліндра.

Гідроциліндр моста керованих коліс (рис. 5.2, б) має аналогічну будову.

Поршневий гідроциліндр гідропривода гальм має дещо іншу будову і принцип дії, порівняно з описаними вище. Будову колісного гідроциліндра показано на рис. 5.3.

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

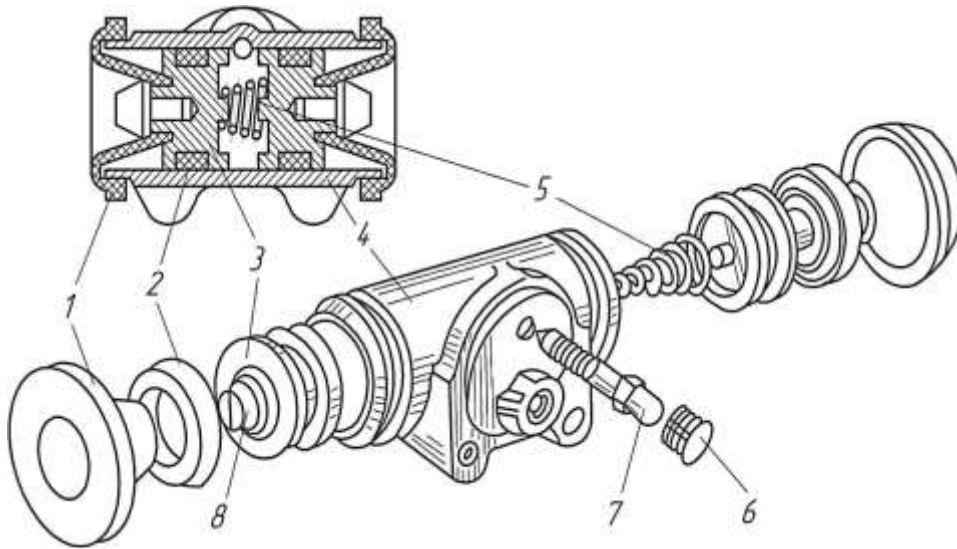


Рис. 5.3. Колісний поршневий гідроциліндр гальм:

1 – гумовий ковпак; 2 – манжета; 3 – поршень; 4 – циліндр; 5 – пружина;
6 – ковпак клапана; 7 – перепускний клапан; 8 – штовхач.

Плунжерним гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною робочими поверхнями корпусу і плунжера. Такі циліндри одnobічної дії. Будову їх показано на рис. 5.4.

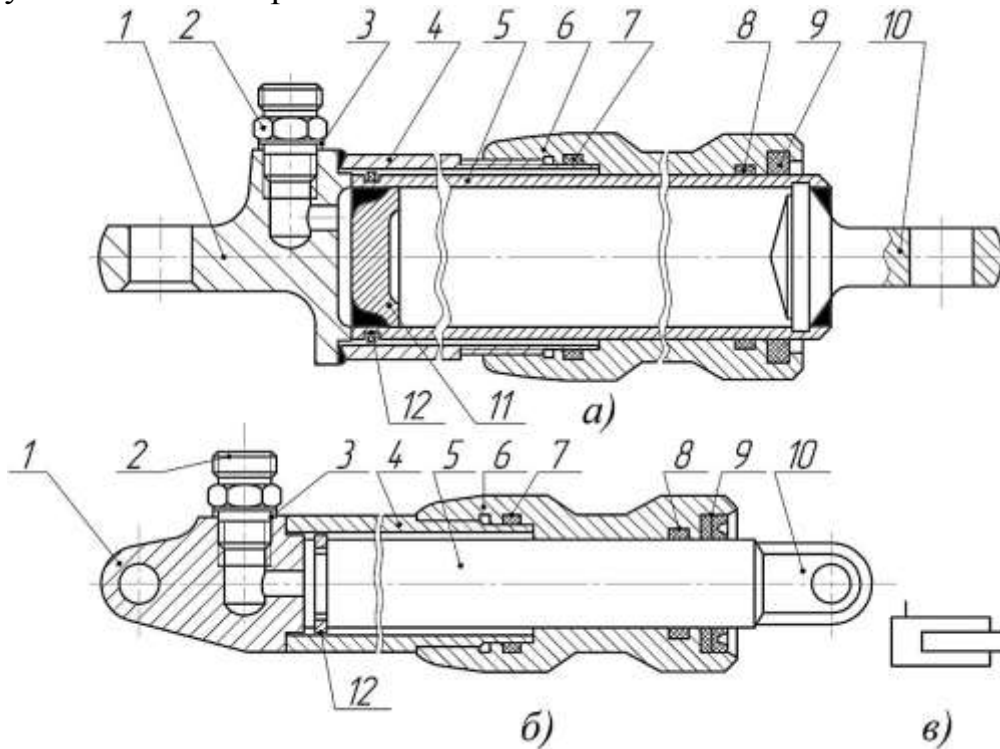


Рис. 5.4. Плунжерні гідроциліндри:

а – піднімання жатки комбайнів «Нива», «Енисей»; б – піднімання мотовила і закриття клапана копнувача комбайнів «Нива», «Енисей»; в – умовне позначення на принципових схемах;

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

Принцип дії. При сполученні напірної лінії гідропривода із штуцером 2, плунжер 5 під дією сили тиску рідини переміщується вправо. Якщо порожнину гідроциліндра сполучити через штуцер 2 зі зливною лінією гідропривода, плунжер під дією сили тяжіння робочого органа чи інших зовнішніх сил переміщується вліво у вихідне положення. Плунжерні гідроциліндри комбайнів, жаток та інших сільськогосподарських машин виконані за тією ж конструктивною схемою. Виняток становлять лише спеціальні гідроциліндри, наприклад, варіатора мотовила, молотильного барабана тощо.

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

Телескопічним гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною поверхнями корпусу і декількох концентрично розміщених поршнів або плунжерів, що переміщуються відносно один одного (рис. 5.5).

Повний хід вихідної ланки такого циліндра дорівнює сумі ходів кожного поршня або плунжера відносно суміжного. Телескопічні гідроциліндри застосовують тоді, коли при невеликій довжині корпусу потрібно мати великий хід вихідної ланки і немає обмеження товщини корпусу.

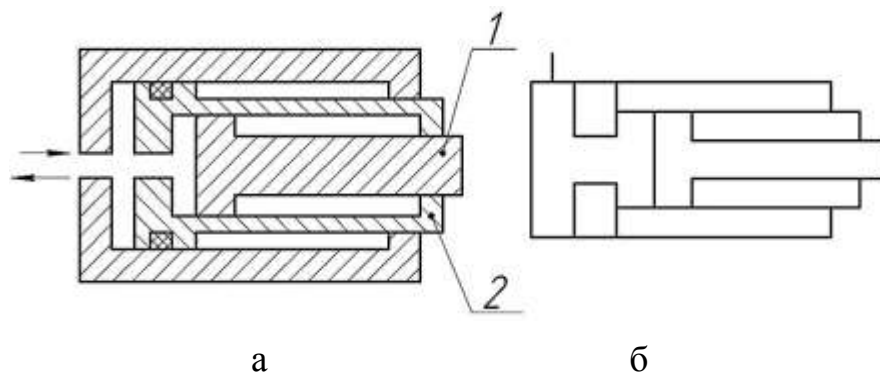


Рис. 5.5. Телескопічний гідроциліндр:

а – конструктивна схема; б – умовне позначення на принципових схемах;
1 і 2 – поршні зі штоком.

Тандем-циліндри застосовують тоді, коли необхідно мати значні зусилля на штоці і не обмежена довжина циліндра, а обмежена можливість застосування циліндрів великих діаметрів. Схему такого гідроциліндра показано на рис. 5.6.

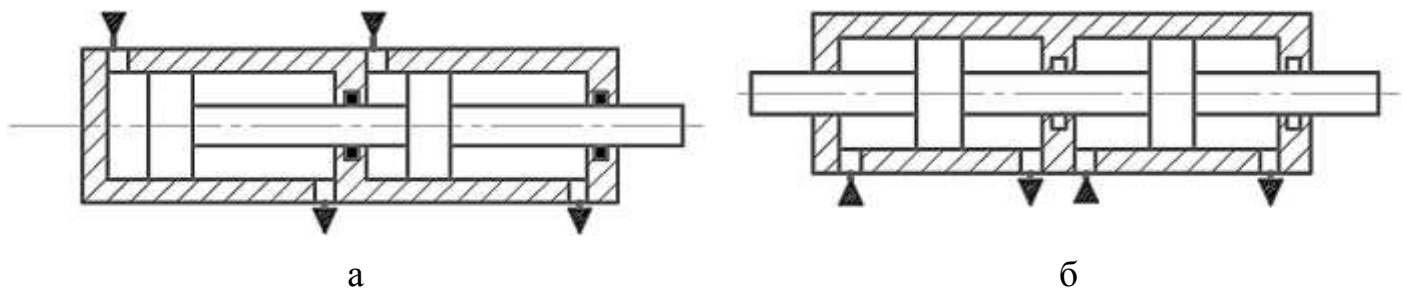


Рис. 5.6. Тандем-циліндри:

а – одноштоковий (однонаправлений); б – двоштоковий (двонаправлений).

Зусилля F на штоці тандем-циліндра визначають за залежністю

$$F = P \cdot (S_1 + S_2), \quad (5.1)$$

де P – тиск рідини, що підводиться до гідроциліндра,
 S_1, S_2 – площа відповідно першого і другого поршнів.

Швидкість руху поршня визначається за залежністю

$$v_{II} = \frac{Q}{S_1 + S_2}, \quad (5.2)$$

де Q – витрата рідини.

Нині такі гідроциліндри в гідроприводах сільськогосподарської техніки застосовують недостатньо широко. Їх використовують в системах дублювання керування літаків та залізничного транспорту.

Сильфонні гідроциліндри (рис. 5.7, а) застосовують при незначних переміщеннях штока 1 , переважно у приладах гідроавтоматики.

Сильфони 2 виготовляють металевими, а при незначних тисках рідини – із гуми, фторопласту тощо. Зовнішній діаметр сильфона може бути від 5 до 250 мм, робочий тиск 0,20...15 МПа.

Мембранні гідроциліндри (рис. 5.7, б) також застосовують при незначних переміщеннях штока – як виконавчі механізми гідроавтоматики. Робочу камеру в таких циліндрах утворено корпусом 3 і мембраною 4 .

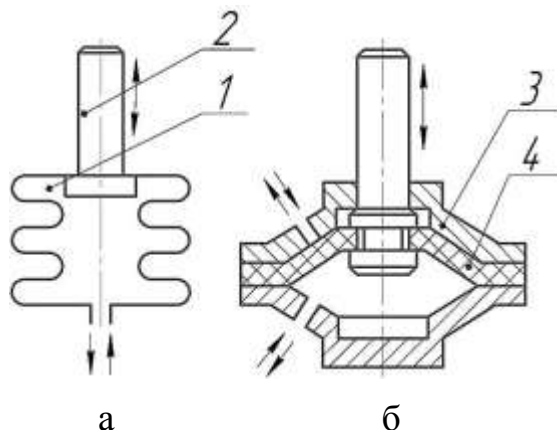


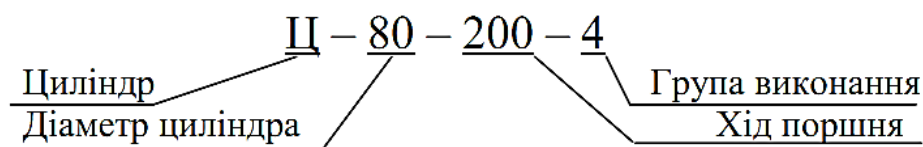
Рис. 5.7. Схеми гідроциліндрів:

а – сильфонного типу; б – мембранного типу.

Загальні вимоги до гідроциліндрів (основні):

- 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 плівки мастила;
- внутрішні перетікання рідини із однієї порожнини в іншу мають бути мінімальними;
- робочі поверхні елементів гідроциліндрів мають бути стійкими до зношення і корозії.

Маркування гідроциліндрів



Відповідно до ГОСТ 8755-80 виготовляються гідроциліндри трьох різновидів, які позначаються цифрами 2, 3, 4, для номінальних тисків 14, 20, 25 МПа.

У групу виготовлення 2 входять гідроциліндри діаметрами: 55, 75, 90, 100, 110 мм;

У групу виготовлення 3 входять гідроциліндри діаметрами: 50, 60, 63, 80, 100, 125 мм;

У групу виготовлення 4 входять гідроциліндри діаметрами: 63, 80 і 100 мм.

Матеріали для поршневих гідроциліндрів. Корпуси (гільзи) циліндрів виготовляють із сталених безшовних гарячекатаних труб зі сталі 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 сталених поковок 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.

Зміст звіту

1. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
2. Оформити рисунки 5.2а;5.4б;5.5.
3. Сформулювати висновок про виконання роботи.

Питання для самоконтролю

1. Що таке гідроциліндр?
2. Призначення гідроциліндрів.
3. Типи гідроциліндрів.
4. У яких випадках використовують тандем-гідроциліндри?
5. У яких випадках застосовують телескопічні гідроциліндри?
6. Наведіть формулу для розрахунку сили гідроциліндра.
7. Наведіть формулу для розрахунку швидкості руху поршня.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 6

ВИПРОБУВАННЯ ОБ'ЄМНОГО НАСОСУ

Мета роботи: експериментальне визначення основних технічних показників об'ємного насоса (на прикладі випробувань шестеренного насосу НШ-10).

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами, плакатами та приладами для виконання практичної роботи.
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Обробити отримані результати.
5. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

При випробуваннях об'ємних насосів визначають об'ємну подачу, потужність насоса, об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД), корисну потужність і загальний ККД.

Об'ємною подачею називають об'єм рідини, яку подає насос за одиницю часу.

Об'ємна подача Q (см³/с) може вимірюватися витратомірами або мірними ємностями. Найбільша точність забезпечується при вимірюваннях за допомогою мірної ємності. В цьому випадку об'ємна подача визначається за формулою

$$Q = \frac{\Delta W}{\Delta t}, \quad (6.1)$$

де ΔW – зміна об'єму робочої рідини в мірній ємності за час вимірювання, см³;
 Δt – час заповнення мірного посуду, с.

Потужність насоса – це потужність, яку потребує насос. Вона визначається при випробуваннях шляхом вимірювання крутного моменту і частоти обертання вала насоса з наступним розрахунком (кВт)

$$N_E = M \cdot \omega = M \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1 \cdot M \cdot n, \quad (6.2)$$

де M – крутний момент на валу насоса, Н·м;
 ω – кутова швидкість вала насоса, рад/с;
 n – частота обертання вала насоса, об/хв.

Об'ємним ККД насоса називають відношення дійсної подачі насоса до теоретичної

$$\eta_{об} = \frac{Q_H}{Q_T}, \quad (6.3)$$

де $\eta_{об}$ – об’ємний ККД;

Q_H – дійсна (виміряна) подача насоса (см³/с);

Q_T – теоретична подача насоса (см³/с), яка може бути визначена за формулою

$$Q_T = q \cdot n, \quad (6.4)$$

де q – робочий об’єм насоса, см³/об.

При відсутності опору у напірній гідролінії $Q_H = Q_T$.

Корисна потужність насоса – це потужність, яку насос передає рідині. Розраховується корисна потужність (кВт) за формулою

$$N_K = Q \cdot \Delta P, \quad (6.5)$$

де Q – об’ємна подача насоса, м³/с;

ΔP – різниця тиску $P_H - P_B$, відповідно у напірній та всмоктувальній магістралях, кПа.

Загальним ККД насоса називають відношення корисної потужності N_K до фактичної потужності насоса N_E :

$$\eta = \frac{N_K}{N_E}, \quad (6.6)$$

Порядок проведення випробувань

У гідросистемах, які працюють з об’ємними насосами обов’язково встановлюють запобіжний або переливний клапан, який обмежує граничний тиск в напірній магістралі за рахунок зливання частини рідини в гідробак.

Після включення запобіжного клапана в напірну магістраль буде поступати лише частина об’ємної подачі насоса, яка по мірі подальшого зростання навантаження (опору в напірній гідролінії) зменшується до нуля.

Таким чином, верхня межа діючого навантаження на насос (тиск в напірній магістралі) визначається тиском включення запобіжного клапана, а нижня – опором гідролінії без зовнішнього навантаження. У цьому діапазоні зміни тиску слід вибирати не менше 5 режимів (мінімальний, максимальний, номінальний і два проміжних), для яких складається план проведення дослідів і проводиться вимірювання тиску.

Робота на стенді здійснюється в наступній послідовності.

1. Дроселі $ДР2$ і $ДР3$ (рис. 6.1) повністю перекривають, для чого лімби встановлюють на відмітці «0». При цьому об’ємний гідромотор повністю відключається від напірної магістралі.

2. Дросель $ДР1$ повністю відкривають, для чого лімб встановлюють на відмітці «50».

3. Запускають електродвигун.

4. Після пуску електродвигуна поступовим обертанням дроселя $ДР1$ встановлюють по манометру $М1$ тиск $P1$ згідно з планом випробувань.

5. Після встановлення кожного тиску P_i , для обраних режимів здійснюються

наступні вимірювання:

- а) частоти обертання вала насоса;
- б) обертального моменту на валу гідромотора;
- в) тиску (вакууму) всмоктувальної гідролінії;
- г) об'ємної подачі насоса за допомогою мірної ємності та секундоміра.

6. Встановлюють нові режими випробувань (нове значення P_i по манометру $M1$) та проводять нові вимірювання вказаних параметрів. Результати вимірювань для всіх випробувань заносять до таблиці.

7. Проводять розрахунки невизначених параметрів і заносять до таблиці.

8. Будуєть графіки залежностей:

$$Q = f(\Delta P); N = f(\Delta P); \eta = f(\Delta P); \eta_{OB} = f(\Delta P).$$

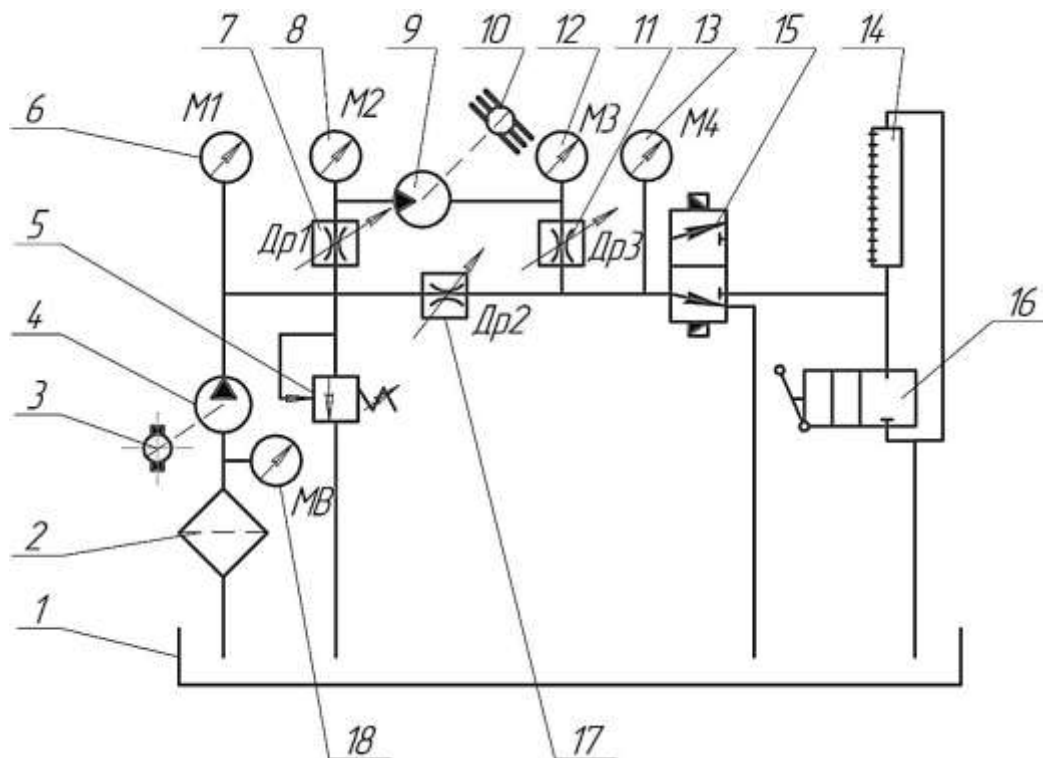


Рис. 6.1. Гідравлічна схема експериментального стенда:

- 1 – гідробак; 2 – фільтр; 3 – електродвигун; 4 – насос; 5 – запобіжний (переливний) клапан; 6 – манометр; 7 – дросель; 8 – манометр; 9 – гідромотор; 10 – гальмівний пристрій; 11 – дросель; 12 – манометр; 13 – манометр; 14 – мірна ємність; 15 – пневморозподільник; 16 – гідророзподільник; 17 – дросель; 18 – мановакууметр.

Зміст звіту

1. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
2. Оформити рисунки 6.1.
3. Занести до звіту (у вигляді таблиць чи графіків) результати виконання практичної роботи.
4. Сформулювати висновок про виконання роботи.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть показники, які характеризують об'ємні насоси.
2. В чому різниця між теоретичною і дійсною подачею насоса і як вони визначаються?
3. Як визначити корисну і фактичну потужність насоса?
4. Як визначається обертальний момент на валу насоса?
5. Яка залежність між загальним і об'ємним ККД насоса?
6. Назвіть складові частини експериментального стенда, їх призначення та роботу.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 7

ГІДРАВЛІЧНІ СЛІДКУЮЧІ ПРИВОДИ

Мета роботи: вивчити принцип роботи гідравлічних слідкуючих приводів; конструктивні принципи побудови гідравлічних слідкуючих приводів на базі прикладів конкретного виконання; провести експериментальні іспити гідравлічного слідкуючого приводу.

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами, плакатами та приладами для виконання практичної роботи.
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Обробити отримані результати.
5. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

У техніці для керування органами машин часто використовуються слідкуючі приводи.

Слідкуючий привід являє собою підсилювальний пристрій, у якому виконавчий двигун (вихідна ланка) автоматично відтворює рух задаючого пристрою (чи вхідної ланки), забезпечуючи при цьому необхідне посилення вихідної потужності двигуна за рахунок зовнішньої енергії, а також визначену точність закону переміщення останнього заданого входом.

На практиці, в основному, поширені електричний і гідравлічний типи цих приводів. Слід відмітити, що в системах ручного й автоматичного керування різними машинами і промисловими установками, в останні роки завойовують собі місце слідкуючі гідравлічні приводи (гідравлічні підсилювачі). У системах ручного керування, вхідна ланка (вхід) цих пристроїв приводиться в рух оператором безпосередньо вручну або за допомогою допоміжних пристроїв (електричних, пневматичних, чи гідравлічних).

У системах автоматичного керування вхідна ланка керується різними чутливими датчиками. Елементи системи, що утворюють силове «слідкування», можуть знаходитись як в безпосередній близькості до пунктів керування, так і на деякій відстані від них. Такі системи називаються системами дистанційного керування.

Відповідно до приведених вище загальних визначень, гідравлічний слідкуючий привід, або гідропідсилювач, повинен автоматично і безперервно відтворити на виході, з потрібною точністю, рух (закон переміщення), що задається рухом входу, та забезпечити необхідне посилення вихідної потужності виконавчого двигуна, яке досягається за рахунок використання енергії рідини, що подається.

Ознаками будь-якої слідкуючої системи, які властиві багатьом типам обладнання, з якими доводиться стикатися в різних галузях техніки, є: наявність керованого джерела енергії і існування зворотного зв'язку.

Принцип дії класичної слідкуючої системи базується на тому, що зміни вхідної ланки (задаючого пристрою або входу) призводить до розладу системи, а викликана ним дія виконавчого двигуна усуває розлад, приводячи вихідну ланку до вхідного положення.

Це узгодження положення вхідної (ведучої) і вихідної ланок забезпечується синхронним зв'язком між ними, виконаним у вигляді слідкуючої системи зі зворотнім зв'язком, в якій дійсне значення вихідної величини порівнюється із значенням вхідного сигналу, тобто з бажаним значенням вихідної величини; різниця між дійсним і бажаним значенням вихідної величини подається зворотнім зв'язком на вхід системи, причому, від величини розладу залежить швидкість виходу виконавчого двигуна. Таким чином, зміна положення задаючого пристрою з певним ступенем точності відповідає зміні положення вузла машини, що приводиться в рух виконавчим двигуном.

Різницю між вхідною і вихідною величинами (положеннями між вхідними і вихідними ланками) звичайно називають помилкою, або похибкою системи.

Для зусиль малопотужних вхідних сигналів використовують різноманітні підсилювачі, які збільшують потужність цих сигналів за рахунок енергії стороннього джерела. З цієї точки зору розрізняють системи прямої дії, в яких перестановка ведучої (керуючої) ланки чи органа (золотника або іншого розподільника) здійснюється безпосередньо за рахунок енергії задаючого пристрою, який подає командні сигнали, і системи непрямої дії, в яких енергія для перестановки керуючого органу береться від проміжної ланки – підсилювача потужності, на який впливає задаюче обладнання.

Спрощена структурна схема слідкуючої системи показана на рис. 7.1. Вихідна величина X виводиться за допомогою зворотного зв'язку в датчик розладу (вимірювач похибок), в якому вона віднімається від величини вхідного сигналу Y . Різниця $E(t)$ цих двох величин (з урахуванням передаточного відношення зворотного зв'язку) і являється помилкою, або розладом системи

$$E(t) = Y(t) - X(t). \quad (7.1)$$

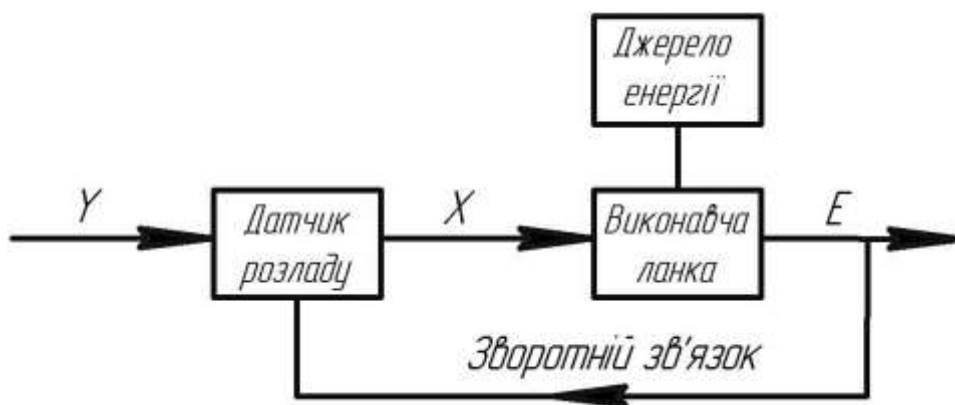


Рис. 7.1. Схема дії слідкуючої системи.

Вхідна і вихідна функції системи, в окремих випадках, можуть відображати як лінійні, так і кутові переміщення вхідних і вихідних елементів систем, а також напруги, тиску і інших величин та їх поєднання.

Помилка системи визначається характером вхідної функції, початковими умовами та рівняннями руху системи. З іншого боку, для помилки системи в загальному випадку справедливе рівняння:

$$E(t) = E_c(t) - E_{II}(t), \quad (7.2)$$

де $E_c(t)$ – помилка при сталому режимі;

$E_{II}(t)$ – помилка при перехідному режимі.

Для стійко працюючих систем при $t \rightarrow \infty$, другий доданок $E_{II}(t) \rightarrow 0$. Таким чином, помилка стійко працюючих систем через тривалий період часу буде визначатися виразом

$$E(t) = E_c(t). \quad (7.3)$$

Опис прикладів практичної реалізації слідкуючого гідроприводу систем управління

Розглянемо приклади практичної реалізації слідкуючого гідроприводу на основі гідросистеми керування коренезбиральної машини РКС-6.

Система, що розглядається, складається з двох частин: гідросистеми рульового керування (рис. 7.2), тобто системи ручного управління, яка полегшує керування машиною при транспортних переміщеннях, і системи автоматичного водіння по рядках, необхідної для корекції машини в режимі автоматичного водіння.

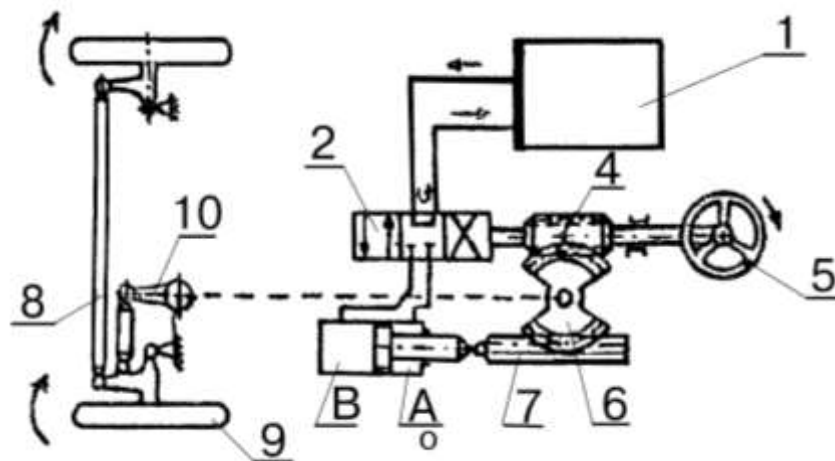


Рис. 7.2. Гідравлічна система рульового керування:

- 1 – насосна станція; 2 – золотниковий розподільник; 3 – гідроциліндр;
- 4 – черв'як; 5 – рульове колесо; 6 – зубчатий сектор; 7 – зубчата рейка;
- 8 – важільна система; 9 – керовані колеса; 10 – рульова сошка.

Гідросистема рульового керування працює таким чином. При відсутності руху рульового колеса 5, золотник 2 знаходиться в своєму нейтральному положенні і рідина, яка надходить від насосної станції 1 повертається знову в бак. У момент повороту керма (за стрілкою годинника) черв'як 4 і зв'язаний з ним

золотник 2, переміщуються в осьовому напрямку вліво. Рідина надходить у порожнину А гідроциліндра. Внаслідок цього, шток поршня через зубчасту рейку 7 повертає зубчастий сектор 6 (за стрілкою годинника). Зубчастий сектор 6 через важільну систему 8 повертає керуючі колеса за стрілкою годинника. Крім того, зубчатий сектор 6, що знаходиться в зачепленні з черв'яком 4, намагається перемістити його у вихідне положення (нейтральне положення золотника). Таким чином, після зупинки повороту рульового колеса, золотник 2 буде встановлено в нейтральне положення і поворот керуючих коліс буде зупинено.

При повороті рульового колеса проти стрілки годинника, черв'як 4, вигвинчуючись, переміститься (разом з золотником 2) вправо і рідина від насосної станції надходить в порожнину В гідроциліндра. Внаслідок цього, шток поршня перемістить сектор 6 через зубчасту рейку 7 проти стрілки годинника. Сектор 6 передасть рух через важільну систему 8 на керовані колеса 9, які також будуть повертатися проти стрілки годинника.

Після зупинки повороту кермового колеса, зубчастий сектор 6 поверне золотник 2 в нейтральне положення і поворот керованих коліс буде припинено.

Таким чином, в даному слідкуючому приводі джерелом енергії являється гідростанція 1, керуючим елементом є золотник 2, виконавчим двигуном гідроциліндр 3, ланкою оборотного зв'язку є зубчатий сектор 6.

Гідросистема автоматичного водіння по рядках представляє собою гідромеханічний пристрій, призначений для автоматичного спрямування викопуючих робочих органів машини по осі рядків цукрових буряків, які збираються. Базовою лінією для копіювальних органів автомата є рядки кореневих буряків з обрізаною гичкою.

Гідромеханічна схема автомата водіння по рядках наведена на рис. 7.3.

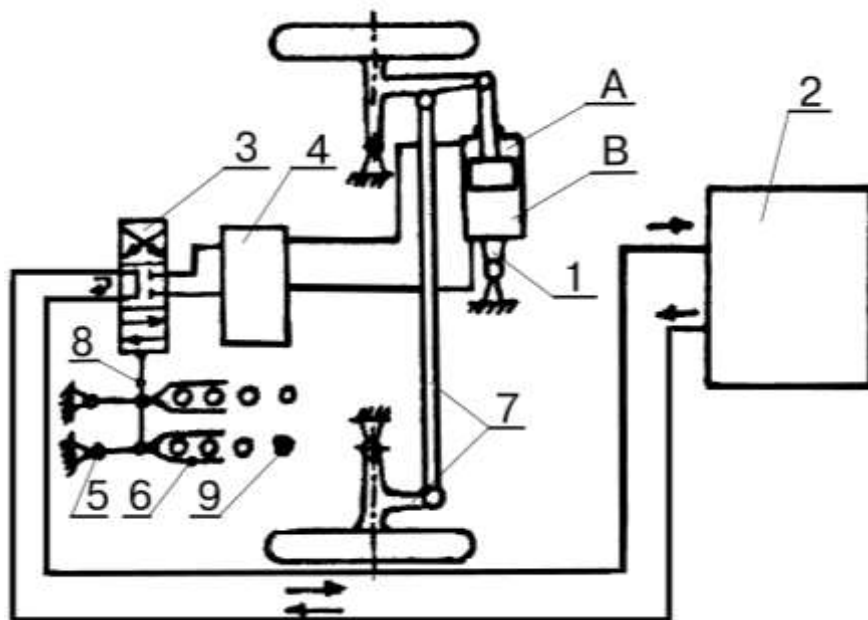


Рис. 7.3. Гідросистема автоматичного водіння по рядках:

1 – гідроциліндр керуючих коліс; 2 – насосна станція; 3 – золотник керованих коліс; 4 – гідрозамок; 5 – рама машини; 6 – датчик-копір; 7 – важільна система; 8 – шток; 9 – коренеплоди.

Гідросистема автоматичного водіння по рядках працює наступним чином. Якщо машина рухається, не відхиляючись від лінії рядків цукрових буряків, то датчики-копіри 6, ковзаючи по боковим поверхням коренеплодів 9, розташовуються паралельно осі машини, і шток 8 утримує золотник 3 в нейтральному положенні, в якому робоча рідина від насосної станції 2 подається назад в бак станції.

Якщо рядок відхиляється вправо від осі руху машини, датчики-копіри 6 обертаються відносно своїх шарнірів, встановлених на рамі 5, проти стрілки годинника, переміщуючи золотник 3 в праве положення. Рідина від насоса надходить в порожнину А, і, отже, шток гідроциліндра поверне колеса по стрілці годинника. Таким чином, машина буде переміщуватись в напрямку відхилення лінії рядка. Це переміщення буде супроводжуватись обертанням датчиків-копірів 6 в нейтральне положення (відносно рами машини) і, відповідно, завершується вирівнюванням керуючих коліс. При відхиленні рядка вліво від осі, рух машини відбувається аналогічно описаному вище циклу керування.

У даній слідкуючій системі закон керування задається не оператором, а датчиком-копіром, що робить систему керування повністю автоматичною.

Опис експериментальної установки

Експериментальна установка складається з джерела гідравлічної енергії НГС-32, гідропідсилувача керма коренезбиральної машини РКС-6.

Порядок виконання роботи

1. Включити насосну станцію.
2. Повертаючи колесо керма за і проти стрілки годинника, впевнитися в працездатності приводу.
3. Помітити положення вхідної ланки (сошки 10 див. рис. 7.2), яка керується через важільну систему положення коліс.
4. Визначити кут α повороту рульового колеса (люфт), при якому сошка залишається нерухомою. Знайдений кут являється статистичною помилкою.
5. Повторювати заміри кута α для різних положень сошки (визначається кутом φ).

Обробка експериментальних даних

1. Побудувати залежність $\alpha = f(\varphi)$. Пояснити характер отриманої залежності.
2. Дати оцінку придатності дослідженого рульового механізму, якщо на справному управлінні кермом α знаходиться в межах 5° .

Зміст звіту

1. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
2. Оформити рисунки 7.1;7.3.
3. Сформулювати висновок про виконання роботи

Питання для самоконтролю

1. Який привід називають слідкуючим?
2. Призначення слідкуючих гідросистем.
3. Область застосування слідкуючих гідросистем.
4. Структурна схема роботи слідкуючого механізму.
5. Які складові частини має гідросистема рульового управління?
6. Які складові частини має гідросистема автоматичного водіння машини по рядках?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №8

БАКИ ГІДРАВЛІЧНИХ ОБ'ЄМНИХ ПРИВОДІВ

Мета роботи: вивчити призначення, різновиди, переваги та недоліки баків гідравлічних приводів різних конструкцій.

Програма та порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, викладеними в матеріалах практичної роботи.
2. Ознайомитися з лабораторним обладнанням, зі стендами, плакатами та приладами .
3. Виконати практичну роботу під керівництвом викладача (учбового майстра).
4. Обробити отримані результати.
5. Оформити звіт.

Короткі теоретичні відомості

До складу гідравлічних об'ємних приводів входять гідроємності, до числа яких відносяться гідробаки та гідроакумулятори. *Гідроємності призначені для утримання в них робочої рідини з метою використання її в процесі роботи гідроприводу.*

Гідробак – гідроємність, призначена для живлення об'ємного гідроприводу робочою рідиною. Гідробаки повинні також забезпечувати охолодження робочої рідини, видалення з неї бульбашок повітря, осадження забруднень та температурну компенсацію зміни об'єму робочої рідини.

Загальні технічні вимоги до баків регламентує ГОСТ 16770-71.

Гідроакумулятор – гідроємність, призначена для накопичення та повернення енергії робочої рідини, яка знаходиться під тиском.

Загальні технічні вимоги до гідроакумуляторів встановлено ГОСТ 16769-84.

Різновиди гідробаків

На рис. 8.1 показані найбільш розповсюджені конструктивні схеми гідробаків. Схему гідробака відкритого типу показано на рис. 8.1, а. Робоча рідина через горловину 3 (з сіткою) заливається в корпус 2 бака. З системи рідина потрапляє в бак через насадку 1. Насадка 7 є всмоктуючим елементом, через який рідина потрапляє в систему. Для того, щоб зважені механічні частки встигли опуститися на дно, а бульбашки газу – спливати на поверхню, застосовують перегородки 4. Сапун 5, що містить фільтр для захисту внутрішнього об'єму бака від потрапляння бруду, призначений для з'єднання з навколишнім середовищем об'єму над вільною поверхнею рідини. Рівень рідини в гідробаці показує рівнемір 6. Недоліком таких гідробаків є постійне відновлення повітря, що містить вологу (через зміну об'єму рідини, що бере участь у роботі гідропривода). На стінках гідробака конденсується вода, що, потрапляючи в робочу рідину, погіршує її властивості, призводить до необхідності більш частої її заміни (водяний конденсат утворюється через різницю температур стінок гідробака й дотичного з

ними повітря, що перебуває над вільною поверхнею рідини в гідробаці).

Особливістю гідробака, схему якого показано на рисунку 8.1, б, є його герметичність, що дозволяє позбутися недоліків, властивих гідробакам, схему яких зображено на рис. 8.1, а. У таких гідробаках, за рахунок надлишкового тиску інертного газу, наприклад, азоту, що подається через штуцер 1 над вільною поверхнею робочої рідини, досягається її ізоляція від навколишнього середовища, полегшується робота насоса. Такі гідробаки називаються *газонаповненими*.

Недоліком таких гідробаків є ймовірність розчинення газу в рідині, що призводить до зниження жорсткості гідросистеми та до переривчастого руху виконавчих елементів гідросистеми, що може викликати порушення стійкості системи проти автоколивань.

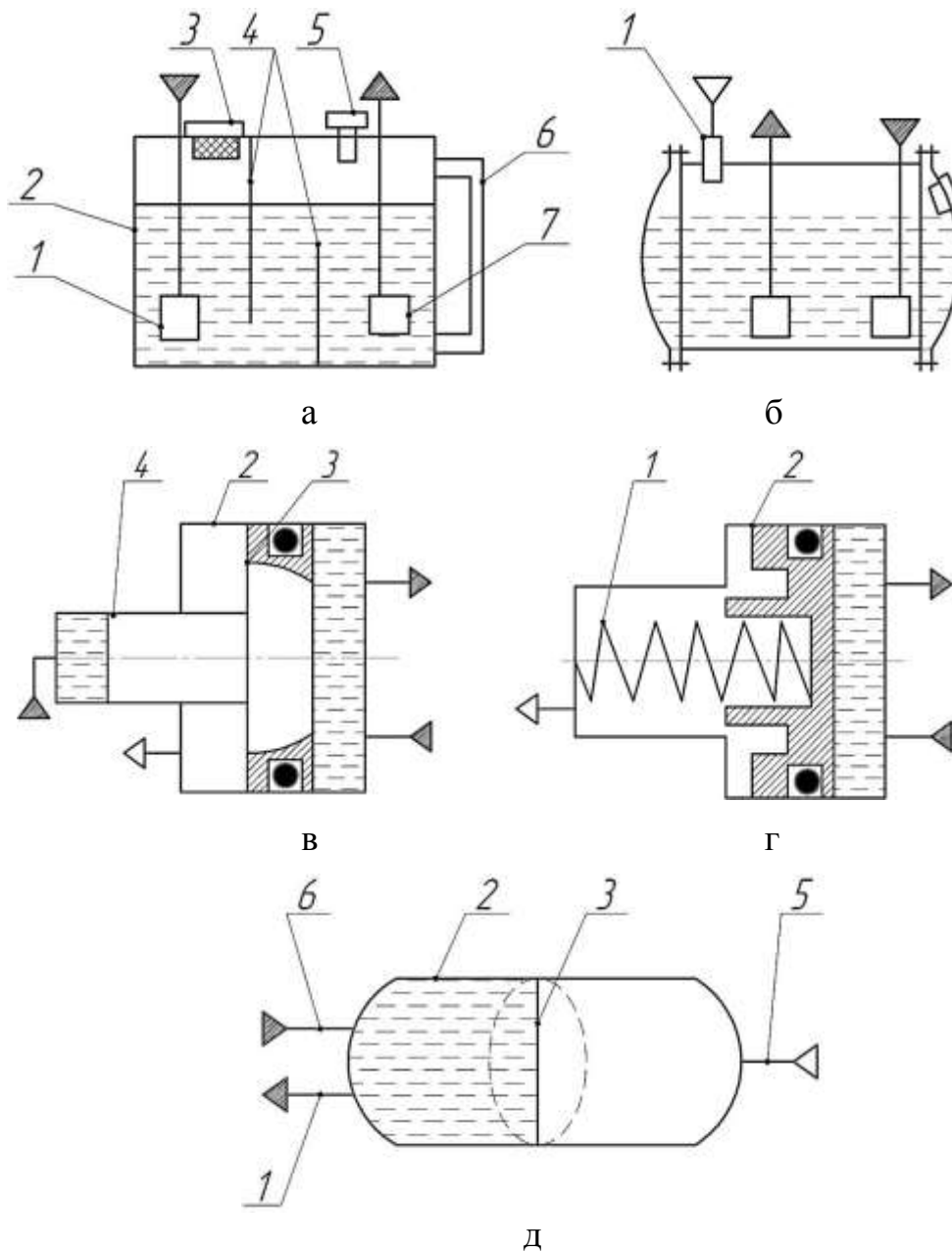


Рис. 8.1. Конструктивні схеми гідробаків

а – гідробак з атмосферним тиском (відкритого типу); б, в, г – гідробак з надлишковим тиском (закритого типу); д – гідробак мембранного типу.

У поршневих гідрообаках, виконаних за схемою, показаною на рис. 8.1, в, надлишковий тиск створюється поршнем (плунжером) 4, тиск на якому забезпечується робочою рідиною й разом з тим відсутній контакт рідини з газом. У корпусі 2 розміщений поршень 3, що підтискається плунжером 4. До торця плунжера підводиться з напірної магістралі гідросистеми рідина. Сила, що діє з боку плунжера на поршень і забезпечує в гідробаці надлишковий тиск, залежить від площі торця плунжера.

У гідробаці, схему якого зображено на рис. 8.1, г, тиск на поршень 2 здійснюється не плунжером, а пружиною 1.

До недоліків гідробаків, виконаних за схемами, наведеними на рис. 8.1, в, г, слід віднести відносну складність конструкції через наявність ущільнюючих пристроїв, а також високі вимоги до виготовлення точних поверхонь (плунжер, поршень).

На рис. 8.1, д наведено схему гідрообака з еластичною діафрагмою, що забезпечує герметизацію порожнини із робочою рідиною. Він називається гідробаком мембранного типу. У корпусі 2 розміщено еластичну діафрагму 3. Насадки 1 та 6 служать відповідно для подачі рідини в гідробак і гідросистему. Повітря в гідробак нагнітається через штуцер 5. До недоліків такого гідрообака можна віднести те, що еластична діафрагма (мембрана) може вийти з ладу, і такий бак не ремонтпридатний.

Гідросистеми, у яких застосовуються гідрообаки з механічним поділом рідинного й газового середовищ (рис. 8.1, в, г), значно надійніші в експлуатації. Рідина, що в них використовується, більш довговічна (зміна рідини відбувається значно рідше). Крім того, у таких гідрообаках підтримується необхідний рівень рідини, що дуже важливо, оскільки зниження рівня викликає інтенсивну циркуляцію. При зниженні рівня рідини в гідробаці, в місцях підключення всмоктуючого трубопроводу може утворитися вирва, через яку буде потрапляти повітря.

На рис. 8.2 показано умовні графічні позначення гідробаків, які використовуються на гідравлічних схемах.

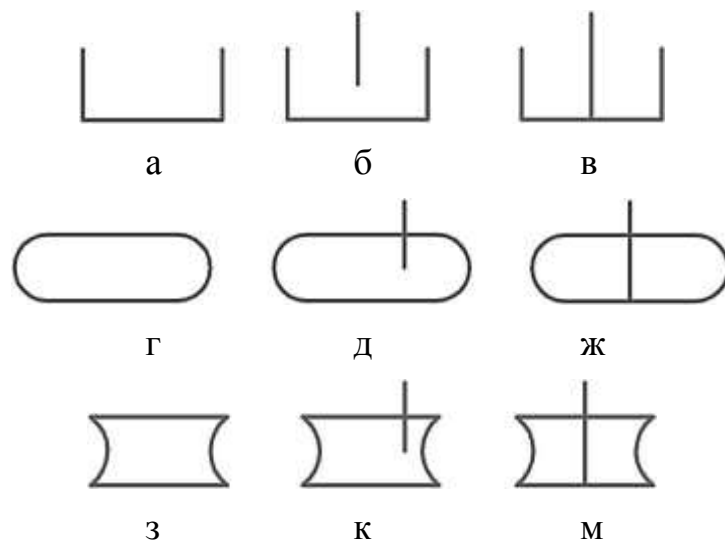


Рис. 8.2. Умовні графічні позначення гідробаків (ГОСТ 2.780-96):

- а) позначення гідрообака під атмосферним тиском; б) гідробак під атмосферним тиском із зливним трубопроводом вище рівня робочої рідини; в) гідробак під

атмосферним тиском із зливним трубопроводом нижче рівня робочої рідини;
 г) загальне позначення гідробака під тиском вище атмосферного; д) гідробак під тиском вище атмосферного із зливним трубопроводом вище рівня робочої рідини;
 ж) гідробак під тиском вище атмосферного із зливним трубопроводом нижче рівня робочої рідини; з) загальне позначення гідробака під тиском нижче атмосферного; к) гідробак під тиском нижче атмосферного із зливним трубопроводом вище рівня робочої рідини; м) гідробак під тиском нижче атмосферного із зливним трубопроводом нижче рівня робочої рідини.

Розрахунок мінімальної ємності гідробака

Як приклад розглянемо гідросистему (рис. 8.3) з гідроаккумулятором, що підключається до гідроциліндра тільки під час прискореного ходу (при низькому тиску в системі).

Робота відбувається в такий спосіб. Під час робочих переміщень поршня в гідроциліндрі 5 рідина з гідробака 1 через всмоктуючі й напірні трубопроводи, фільтр 7 і розподільник 6 подається тільки від меншого насоса 10, тиск у якому контролюється запобіжним клапаном 4. Зворотний клапан 8 закритий, і від насоса 11 (більшої продуктивності) через зворотний клапан 9 відбувається зарядка гідроаккумулятора 14 до величини налаштування клапана низького тиску 12. При холостому ході поршня до гідроциліндра надходить рідина одночасно від двох насосів 10, 11 і акумулятора 14. Таке використання обсягу рідини, накопиченого в гідроаккумуляторі, дає можливість установлювати насоси з меншою сумарною продуктивністю. На злив рідина надходить через дренажні з, зливні а трубопроводи, магістраль 3 і радіатори (теплообмінники) 2. Контроль тиску здійснюється манометром 13.

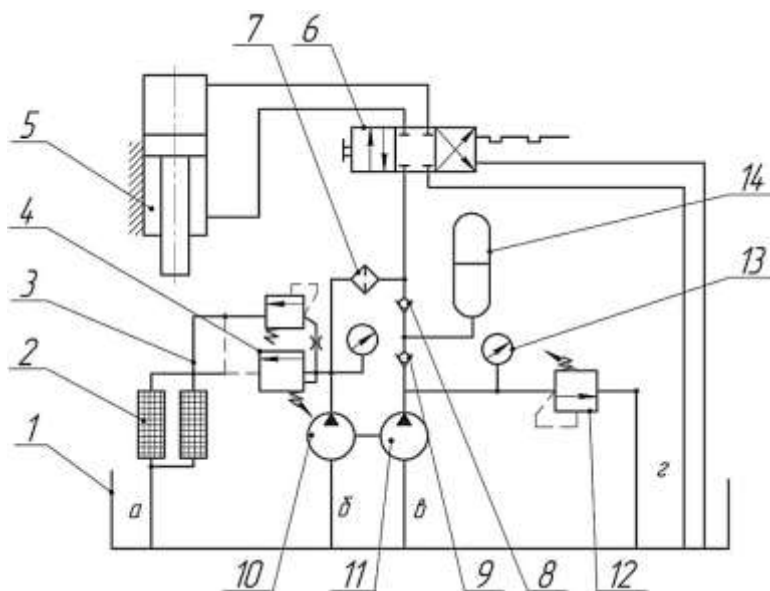


Рис. 8.3. Акумуляторна гідросистема:

1 – гідробак; 2 – радіатори (теплообмінники); 3 – магістраль; 4 – запобіжний клапан; 5 – гідроциліндр; 6 – розподільник; 7 – фільтр; 8, 9 – зворотний клапан; 10, 11 – насос; 12 – клапан низького тиску; 13 – манометр; 14 – гідроаккумулятор;
 а, б, в, з – трубопроводи.

Мінімальна ємність бака V_{\min} визначається як сума змін ємностей елементів гідросистеми в процесі її роботи. При цьому необхідно враховувати витоки рідини, її теплове розширення, стиснення і перевищення рівня над забірним каналом.

Зміна ємності гідросистеми ΔV_1 у процесі зарядки і розрядки гідроакумулятора дорівнює різниці обсягів рідини в гідроакумуляторі при максимальній його зарядці V_{\max} і розрядці V_{\min}

$$\Delta V_1 = V_{\max} - V_{\min}. \quad (8.1)$$

Зміна об'єму ΔV_2 при роботі силового гідроциліндра визначається як різниця робочих обсягів штокової $V_{шт}$ та безштокової $V_{бш}$ порожнин

$$\Delta V_2 = V_{шт} - V_{бш}. \quad (8.2)$$

Зміна обсягу ΔV_3 рідини в гідросистемі, зв'язана з її температурним розширенням

$$\Delta V_3 = \beta_t \cdot V_{жс} \cdot \Delta t, \quad (8.3)$$

де β_t – коефіцієнт температурного розширення рідини (для мінерального мастила

$$\beta_t \approx 10^{-3} \text{ град}^{-1});$$

$V_{жс}$ – об'єм рідини в гідросистемі;

Δt – зміна температури.

Зміна об'єму рідини в гідросистемі, обумовлена її стисканням

$$\Delta V_4 = K_p \cdot V_p \cdot \frac{dP}{dt}, \quad (8.4)$$

де K_p – коефіцієнт піддатливості трубопроводів і порожнин гідроапаратури, заповнених робочою рідиною, що враховує сумарний ефект від стиснення робочої рідини й деформації стінок порожнин, Па^{-1} ;

V_p – об'єм порожнин і магістралей, що перебувають під тиском;

dP – зміна тиску у магістралі;

dt – зміна температури від зміні тиску.

Об'єм рідини ΔV_5 , необхідний для компенсації витоків

$$\Delta V_5 = G \cdot P, \quad (8.5)$$

де G – коефіцієнт витоків робочої рідини;

P – тиск у напірній магістралі.

Кількість рідини ΔV_6 , необхідна для забезпечення перевищення її рівня над забірним каналом з метою усунення утворення виру в забірному каналі при максимальній її витраті. Тоді ця кількість, л

$$\Delta V_6 = \frac{5 \cdot S}{1000}, \quad (8.6)$$

де S – площа поверхні рідини в площині, що проходить через забірний канал s , обмежена периметром багатокутника, утвореного перетином поверхні рідини зі стінками бака.

Таким чином, мінімальний об'єм масла в гідробаці

$$\Delta V_{\min} = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4 + \Delta V_5 + \Delta V_6. \quad (8.7)$$

У гідробаці, крім об'єму робочої рідини, є також і повітряний об'єм $\Delta V_{\text{пов}}$, який необхідний для запобігання потрапляння рідини в дренажну систему і повітряний фільтр. Об'єм звичайно вибирається рівним 10...15% об'єму ΔV_{\min} , тобто

$$\Delta V_{\text{пов}} = (0,1 \dots 0,15) \Delta V_{\min}. \quad (8.8)$$

Тоді мінімальна ємність гідробака

$$\Delta V_{\min} = (1,1 \dots 1,15) V_{\min}. \quad (8.9)$$

Примітка. При проведенні попередніх розрахунків ємність гідробака часто вибирають рівною 2...5-хвилинної продуктивності насоса для машин, у яких гідропривод активних робочих органів задіяний постійно (періодично, то – 1/3...1/4 хвилинної продуктивності).

Конструювання гідравлічних баків

При проектуванні гідробаків необхідно керуватися вимогами і рекомендаціями ГОСТ 16770-86 «Баки для гідравлічних і мастильних систем. Загальні технічні умови». Досить широке розповсюдження, не зважаючи на зазначені раніше недоліки, мають баки, конструктивну схему яких показано на рис. 8.1, а.

На рис. 8.4 зображено розрахункову схему компоновки гідравлічного бака.

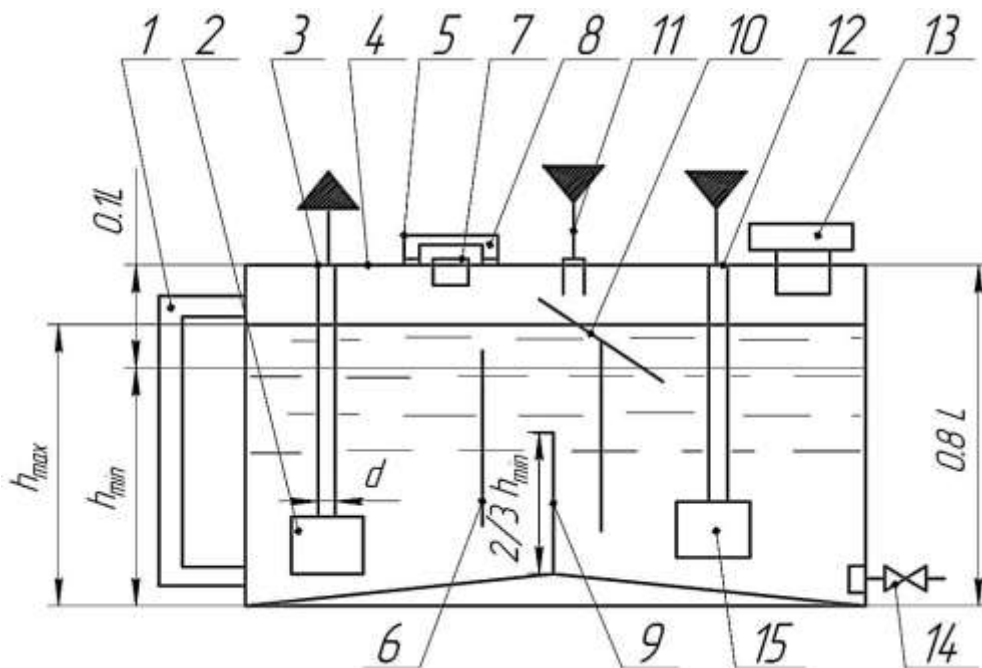


Рис. 8.4. Загальне конструювання гідробака.

Перегородки 6, 9, 10 розділяють гідробак 4 на відсіки, гідробак повинен мати не менше двох відсіків. В одному з них розміщується всмоктувальна труба 3 з насадкою 2. Зріз труби (особливо, коли насадка не передбачена конструкцією) повинен бути вище від дна не менше, ніж на два діаметри труби. У саму віддалену від всмоктуючої труби частину гідробака опускаються кінці дренажних 11 і зливних 12 труб із зливною насадкою 15. Крім того, для поліпшення умов виділення повітря з рідини, всмоктувальну трубу від зливних труб розділяють перегородкою 9 з висотою, рівною $2/3$ висоти мінімального рівня рідини в гідробаці. Для полегшення виділення бульбашок повітря з рідини й опускання часток бруду на дно гідробака перегородки роблять перфорованими, у цьому випадку створюються умови для рівномірної швидкості руху рідини уздовж нижньої частини гідробака.

Перегородка 10 призначена для затримання піни, що збирається у зливальному відсіку внаслідок недостатності гасіння кінетичної енергії зливального потоку. Тому при конструюванні гідробака потрібно особливу увагу звернути на розробку насадок для кінців зливних і всмоктуючих труб. Злив із дренажних труб 11 іноді роблять на перегородку з похилою площиною 10, оскільки в цьому випадку кінетична енергія потоку рідини невелика. Пробка для заливу рідини 13 розміщується над зливним або над відстійним відсіком. З нижньої частини кожного відсіку повинен бути виведений зливний патрубок 14, оснащений пробкою або краще краном.

Для вловлювання продуктів зношування сталевих деталей застосовуються магнітні пробки 8, які можуть бути розташовані: в пробці для заливу рідини 13; у спускній пробці 14; можуть бути вбудовані в стінку гідробака (на даній схемі не показано). Показчик рівня мастила 1 призначений для контролю верхнього й нижнього рівнів рідини. Порожнина гідробака з'єднується з атмосферою через фільтр для проходу повітря 5 (сапун).

При розробці гідробаків, крім перерахованих, повинні дотримуватися також і наступні вимоги: кришка повинна щільно прикривати гідробак і в той же час, легко зніматися (для періодичного чищення гідробака); отвори для введення труб повинні бути ущільнені гумовими повстяними втулками; кінці всіх труб, з'єднаних з гідробаком, повинні перебувати нижче мінімального рівня рідини на величину не менш двох-трьох діаметрів труби; заливання рідини в гідробак варто робити через сітчастий фільтр, що повинен легко вийматися для очищення; для транспортування й монтажу необхідно передбачати ручки.

Особливості конструювання деяких елементів гідробаків

Всмоктувальна насадка

По цих насадках рідина з гідробака надходить у всмоктувальну гідролінію. Конструкція насадок повинна забезпечувати мінімальні втрати енергії при вході рідини в насадку. На рис. 8.5 показані найпоширеніші схеми насадок.

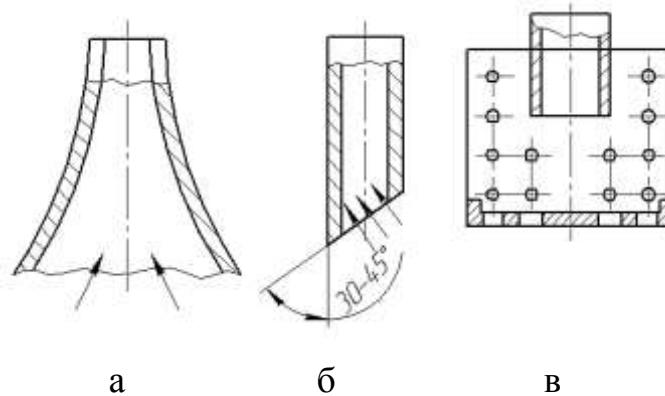


Рис. 8.5. Всмоктувальні насадки

Найменший опір потоку забезпечує коноїдальна насадка (рис. 8.5, а), що характеризується збільшенням площі всмоктування.

На практиці іноді застосовують більш прості в технологічному відношенні насадки за схемою, представленою на рис. 8.5, б. Ці насадки представляють собою частину труби, кінець якої скошений під кутом $0,52...0,78$ рад ($30...45^\circ$). Вхід у всмоктувальну трубу обладнаний прийомною сіткою, яку показано на рис. 8.5, в. Місцеві втрати напору $h_{місц}$ визначаються в частках питомої кінетичної енергії за формулою

$$h_{місц} = \xi_{місц} \frac{V^2}{2 \cdot g}, \quad (8.10)$$

де V – середня швидкість рідини в трубопроводі, розташованому за насадкою, рекомендована швидкість потоку рідини для всмоктувальних трубопроводів – $0,5...1,5$ м/с;

$\xi_{місц}$ – коефіцієнт місцевої втрати напору.

Вхідні (зливні) насадки

По цих насадках рідина з гідросистеми надходить у гідробак. Рідину можна впускати в гідробак із простої насадки (рис. 8.6, а) у вигляді короткого відрізка труби. Але з огляду на те, що потік має значний запас кінетичної енергії, по-перше, рідина в гідробаці буде інтенсивно перемішуватися (що не дозволить механічним часткам вчасно осісти, а бульбашкам газу – піднятися до поверхні), буде підніматися осад з днища гідробака, а по-друге, буде мати місце виділення бульбашок газу і спінювання рідини. Така конструкція може застосовуватись тоді, коли зливна магістраль підводиться до днища гідробака.

На рис. 8.6, б та 8.6, в показані схеми більш раціональних вхідних насадок, що застосовуються в гідробаках.

Насадка у вигляді порожнього циліндра із глухим дном (рис. 8.6, б), на циліндричній поверхні якого є невеликі отвори, дозволяє зменшити перемішування рідини.

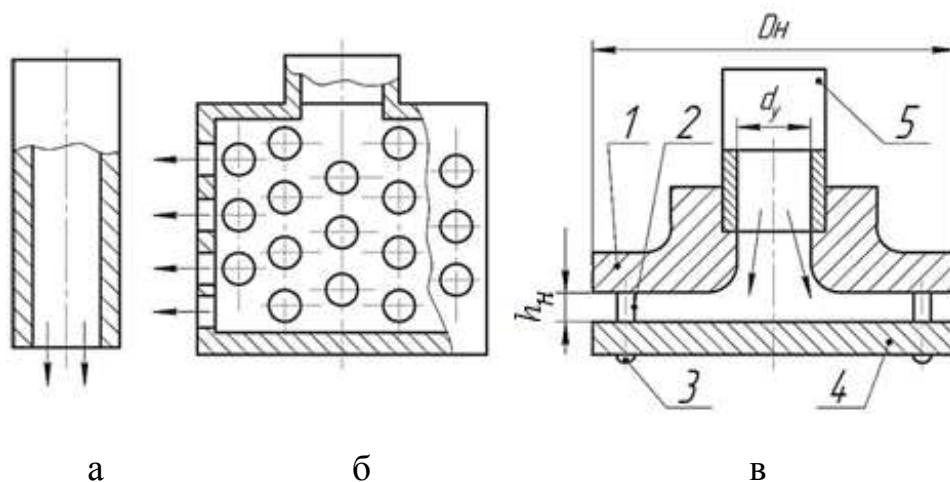


Рис. 8.6. Вхідні насадки

1, 4 – диск; 2 – розпірна втулка; 3 – болт; 5 – труба.

Недоліком такої насадки являється те, що вона не дозволяє вирішити питання піноутворення.

Одним з найбільш раціональних є насадка, схему якої показано на рис. 8.6, в. Вона запобігає спінюванню робочої рідини та підніманню осаду з дна гідробаку. Рідина з гідросистеми через трубу 5, центральний отвір диска 1 і щілину, утворену дисками 1 і 4, потрапляє у гідробак. Диски 1 та 4 з'єднуються болтами 3 за допомогою розпірних втулок 2, висота яких визначає величину зазору h_n . Площа кільцевого зазору між двома дисками збільшується від центра до країв, що призводить до зменшення швидкості потоку, а це, у свою чергу, знижує його кінетичну енергію.

Радіус закруглення центрального отвору диска 1 приблизно дорівнює половині внутрішнього діаметра труби d_y

$$R_n \approx 0,5 \cdot d_y, \quad (8.11)$$

а зазор між дисками 1 і 4 визначається залежністю

$$h_n = 0,25 \cdot R_n. \quad (8.12)$$

Для забезпечення швидкості потоку на виході із зазору між дисками, рівної 0,03 м/с (експериментально встановлене значення мінімальної швидкості рідини, при якій візуально не спостерігається дрібних бульбашок газу), необхідно діаметр дисків D_n вибирати, виходячи з максимальної подачі насоса $Q_{H \max}$, за формулою

$$D_n = \frac{10 \cdot Q_{H \max}}{h_n}, \quad (8.13)$$

або

$$D_n = \frac{85 \cdot Q_{H \max}}{d_y}. \quad (8.14)$$

Для зливних трубопроводів рекомендована швидкість потоку рідини становить 2...3 м/с. Для довгих трубопроводів ($L/d \geq 100$) ці дані знижуються на 30...50%.

Фільтри для проходу повітря (сапуни)

Призначені для пропускання повітря у гідробак, або для виведення його з гідробака. Це потрібно для забезпечення атмосферного тиску у середині гідробака.

Найпростішим сапуном є дренажний отвір (трубопровід) діаметром 2...5 мм, виконаний у верхній частині бака (рис. 8.7, а).

На рис. 8.7, б, показано схему сапуна з фільтром, що не пропускає у гідробак механічних часток (пил).

На рис. 8.7, в, показано схему фільтра для проходу повітря з рідинним пиловловлювачем. Це більш досконалий спосіб для уникнення потрапляння пилу в гідробак. У порівнянні з іншими, він забезпечує більш надійне і якісне очищення повітря.

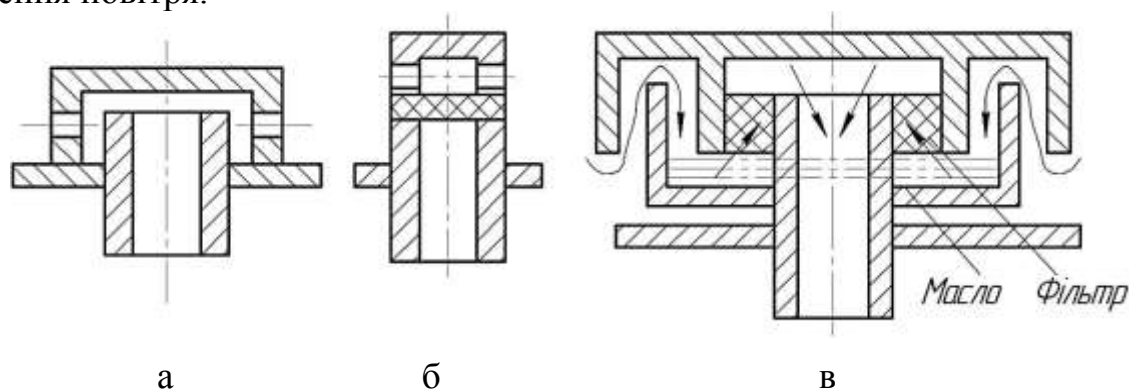


Рис. 8.7. Фільтри для проходу повітря.

Виготовлення й випробовування гідробаків

Гідробаки виготовляють в основному звареними з тонколистової сталі (від 0,8 до 2,0 мм). При більших розмірах гідробака на стінках і днищі видавлюють жолобки для підвищення твердості (зрідка баки роблять литими з ребрами для підвищення тепловіддачі).

Штуцери, фланці, пробки й інші елементи паяють мідним припоєм. Герметичність гідробака перевіряють надлишковим тиском до 0,05 МПа (0,5 кгс/см²).

Після монтажу гідробака його зовнішня поверхня покривається ґрунтовкою ГФ-032 (ГОСТ 4056-63) і фарбується нітрогліфталевою емаллю (ГОСТ 6631-74) не менше, ніж у два шари. Внутрішня порожнина гідробака перед установкою фільтра продувається стисненим повітрям.

Для трубопроводів, переважно застосовуються сталеві безшовні труби (ГОСТ 8734-75) і рукава високого тиску з металевим армуванням (ГОСТ 51207-98). Застосовуються також мідні та латунні труби (ДСТУ ГОСТ 617:2007)

Зміст звіту

1. У звіті коротко викласти основні поняття стосовно практичної роботи, яка виконується.
2. Оформити рисунки 8.1;8.3;8.4.

3. Занести до звіту (у вигляді таблиць чи графіків) результати виконання практичної роботи.
4. Сформулювати висновок про виконання роботи

Питання для самоконтролю

1. Призначення гідробаків гідросистем.
2. Позначення гідробаків на гідравлічних схемах.
3. Різновиди гідробаків, накреслити схеми, дати характеристики.
4. Основні вимоги до конструкції гідробака. Конструктивна схема гідробака.
5. Всмоктувальні насадки, схеми, переваги, недоліки.
6. Вхідні насадки, різновиди, розрахунок.
7. Фільтри для проходу повітря, призначення, різновиди.
8. Матеріали, що використовують для виготовлення гідробаків, забезпечення його герметичності, фарбування та випробування.

СПИСОК ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гевко Б. М., Білик С. Г., Ліник А. Ю., Фльонц О. В. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник. Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. 384 с.
2. Дідур В. А., Савченко О. Д., Пастушенко С. І., Мовчан С. І. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропривод. Запоріжжя : Прем'єр, 2005. 464 с.
3. Іванов М. І., Подолянин І. М., Руткевич В. С. Гідропривод сільськогосподарської техніки : методичні вказівки по вивченню та виконанню лабораторних робіт. Вінниця : РВВ ВНАУ, 2013. 60 с.
4. Кобець А. С., Теслюк Г. В., Пугач А. М. та ін. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва : навч. посіб. Дніпро : ДДАЕУ, 2025. 259 с.
5. Надикто В. Т., Кюрчев В. М., Кувачов В. П. Використання техніки в агропромисловому комплексі : підручник. Херсон : ОЛД-ПЛЮС, 2020. 268 с.
6. Надточій О. В., Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Технічне діагностування гідроприводу мобільних сільськогосподарських машин : навч. посіб. Київ : НУБіП України, 2020. 427 с.
7. Науменко І. І. Технічна механіка рідини і газу : підручник. Рівне : РДТУ, 2000. 528 с.
8. Нестеренко В. П. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2013. 328 с.
9. Панченко А. І., Тітова О. А. Практичні аспекти навчання дисципліни «Гідропривід сільськогосподарської техніки» в умовах інформатизації освіти. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/145703439.pdf>
10. Погорілець О. М., Волянський М. С., Войтюк В. Д., Пастушенко С. І. Гідропривод сільськогосподарської техніки : підручник. Київ : Вища освіта, 2004. 368 с.
11. Погорілець О. М. та ін. Гідропривід сільськогосподарської техніки : навч. вид. Київ : Вища освіта, 2004. 368 с.
12. Реніус К. Т. Fundamentals of Tractor Design. Cham : Springer, 2020. 287 p.
13. Федорець В. О., Педченко М. Н., Федорець О. О. та ін. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод : підручник / за ред. В. О. Федорця. Житомир : ЖІТІ, 1998. 412 с.

ЗМІСТ

	Назва роботи	Сторінка
<i>Практична робота № 1</i>	Шестеренні гідравлічні насоси	3
<i>Практична робота № 2</i>	Шестеренні гідромотори	11
<i>Практична робота № 3</i>	Роторно-поршневі гідромашини	16
<i>Практична робота № 4</i>	Гідравлічні розподільники	24
<i>Практична робота № 5</i>	Гідроциліндри	36
<i>Практична робота № 6</i>	Випробування об'ємного насосу	43
<i>Практична робота № 7</i>	Гідравлічні слідкуючі приводи	47
<i>Практична робота № 8</i>	Баки гідравлічних об'ємних приводів	53
<i>Список інформаційних джерел</i>		64
<i>Умовні позначення</i>		66

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Величина	Позначення	Розмірність	Одиниця	
			найменування	позначення
Основні величини				
Довжина	L	L	метр	м
Маса	m	M	кілограм	кг
Час	τ	T	секунда	С
Похідні величини				
Площа	S, F	L^2	квадратний метр	m^2
Живий переріз	ω	L^2	квадратний метр	m^2
Об'єм	W	L^3	кубічний метр	m^3
Об'ємна витрата	Q	L^3T^{-1}	куб. метр за сек.	m^3/c
Вагова витрата	G	MT^{-1}	кілограм за сек.	кг/с
Швидкість	u, V	LT^{-1}	метр за секунду	м/с
Прискорення вільного падіння	g	LT^{-2}	метр за секунду в квадраті	m/c^2
Кінематична в'язкість	ν	L^2T^{-1}	квадратний метр за секунду	m^2/c
Густина	ρ	ML^{-3}	кілограм на кубічний метр	кг/м ³
Сила	P, R, F	LMT^{-2}	Ньютон	Н
Тиск	p	$L^{-1}MT^{-2}$	Паскаль (ньютон на кв. метр)	Па (Н/м ²)
Дотична напруга	τ	$L^{-1}MT^{-2}$	Паскаль	Па
Динамічна в'язкість	μ	$L^{-1}MT^{-1}$	паскаль-секунда	Па·с
Питома енергія	E	L^2T^{-2}	джоуль на кг	Дж/кг
Напір	H	L	метр	м
Температура	t	-	градус Цельсія	°С