

Б.М. Гевко, С.Г. Білик., А.Ю. Ліник, О.В. Фльонц

Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки

ПОСІБНИК

**ТЕРНОПІЛЬ
2015**

УДК 629.113 + 631.3+621 – 82
ББК 40.75
Г27

*Рекомендовано до друку вченою радою Тернопільського
національного технічного університету імені Івана Пулюя
протокол № 12 від 18.12.2014 р.*

Рецензенти:

*Р.М.Рогатинський, докт. тех. наук, проф.,
В.В.Древецький, докт. тех. наук, проф.,
В.Ф.Дідух, докт. тех. наук, проф.*

Іл. 287. Табл. 17. Бібліогр. 30 назв

Г27 Гевко Б.М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М.Гевко, С.Г.Білик., А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц – Тернопіль:Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя.:. 2015, – 384 с.

ISBN 978-966-305-070-6

У посібнику наведено класифікацію, розглянуто будову та робочий процес системи гідроприводу машин та механізмів, що застосовуються в агропромисловому комплексі. Подано рекомендації щодо типових розрахунків елементів гідроприводу. Узагальнено досвід створення систем гідроавтоматики сільськогосподарських машин, проведено їх аналіз і надано рекомендації з порядку проведення їх розрахунків.

Видання розраховане на студентів аграрно-технічних спеціальностей, слухачів курсів підвищення кваліфікації, спеціалістів інженерного забезпечення АПК.

УДК 629.113 + 631.3+621 – 82
ББК 40.75

© Б.М.Гевко, С.Г.Білик,
А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц 2015

© Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя, 2015

ISBN 978-966-305-070-6

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ У ГІДРОПРИВОДІ	8
1.1. Загальні поняття	8
1.2. Основні терміни і визначення елементів об'ємного гідروприводу	11
1.3. Короткі теоретичні відомості	11
1.4. Умовні позначення елементів гідроприводів	14
1.5. Принцип дії найпростішого об'ємного гідроприводу	29
2. РОБОЧІ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ	31
2.1. Основні властивості робочих рідин	31
2.2. Групи робочих рідин та їх застосування	39
3. КОНДИЦІОНЕРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ	43
3.1. Забруднення робочої рідини в процесі експлуатації та їх дія на елементи гідроприводу	43
3.2. Функції і будова кондиціонерів робочої рідини	45
4. ГІДРОПОСУДИНИ	53
4.1. Гідробаки	53
4.2. Гідроаккумулятори	56
5. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ	65
5.1. Загальні поняття	65
5.2. Шестеренні гідромашини	66
5.2.1. Шестеренні насоси	66
5.2.2. Шестеренні гідромотори	79
5.3. Поршневі гідромашини	82
5.3.1. Аксиально-поршневі гідромашини	82
5.3.2. Радіально-поршневі гідромашини	95
5.3.3. Поршневі насоси гідроприводів гальм і зчеплень	99
5.4. Планетарні гідромашини	100
5.4.1. Насоси-дозатори	101
5.4.2. Планетарні гідромотори	106
5.4.3. Планетарні гідрообертачі	110
5.5. Пластинчасті гідромашини	111
5.6. Гвинтові гідромашини	114
5.7. Порівняльні характеристики гідромашин	115

5.8. Гідродвигуни	116
5.8.1. Гідроциліндри	116
5.8.2. Гідродвигуни зворотно-поступального руху	128
5.8.3. Поворотні гідродвигуни	131
5.9. Привід насосів та з'єднання гідромотора з валом виконуючого органа..	133
6. ГІДРОАПАРАТУРА	137
6.1. Гідророзподільники	138
6.1.1. Золотникові розподільники	140
6.1.2. Кранові розподільники	159
6.1.3. Клапанні розподільники	161
6.2. Гідравлічні клапани	164
6.2.1. Загальні відомості	164
6.2.2. Клапани тиску	165
6.3. Гідравлічні дроселі	182
6.4. Регулятори витрати	186
6.5. Стабілізатори тиску	190
6.6. Гідравлічні підсилювачі	194
7. ГІДРОПРОВОДИ	198
7.1. Загальні поняття	198
7.2. Трубопроводи	198
7.3. З'єднання трубопроводів	201
8. УЩІЛЬНЮВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ	211
9. ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ	217
9.1. Класифікація об'ємних гідроприводів	217
9.2. Переваги та недоліки об'ємного гідроприводу	219
9.3. Гідроприводи керування положенням робочих органів та елементів механізмів	220
9.4. Гідропривод системи «Load-Sensing»	237
9.5. Гідроприводи активних робочих органів	241
9.6. Гідроприводи рульових керувань	245
9.7. Гідроприводи ведучих коліс самохідних машин	266
9.8. Гідроприводи гальм, зчеплень та муфт повороту	281
9.9. Гідропривід візка дощувальних машин типу «Фрегат»	287
9.10. Гідроприводи з дросельним керуванням	288

9.11. Гідроприводи з машинним (об'ємним) керуванням	290
10. ВАЛИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ	291
10.1. Гідравлічна система відбору потужності	291
10.2. Вал відбору потужності з гідравлічним керуванням	293
11. МОНТАЖ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРОПРИВОДУ	294
11.1. Правила монтажу гідропристроїв	294
11.2. Підготовка гідроприводу до роботи	295
11.3. Типові несправності гідроприводу	296
11.4. Режими експлуатації гідроприводу та стан робочої рідини	297
11.5. Стенди для випробування гідроприводів сільськогосподарської техніки	298
11.6. Діагностування гідропристроїв гідроприводу	301
12. ГІДРОАВТОМАТИКА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ...	310
12.1. Призначення, класифікація і характеристики систем гідроавтоматики сільськогосподарських машин	310
12.2. Основні технічні вимоги до систем гідроавтоматики	317
12.3. Етапи розробки системи гідроавтоматики	318
12.4. Рекомендації щодо вибору гідравлічного регулюючого органу системи гідроавтоматики	337
12.5. Попередження автоколивань в системах гідроавтоматики	342
12.6. Способи суміщення режимів автоматичного і ручного керування	351
12.7. Експериментальна оцінка функціонування систем гідроавтоматики.....	352
12.8. Системи гідроавтоматики сільськогосподарських машин	357
12.8.1. Регулювання положення робочих органів сільськогосподарсь- ких машин	357
12.8.2. Системи стабілізації просторового положення сільсько- господарської техніки і робочих органів	359
12.8.3. Системи автоматичного регулювання завантаження сільськогосподарських машин	360
12.8.4. Системи автоматичного керування робочими органами сільськогосподарських машин	364
12.8.5. Стежні гідроприводи	369
ЛІТЕРАТУРА	380

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки передача енергії від двигуна до знаряддя все частіше здійснюється за рахунок гідравлічного приводу. Роль гідравлічних приводів та систем керування і регулювання постійно зростає. Цілий ряд сільськогосподарських машин частково або практично повністю працює на гідравлічному керуванні.

У порівнянні з механічним, електричним і пневматичним приводами, гідравлічний має цілий ряд переваг, до яких можна віднести:

- передача значних зусиль при малих габаритах;
- можливість вмикання при повному навантаженні;
- безступінчасте регулювання швидкостей, сил і моментів;
- швидке перемикання і реверсування;
- автоматичний захист елементів конструкції від перевантажень;
- можливість акумулювання енергії;
- забезпечення рівномірного переміщення ланок без ударів і вібрації;
- просте забезпечення перетворення виду руху, наприклад обертального в поступальний, або навпаки;
- конструктивна зручність компонування, незалежно від відстані між двигуном і пробивачем;
- можливість застосування стандартизованих і уніфікованих елементів;

Недоліками гідроприводу є:

- складності, що пов'язані з витоками робочої рідини;
- залежність властивостей робочої рідини від температури і тиску;
- втрати тиску в трубопроводах внаслідок рідинного тертя;

Підвищення технічного рівня машинно-тракторних агрегатів пов'язано з удосконалюванням існуючих і створенням нових систем керування в сільськогосподарських машинах як при ручному, так і при автоматичному регулюванні режимів, робочих органів і технологічних процесів.

В умовах широкої гідрофікації машинно-тракторних агрегатів вирішення зазначених задач здійснюється насамперед на базі систем гідроавтоматики (СГА), технічною основою яких є спеціальна розподільна і контрольнорегулююча гідроапаратура в сполученні з засобами традиційного гідравлічного приводу – гідронасосами, гідроциліндрами і подібним устаткуванням.

Цей посібник знайомить з гідромеханічними і електрогідравлічними системами автоматичного регулювання (ГМ САР і ЕГ САР) робочих органів і технологічних процесів сільськогосподарських машин.

З усього розмаїття розглянутих засобів у нас в країні створені й експлуатуються:

- системи автоматичного керування самохідних кукуруддозбиральних і

бурякозбиральних комбайнів, машин для гірського землеробства;

- автокоректори положення робочих органів щодо рядів рослин у причіпних машинах для збирання кукурудзи, гички і буряків;
- пристрої копіювання рельєфу поля робочими органами бурякозбиральних і бавовнозбиральних машин;
- автоматичні запобіжники корпусів у плугах для кам'янистих ґрунтів;
- проріджувачі сходів цукрових буряків;
- пристрої для міжкущової і навколостеблевої обробки багаторічних насаджень та ін.

Однак ступінь реалізації всього переліку задач, розв'язуваних засобами гідроавтоматизації, залишається поки що недостатнім.

Необхідність у створенні ГМ САР і ЭГ САР виникає в тих випадках, коли з'являються значні відхилення від оптимального режиму робочого процесу внаслідок впливу зовнішніх факторів на виконуваних сільськогосподарською машиною робочі процеси (непрямої лінійності рядків рослин, перемінний рельєф поля, нерівномірність технологічного навантаження на робочому органі і т.д.). При цьому ручне регулювання процесу керування, як правило, неможливе чи неефективне через високе навантаження й обмеження швидкості реакції оператора на зовнішні фактори.

Слід зазначити, що в межах кожної групи машин, і особливо збиральних, на одній машині часто потрібно застосовувати одночасно декілька СГА.

Керування розподільною і контрольно-регулюючою гідроапаратурою СГА відбувається безпосередньо від механічних датчиків за допомогою кінематичних передачах (варіант ГМ САР) чи від електромеханічних перетворювачів – електромагнітів, що вмикаються від сигналів різних датчиків за допомогою електричних чи електронних підсилювачів-перетворювачів (варіант ЕГ САР).

Специфіка розробки СГА сільськогосподарських машин полягає у тому, що доводиться одночасно розглядати ряд питань, а саме:

- пошук конструктивних рішень за умови оптимального кінематичного, силового й енергетичного узгодження сигнальних пристроїв, підсилювачів, перетворювачів, гідравлічних виконавчих механізмів і робочих органів;
- застосування теоретичних основ автоматичного регулювання і гідравлічного приводу, теоретичної механіки і термодинаміки для забезпечення необхідних динамічних режимів і стійкості руху при допустимих енергетичних втратах;
- відповідність принципів схемних рішень СГА можливостям їх функціонування з урахуванням умов експлуатації сільськогосподарської техніки.

Посібник узагальнює досвід створення СГА сільськогосподарських машин, визначає єдиний підхід до аналізу конкретних систем, і дає рекомендації з порядку проведення інженерного розрахунку і узгодженню взаємодії окремих елементів.

1. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ У ГІДРОПРИВОДІ

1.1. Загальні поняття

Гідропривод – це сукупність пристроїв, призначених для приведення у рух механізмів і машин за допомогою робочої рідини, що знаходиться під тиском. Інколи поняття гідроприводу ототожнюють з поняттям гідросистеми. Це не зовсім вірно, оскільки гідросистема – це сукупність гідропрістроїв, що входять до складу об'ємного гідроприводу. В загальному виді структурна схема гідроприводу представлена на рис.1.1.

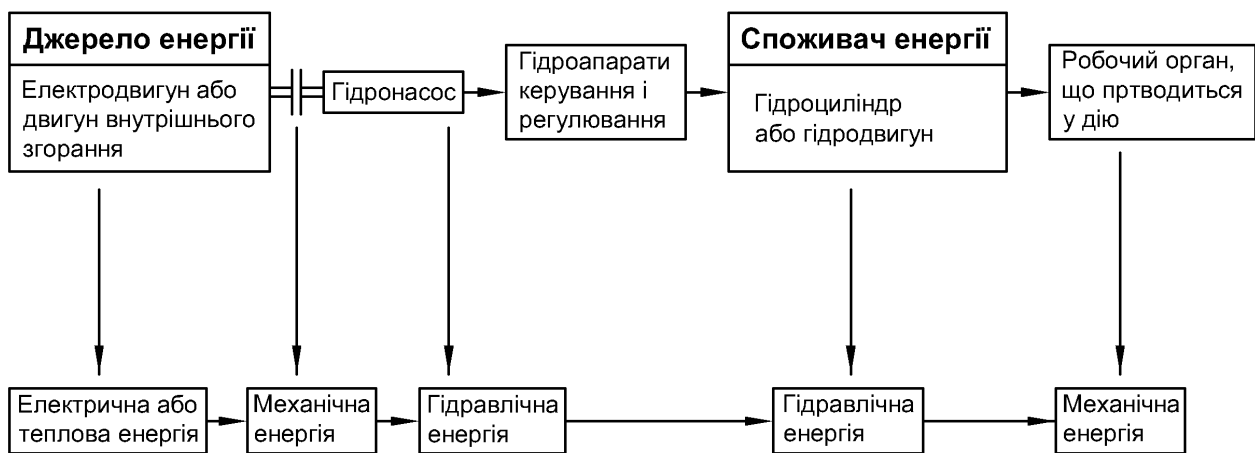


Рис. 1.1. Структурна схема гідроприводу

Основним елементом гідроприводу є гідропередача, яка може бути гідрооб'ємною або гідродинамічною.

В об'ємному гідроприводі застосовують об'ємні гідромашини, наприклад, шестеренний насос і поршневий гідроциліндр, а робоча рідина знаходиться в замкненому об'ємі і забезпечує зв'язок між елементами гідроприводу завдяки власному об'єму. Принцип роботи ґрунтується на використанні енергії потоку стисненої рідини, а тиск передається за законом Паскаля, причому робоча рідина практично не змінює свого об'єму (не стискується), а її потік є нерозривним.

В гідроприводах машин сільськогосподарського призначення широко застосовують саме об'ємні гідроприводи. Це пояснюється тим, що на вихідних ланках гідродвигунів (штоках поршнів гідроциліндрів, валах гідромоторів)

можна досягти значних зусиль або крутних моментів. Швидкість руху робочої рідини в об'ємних приводах невелика і не перевищує 10 м/с, тому, такі приводи іноді називають гідростатичними, що не відповідає вимогам ГОСТ 17752-81.

Механізм передачі енергії в об'ємній гідропередачі можна порівняти з кульковою механічною передачею. Ведуча зірочка 1 (рис. 1.2), обертаючись, своїми зубцями, виштовхує кульки 3 у кулькопровід 2. Кульки, натискаючи одна на одну, потрапляють у впадини веденої зірочки 4 і провертають її. Після того, як кульки вийдуть із впадин веденої зірочки, вони по кулькопроводу спрямовуються до впадин ведучої зірочки. Така передача працюватиме надійно, якщо кульки (робоче тіло) не деформуються, а зазор між ними буде практично відсутній.

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

Подібний механізм передачі енергії і в об'ємній гідропередачі із замкненою циркуляцією рідини. Рідина, що нагнітається насосом по гідропроводу в гідромотор, завдяки тиску приводить в обертальний рух вал гідромотора, пройшовши який, рідина повертається в насос. В гідропередачі робочим тілом є рідина, від якості якої залежить надійність роботи гідроприводу.

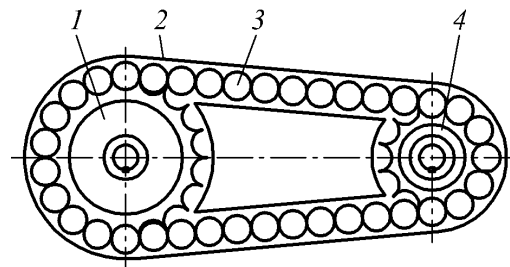


Рис.1.2. Схема кулькової передачі:
1 – ведуча зірочка; 2 – кулькопровід;
3 – кулька; 4 – ведена зірочка

Наприклад, якщо в систему потрапить повітря, то гідропередача працюватиме нестабільно або й зовсім не працюватиме (те саме відбудеться і в кульковій передачі, якщо одна кулька буде гумовою). Якщо робочі об'єми насоса і гідромотора будуть однакові, то передатне число дорівнюватиме одиниці і частота обертання валів цих гідромашин буде однаковою (при відсутності втрат рідини). Коли виникає потреба збільшити частоту обертання вала гідромотора, наприклад, в два рази, то треба підібрати насос, робочий об'єм якого був би вдвічі більшим за робочий об'єм гідромотора.

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

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

Основою гідродинамічного приводу є гідродинамічна передача (гідромуфта, гідротрансформатор). Вона має лопатевий (відцентровий) насос і гідродвигун (турбіну). Вал робочого колеса насоса з'єднано з валом привідного двигуна (наприклад, дизеля), а вал турбіни – з виконуючим органом (наприклад, ведучими колесами трактора). Енергія від насоса до турбіни передається гідродинамічною взаємодією робочої рідини і робочих коліс цих гідромашин. Таким чином, в цих передачах в основному використовується кінетична енергія рідини (швидкісний напір), тоді як в об'ємних гідропередачах в основному використовується енергія тиску.

Принципова схема найпростішої гідродинамічної передачі показана на рис. 1.3. Насос 1 і гідротурбіна 4 для наочності показані окремо. В практиці таких передач не існує.

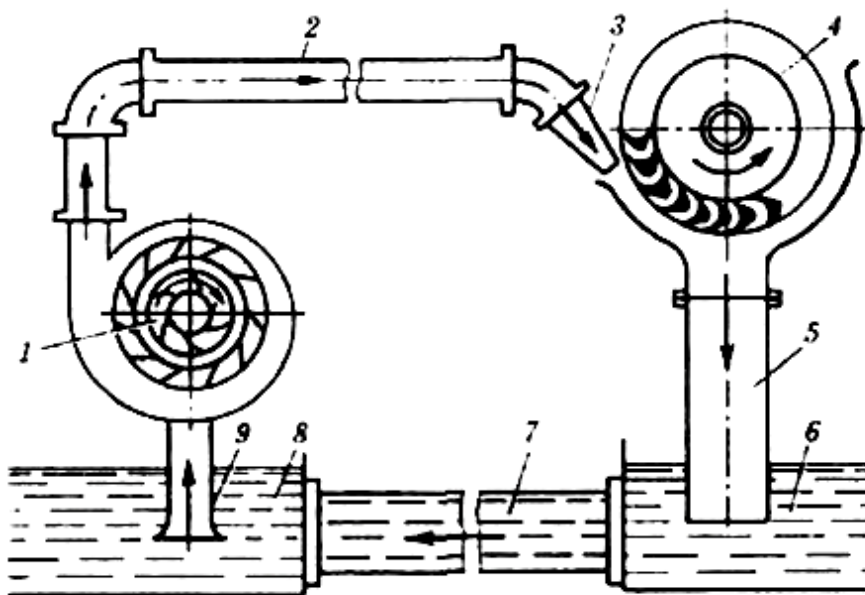


Рис. 1.3. Принципова схема гідродинамічної передачі:

1 – насос; 2, 5, 7 і 9 – трубопроводи; 3 – спрямовуючий апарат; 4 – гідротурбіна; 6 і 8 – баки

1.2. Основні терміни і визначення елементів об'ємного гідроприводу

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

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

Об'ємні гідродвигуни (гідроциліндри, гідромотори та ін.) – споживачі гідравлічної енергії. Вони перетворюють потенційну енергію потоку робочої рідини на механічну енергію на їх вихідній ланці (шток поршня, вал гідромотора).

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

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

Гідропосудини (гідромісткості) – забезпечують живлення гідроприводу робочою рідиною (гідробаки) та акумулювання і повернення енергії робочій рідині, що знаходиться під тиском (гідроаккумулятори).

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

1.3. Короткі теоретичні відомості

Гідравліка – це наука, що вивчає закони руху і рівноваги рідин, а також способи застосування цих законів для вирішення конкретних інженерних задач. У гідравліці вивчаються рух крапельних рідин, які вважаються нестисливими.

Призначенням гідроприводу є передача зусиль, причому діюча сила при належному узгодженні його складових частин може бути у багато разів збільшена. Їхня особлива перевага полягає в тому, що рідини не мають форми. Це дозволяє відмовитися від точок прикладання і повернення сили, замінивши їх відповідно прокладеними трубчастими і шланговими з'єднаннями. Використання в гідроприводах різного роду клапанів робить можливим безступінчате управління робочими органами, як щодо переміщення, так і щодо зусилля, а також захист від перевантажень при передачі зусиль.

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

цього закону полягає в тому, що жодна зміна тиску в кожній точці крапельної рідини, яка перебуває у стані спокою, не порушує стану її рівноваги і передається в усі її точки без змін, а величина тиску прямо пропорційна силі, що направлена перпендикулярно до поверхні і обернено пропорційна площі поверхні, на яку вона діє.

Оскільки тиск передається рівномірно у всіх напрямках, форма ємностей, які займає рідина, ролі не грає. Розглянемо схему, зображену на рис. 1.4, яка ілюструє принцип роботи найпростішого гідроприводу.

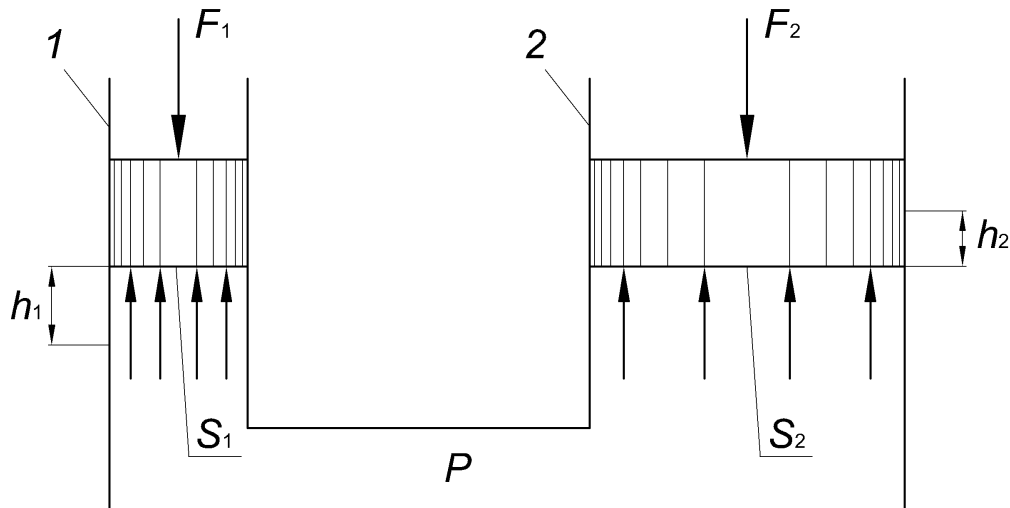


Рис.1.4. Схема передавання зусилля у найпростішому гідроприводі

Два циліндри 1 і 2, площа поперечного перерізу яких S_1 і S_2 сполучені між собою і заповнені рідиною. Поршень площею S_1 , під дією сили F_1 зі швидкістю v_1 переміщується вниз на відстань h_1 в циліндр 2. Під дією тиску P , що створюється в рідині, поршень циліндра 2 переміщується вгору на відстань h_2 зі швидкістю v_2 і створює силу F_2 .

Якщо знехтувати втратами тиску в системі, тоді тиск в обох циліндрах буде однаковим, отже згідно із законом Паскаля можна записати

$$P = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}. \quad (1.1)$$

Переміщення поршнів у такій системі обернено пропорційні площам їх поверхонь, тобто

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{h_2}{h_1}. \quad (1.2)$$

Потужність, що витрачається на переміщення поршня в циліндрі 1, визначається за залежністю

$$N = F_1 v_1 = P S_1 v_1, \quad (1.3)$$

де $S_1 v_1$ – витрата рідини Q .

Якщо знехтувати внутрішніми втратами, умову передачі енергії в такій системі можна передати рівнянням

$$F_1 v_1 = P Q = F_2 v_2. \quad (1.4)$$

Отже, при збільшенні тиску в об'ємному гідроприводі і незмінній площі поршня гідроциліндра приводу виконуючого органу збільшується зусилля на поршні. Останнє можна збільшити при незмінному тиску за рахунок розширення площі поршня.

За одиницю тиску в Міжнародній системі одиниць (СІ) прийнято Паскаль (Па). Це тиск, який створюється силою в 1 Ньютон на поверхню площею 1 м^2 . Отже, $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Як одиницю тиску використовують також і Мега Паскаль ($\text{МПа} = 10^6 \text{ Па}$).

Існують також інші одиниці вимірювання тиску: бар ($1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$); атмосфера, яка є застарілою одиницею ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 0,98 \text{ бар} = 98100 \text{ Па}$).

У деяких випадках тиск вимірюють в міліметрах ртутного чи водяного стовпа ($1 \text{ мм рт. ст.} = 133 \text{ Па}$, $1 \text{ мм вод.ст.} = 9,81 \text{ Па}$).

За одиницю витрати в Міжнародній системі одиниць прийнято $\text{м}^3/\text{с}$. Разом з тим широко застосовують позасистемну одиницю – літр за хвилину (л/хв). При цьому $1 \text{ м}^3/\text{с} = 60\,000 \text{ л/хв}$.

За одиницю потужності прийнято кіловат (кВт)

$$N = \frac{QP}{61,2}, \text{ кВт.}$$

У науковій літературі зустрічається одиниця вимірювання потужності – кінська сила (к.с.) $1 \text{ к.с.} = 0,736 \text{ кВт}$, $1 \text{ кВт} = 1,36 \text{ к.с}$, яка є застарілою.

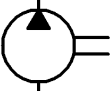

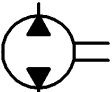

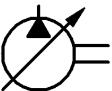


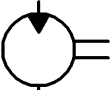




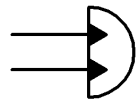
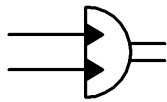
1.4. Умовні позначення елементів гідроприводів

Зображення умовних графічних позначень елементів, що застосовуються у системах гідроприводів, в Україні регламентуються стандартами Єдиної системи конструкторської документації, а в Євросоюзі – стандартом DIN ISO 1219.

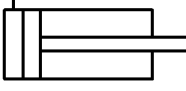
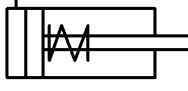
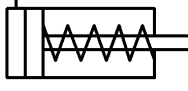
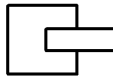
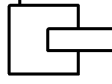
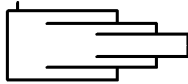
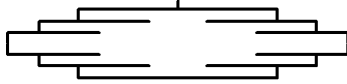
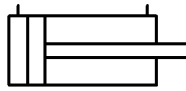
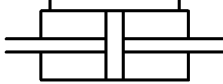
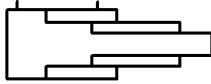
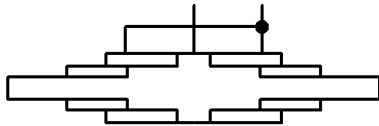
Більшість умовних позначень для обох систем є однаковими, лише окремі з них мають певні відмінності. В таблиці 1.1. наведені умовні графічні позначення основних елементів гідроприводів у схемах.

Таблиця 1.1. Умовні графічні позначення основних елементів гідроприводів

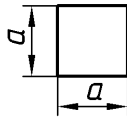
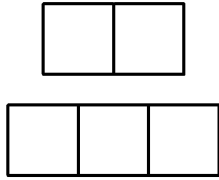
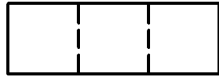

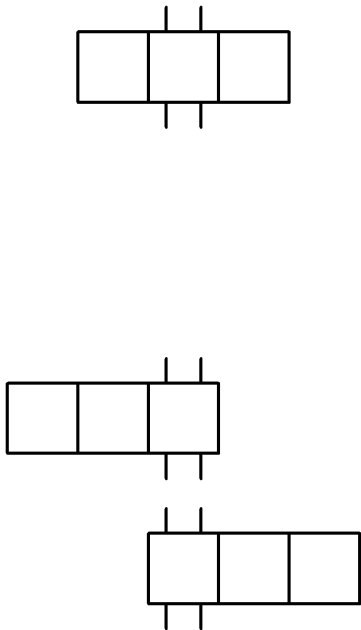
Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
1. Позначення елементів загального призначення		
1.1. Трубопроводи, лінії зв'язку: а) всмоктувальні, напірні, зливні б) керування		
в) відведення витоків (дренажні)		
г) гнучка з'єднувальна лінія (шланг)		
1.2. Лінія виділення кількох елементів, що утворюють один пристрій		
1.3. Лінія механічного зв'язку		
1.4. З'єднання трубопроводів		
1.5. Перетин трубопроводів без з'єднання		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
2. Перетворювачі енергії		
2.1. Насос нерегульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		
2.2. Насос регульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		
2.3. Гідродвигун нерегульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		
2.4. Гідродвигун регульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		
2.5. Гідродвигун поворотний		

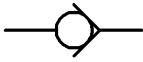
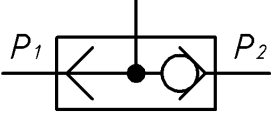
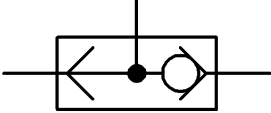
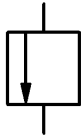
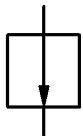
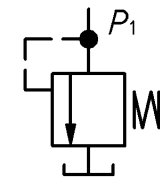
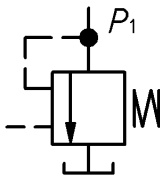
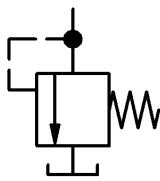
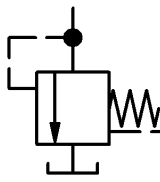
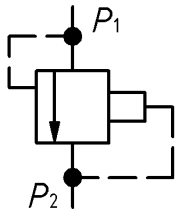
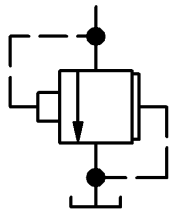
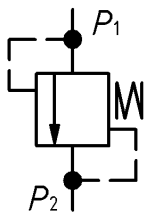
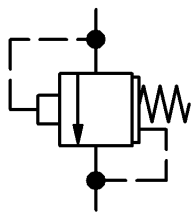
Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
2.6. Насос-двигун нерегульований: а) при одному напрямку потоку		
б) при реверсивному напрямку потоку		
в) при будь-якому напрямку потоку		
2.7. Насос-двигун регульований: а) при одному напрямку потоку		
б) при реверсивному напрямку потоку		
в) при будь-якому напрямку потоку		
2.8. Насос-дозатор		
2.9. Об'ємна гідропередача: а) з нерегульованим насосом і мотором, з одним напрямком потоку і одним напрямком руху веденої ланки		
а) з регульованим насосом зі змінною подачею рідини з двома напрямками потоку, з двома напрямками руху веденої ланки зі змінною швидкістю		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
2.10. Циліндр однобічної дії: а) без вказування способу повернення штока		
б) з поверненням штока пружиною		
в) плунжерний		
г) телескопічний з однобічним висуванням		
д) телескопічний з двобічним висуванням		
2.11. Циліндр двобічної дії: а) з однобічним штоком		
б) з двобічним штоком		
в) телескопічний з однобічним висуванням		
г) телескопічний з двобічним висуванням		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
<p>2.12. Циліндр двобічної дії з постійним (нерегульованим) гальмуванням в кінці ходу:</p> <p>а) з боку поршня</p> <p>б) з двох боків</p>		
<p>2.13. Циліндр двобічної дії з регульованим гальмуванням в кінці ходу:</p> <p>а) з боку поршня</p> <p>б) з двох боків</p>		
<p>2.14. Поступальний перетворювач (мультиплікатор):</p> <p>а) з одним видом робочого середовища</p> <p>б) з двома видами робочого середовища</p>		
<p>2.15. Циліндр диференційний (відношення площ поршня з боку штокової і нештокової порожнини має першочергове значення):</p>		

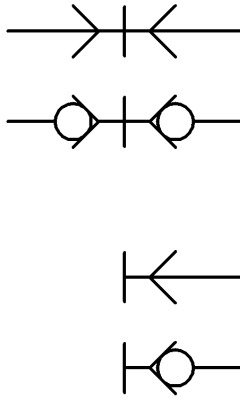
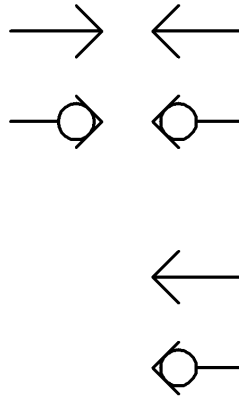
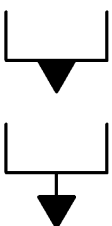
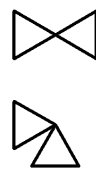

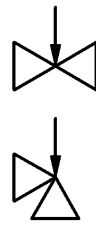

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
3. Апаратура розподільча і регулювальна		
3.1. Робоча позиція рухомого елемента в розподільниках дискретної дії	 $a \approx 20E$	
3.2. Число робочих (характерних) позицій відповідає кількості квадратів, наприклад: а) двопозиційний розподільник дискретної дії б) трипозиційний розподільник дискретної дії		
3.3. Проміжні положення рухомого елемента зображають штриховими лініями, наприклад, проміжне положення між трьома робочими позиціями		
3.4. Розподільник безперервної дії з трьома характерними позиціями		
3.5. Розподільники на принципових гідравлічних схемах зображують у вихідному положенні, до яких підводять лінії зв'язку Для того, щоб зрозуміти принцип дії розподільника в іншій робочій позиції, необхідно уявно перемістити відповідний квадрат на місце вихідної позиції, залишаючи лінії зв'язку нерухомими, наприклад: а) у правій робочій позиції б) у лівій робочій позиції		

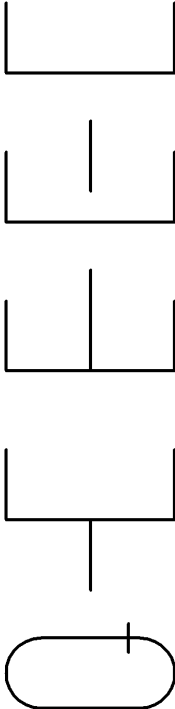

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
3.6. Проходи (канали) зображують лініями зі стрілками, що показують напрямок руху робочого середовища		
3.7. Місця з'єднання проходів позначають точками		
3.8. Закриті (глухі) проходи в позиції розподільника		
3.9. Один шлях проходу і два закритих з'єднання		
3.10. Умовно розподільники позначають цифрами, через риску дробу. В чисельнику вказують кількість ліній (проходів), а у знаменнику - число робочих позицій. Розподільник 4/2 в залежності від типу керування:		
а) з ручним керуванням		
б) від електромагніта з пружинним поверненням у вихідне положення		
в) з електрогідравлічним керуванням		
г) від двох електромагнітів		
д) від тиску з обох напрямків		
е) від електромагніта з двома обмотками, що працюють у двох напрямках		

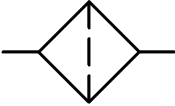
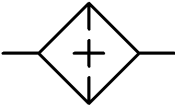
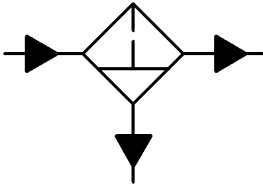
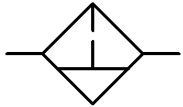
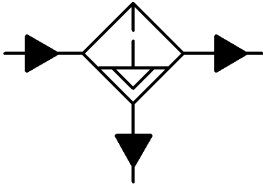
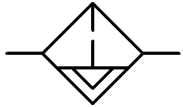
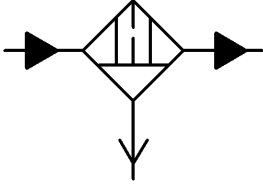
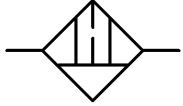
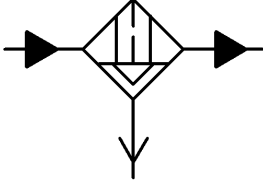

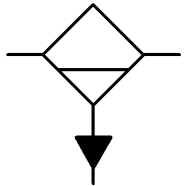
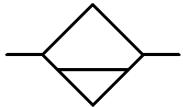
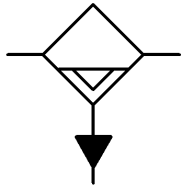
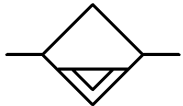
Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
3.11. Зворотній клапан		
3.12. Клапан з логічною функцією "АБО" (у якого відвідна лінія з'єднана лише з лінією високого тиску $P_1 > P_2$)		
3.13. Клапан регулюючий: а) нормально закритий б) нормально відкритий	 	
3.14. Клапан запобіжний: а) з власним керуванням б) з додатковим підведенням тиску керування від окремої магістралі	 	 
3.15. Клапан пропорційний (підтримує постійне співвідношення тисків P_1/P_2)		
3.16. Клапан диференціальний (підтримує постійний перепад тисків $P_1 - P_2$)		

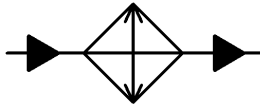
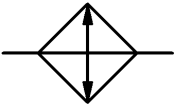
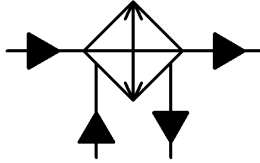
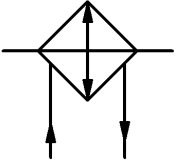
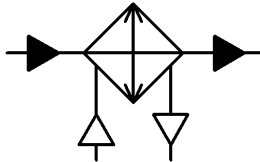
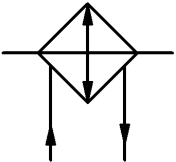
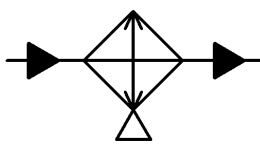
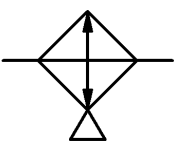
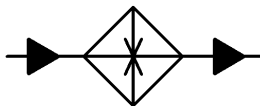
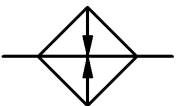
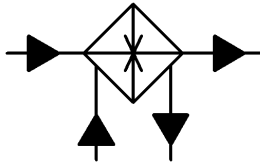
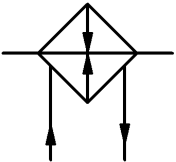
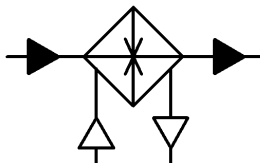
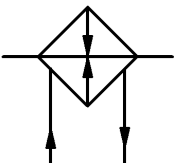
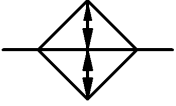
Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
<p>3.17. Клапан редукційний (підтримує постійний тиск на виході $P_2 = \text{const}$ незалежно від значення P_1 при умові, що $P_2 < P_1$):</p> <p>а) тиск P_2 залежить від зусилля пружини</p> <p>б) тиск P_2 залежить від тиску керування P_3</p>		
<p>3.18. Регулятори потоку:</p> <p>а) дросель (чутливий до зміни в'язкості)</p> <p>б) дросель з регулятором тиску</p> <p>в) дросель з регулятором тиску і запобіжним клапаном</p>		
<p>3.19. Подільник потоку</p> <p>3.20. Суматор потоку</p>		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
4. З'єднання трубопроводів		
<p>4.1. З'єднання елементів трубопроводів роз'ємне:</p> <p>а) загальне позначення</p> <p>б) фланцеве</p> <p>в) штуцерне різьбове</p> <p>г) муфтове різьбове</p>		
<p>4.2. Кінець трубопровода під роз'ємне з'єднання:</p> <p>а) загальне позначення</p> <p>б) фланцеве</p> <p>в) штуцерне різьбове</p> <p>г) муфтове різьбове</p>		
<p>4.3. Кінець трубопровода із заглушкою (пробкою):</p> <p>а) загальне позначення</p> <p>б) фланцевий</p> <p>в) різьбовий</p>		
<p>4.4. Поворотне з'єднання елементів трубопроводів:</p> <p>а) однолінійне</p> <p>б) трилінійне</p>		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
<p>4.5. Швидкокороз'ємне з'єднання у з'єднаному стані:</p> <p>а) без запірною елемента</p> <p>б) із запірним елементом</p> <p>4.6. Швидкокороз'ємне з'єднання у роз'єднаному стані:</p> <p>а) без запірною елемента</p> <p>б) із запірним елементом</p>		
<p>4.7. Місце зливу рідини із системи:</p> <p>а) без можливості приєднання елемента для зливу</p> <p>б) з можливістю приєднання елемента для зливу</p>		
5. Арматура загального призначення		
<p>5.1. Вентиль (клапан) запірний:</p> <p>а) прохідний</p> <p>б) кутовий</p>		
5.2. Вентиль (клапан) триходовий		
<p>5.3. Вентиль (клапан) регулюючий:</p> <p>а) прохідний</p> <p>б) кутовий</p>		
5.4. Засувка		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
6. Гідропосудини (резервуари)		
<p>6.1. Гідробак:</p> <p>а) відкритий під атмосферним тиском:</p> <p>зі зливним трубопроводом вище рівня робочої рідини</p> <p>зі зливним трубопроводом вище рівня робочої рідини</p> <p>зі зливним трубопроводом вище рівня робочої рідини</p> <p>б) закритий, з тиском вищим за атмосферний</p>		
<p>6.2. Гідроаккумулятор:</p> <p>а) без зазначення принципу дії</p> <p>б) пружинний</p> <p>в) пневматичний</p>		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
7. Кондиціонери робочої рідини		
7.1. Фільтр:		
а) повнопоточний:		
б) неповнопоточний		
в) з відділенням вологи з ручним зливом		
автоматичний		
г) з відділенням твердих фракцій з ручним очищенням		
автоматичний		
7.2. Вологовідокремлювач		
а) з ручним зливом		
б) автоматичний		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
7. Кондиціонери робочої рідини		
7.3. Охолоджувач		
а) з природним охолодженням		
б) з примусовим охолодженням: рідиною		
повітрям		
вентилятором		
7.4. Підігрівач		
а) з природним підігрівом		
б) з примусовим підігрівом: рідиною		
повітрям		
7.5. Регулятор температури (здатен як охолоджувати, так і підігрівати робочу рідину)		

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
8. Прилади контрольно-вимірювальні		
8.1. Манометр а) загальне позначення		
б) такий, що дає електросигнал		
8.2. Реле тиску (гідроелектричне)		
8.3. Термометр а) загальне позначення		
б) електроконтактний		
8.4. Прилад для вимірювання витрат рідини: а) загальне позначення		
б) витратомір інтегруючий		
8.5. Тахометр		

Існують елементи гідроприводів, умовне графічне зображення яких містить кілька складових, що представлені у таблиці. Окремі з них будуть подані нижче, при розгляді відповідних конструкцій.

1.5. Принцип дії найпростішого об'ємного гідроприводу

Найпростіший гідропривод повинен містити насос, гідробак, споживач енергії, пристрої для регулювання напрямку і швидкості руху споживача енергії, а також запобіжні елементи. Принцип дії найпростішого гідроприводу проілюстровано на рис. 1.5.

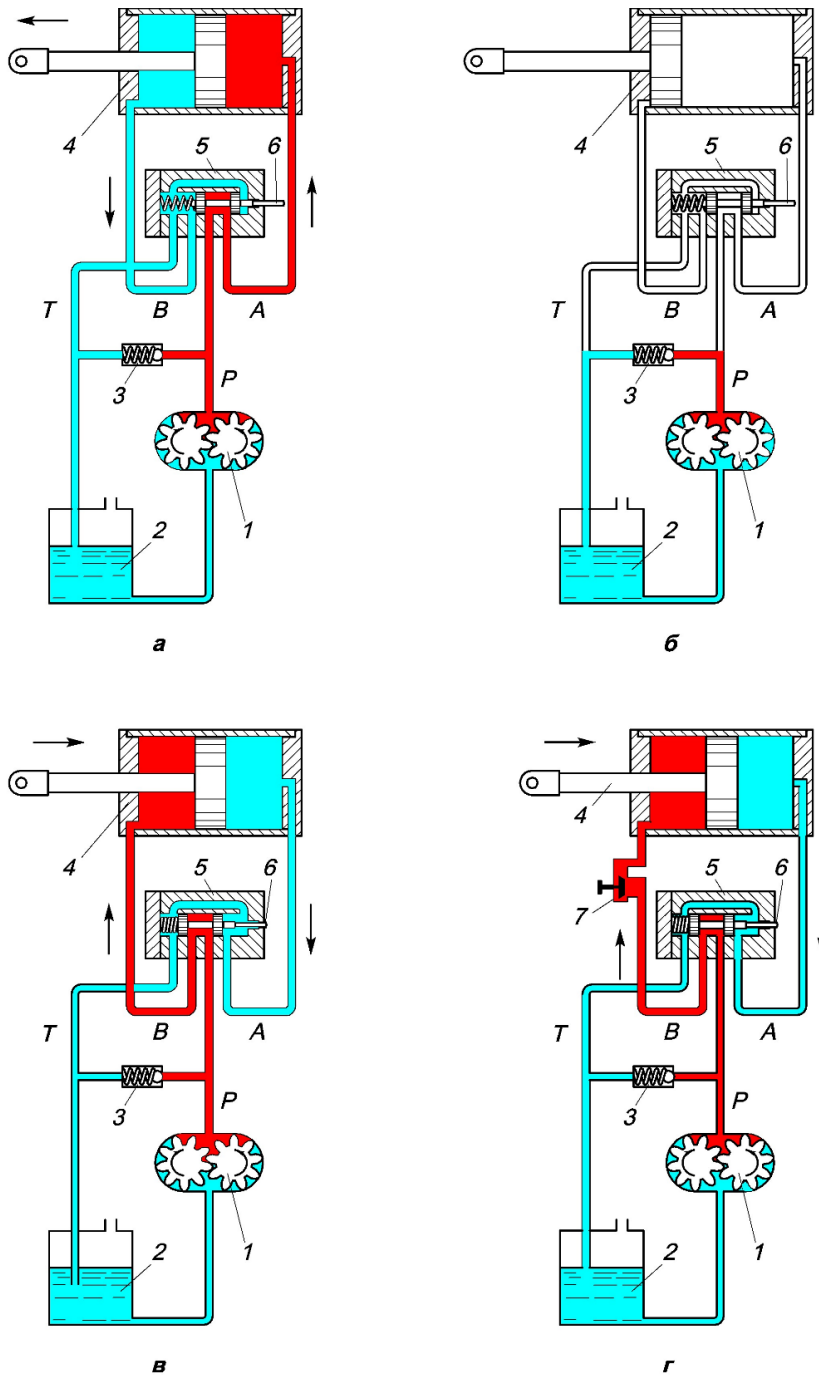


Рис.1.5. Схема принципу дії найпростішого гідроприводу:

1 – насос; 2 – гідробак; 3 – запобіжний клапан; 4 – гідроциліндр; 5 – розподільник; 6 – золотник розподільника; 7 – дросельний клапан

Насос 1 (див. рис. 1.5, *a*) засмоктує робочу рідину з гідробака 2 і перекачує її по трубопроводу *A* в підпоршневу порожнину гідроциліндра 4. Робоча рідина рухається по трубопроводу, доки не зустрічає опору. Після чого починається наростання тиску до тих пір, поки не вдається подолати опір гідроциліндра. Шток переміщується вліво і приводить у рух відповідний механізм. Рідина з надпоршневої порожнини гідроциліндра вільно стікає у гідробак через трубопровід *B*, розподільник 5 і трубопровід *T*.

Після того, як гідроциліндр досягає крайнього лівого положення (див. рис. 1.5, *b*), тиск у системі починає стрімко зростати і виникає необхідність в обмеженні його максимального значення. Це досягається за рахунок запобіжного клапана 3. Пружина в такому клапані механічно притискає кульку до сідла, а тиск, що є в трубопроводі *P*, діє на поверхню кульки. Кулька відходить від сідла і відкриває клапан в той момент, коли сила, що діє на поверхню кульки, переважить силу стискання пружини. Рівень максимального тиску у гідросистемі регулюється силою стискання пружини у запобіжному клапані 3. Таким чином, тиск підтримується на постійному необхідному рівні, а насос перекачує рідину через клапан 3 безпосередньо у гідробак.

Змінюючи положення золотника 6 розподільника (див. рис. 1.5, *в*), можна з'єднати трубопровід *P* і *B*. В цьому випадку рідина під тиском подається у надпоршневу порожнину гідроциліндра і його шток переміщується вправо, а механізм, що з ним з'єднаний, рухається у зворотному напрямку. Рідина з підпоршневої порожнини гідроциліндра вільно стікає у гідробак через трубопровід *A*, розподільник 5 і трубопровід *T*.

Для того, щоб регулювати швидкість переміщення штока гідроциліндра, необхідно змінювати об'єм рідини, що подається у гідроциліндр. Це досягається за допомогою дросельного клапана 7 (див. рис. 1.5, *г*). Змінюючи поперечний переріз дросельного клапана, регулюється витрата рідини, надлишок якої через запобіжний клапан 3, стікає у гідробак.

На практиці використовуються значно складніші схеми гідроприводів, які будуть розглянуті нижче.

2. РОБОЧІ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ

2.1. Основні властивості робочих рідин

Робочі рідини в гідроприводах виконують функції робочого тіла. Теоретично, в якості робочого тіла для гідроустановок може застосовуватися будь-яка рідина, яка підкоряється закону Паскаля.

В перших гідроустановках застосовувалась вода. Однак, чиста вода не перешкоджає інтенсивному зносу деталей і, у поєднанні з киснем, може викликати корозію, тому вона не відповідає вимогам, що висуваються до робочих рідин сучасних гідравлічних установок. Основні з них перераховані нижче:

- добра змащувальна здатність;
- відсутність агресивного впливу на матеріали, що застосовуються в конструкції гідроустановки;
- добра в'язкісно-температурна характеристика;
- висока стійкість до температури і окислення;
- незначна стисливість;
- не схильність до піноутворення;
- добра теплопровідність;
- важкозаймистість, для особливих випадків застосування;
- не отруйність;
- низька вартість;
- добра здатність до регенерації.

Робочі рідини гідроприводів оцінюють за рядом властивостей і параметрів, до яких відносяться: густина, питома вага, стисливість, температурне розширення, температура спалаху і застигання, в'язкість та ін.

Густина – це маса рідини віднесена до об'єму, який вона займає.

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3. \quad (2.1)$$

Питома вага – це вага рідини в одиниці її об'єму

$$\gamma = \frac{G}{V}, \text{ Н/м}^3. \quad (2.2)$$

Стисливість – це властивість рідини змінювати свій об'єм при зміні тиску. Вона характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення, що визначається за залежністю

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dP}, \text{ м}^2/\text{Н}. \quad (2.3)$$

Величина, обернена до β_p , називається модулем пружності рідини E .

Стисливість робочої рідини – явище негативне для гідроприводу, оскільки на стиснення безповоротно витрачається енергія. Стисливість знижує жорсткість гідроприводу, може бути причиною автоколивань в ньому, створює запізнення в спрацюванні гідроапаратури.

Стисливість рідини залежить від температури і тиску, при яких працює машина (при температурі до 80 °С і тиску до 35 МПа), стисливість змінюється незначно. Тому в практичних розрахунках такими незначними змінами нехтують. Об'ємний модуль пружності для робочих рідин перебуває в межах 500 - 2500 МПа, для оливи АМГ-10 становить 1320 МПа, а для турбінної оливи – 1720 МПа.

Температурне розширення – це властивість рідини змінювати свій об'єм при зміні температури. Воно характеризується коефіцієнтом температурного розширення

$$\beta_T = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dT}, \text{ м}^2/\text{Н}. \quad (2.4)$$

Для більшості рідин коефіцієнт β_T зменшується зі збільшенням тиску. У практичних розрахунках гідроприводів β_T приймають, як правило, незалежним від температури. Його враховують при розрахунках гідросистем, що працюють на великих тисках, більше 60 МПа.

Точка текучості робочої рідини – це мінімально допустима температура, при якій робоча рідина ще може текти. При виборі типу робочої рідини для конкретної гідросистеми слід враховувати, що мінімальна температура, при якій допускається експлуатація машини, повинна бути вища за точку текучості, як мінімум, на 8°С.

Температура застигання (загушення) робочої рідини – це температура, за якої частинки рідини втрачають рухливість без фазових змін рідини і без її переходу в твердий стан.

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

В'язкість – це властивість робочої рідини чинити опір відносному руху його шарів під дією зовнішніх сил. Тобто ця властивість обумовлена наявністю

внутрішнього тертя, що виникає внаслідок різниці швидкостей руху сусідніх шарів рідини.

Залежність для сили внутрішнього тертя, запропонована І. Ньютоном, має наступний вигляд

$$T = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y} = \mu S \frac{du}{dy}, \text{ Н.} \quad (2.5)$$

де μ – коефіцієнт в'язкості (динамічна в'язкість);

S – площа поверхні шарів рідини, що контактують між собою;

Δu – швидкість зсуву одного шару рідини відносно сусіднього;

Δy – відстань між осями двох суміжних шарів;

Звідси

$$\mu = \frac{T}{S} \frac{dy}{du}, \text{ Па}\cdot\text{с} \quad (2.6)$$

В розрахунках гідроприводів використовують кінематичну в'язкість робочої рідини, яка дорівнює

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ мм}^2/\text{с}. \quad (2.7)$$

Кінематичну в'язкість вимірюють у стоксах (Ст), або сантистоксах (сСт):
 $0,01 \text{ Ст} = 1 \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Вітчизняні гідравлічні оливи поділяються на 10 класів в'язкості (табл. 2.1). Класи в'язкості для гідравлічних олив, які прийняті у Європі, регламентуються стандартом DIN 51 519, який відповідає ISO 3448 (табл. 2.2)

Таблиця 2.1. Класи в'язкості згідно ГОСТ 17479.3-85

Клас в'язкості	Межі кінематичної в'язкості при 40°C, мм ² /с (сСт)	
	мінімум	максимум
5	4,14	5,06
7	6,12	7,48
10	9,00	11,00
15	13,50	16,50
22	19,80	24,20
32	28,80	35,20
46	41,10	50,60
68	61,20	74,80
100	90,00	110,00
150	135,00	165,00

Таблиця 2.2. Класи в'язкості згідно ISO 3448

Клас в'язкості	Середня кінематична в'язкість при 40°C, мм ² /с (сСт)	Межі кінематичної в'язкості при 40°C, мм ² /с (сСт)	
		мінімум	максимум
ISO VG 10	10	9,0	11,0
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,1	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110,0

Від в'язкості залежить швидкість руху рідини в порожнинах, наявність плівки рідини на поверхнях рухомих деталей, що утворюють кінематичну пару, працездатність елементів гідросистеми тощо.

Підвищена в'язкість спричиняє втрати на тертя, які можуть виражатися у втраті тиску і сильного нагрівання оливи. Запуск гідроустановки в холодному стані буде пов'язаний з певними труднощами, виникнуть запізнення комутації, гірше виділятиметься із оливи повітря. Занижена в'язкість призведе до підтікань, підвищеного зносу і сильного нагрівання оливи.

Найбільшу чутливість до зміни в'язкості рідини мають насоси. При високій в'язкості можливі неповне заповнення всмоктувального трубопроводу і зниження подачі, а при низькій в'язкості – різке зростання втрат (просочування) та інтенсивності зношування деталей.

Залежність кінематичної в'язкості робочих рідин вітчизняного виробництва від температури представлена на рис 2.1, а робочих рідин за стандартом DIN 51 519 – на рис. 2.2.

В'язкість рідини збільшується при зменшенні температури, до того ж: чим вища середня кінематична в'язкість робочої рідини, тим більше вона залежить від температури.

Цей фактор слід враховувати при виборі типу робочої рідини, особливо для машин, які використовуються поза виробничими приміщеннями, оскільки коливання температури, у цьому випадку, може бути досить значним.

Правильний вибір робочої рідини дозволить зекономити час на її заміну в залежності від пори року.

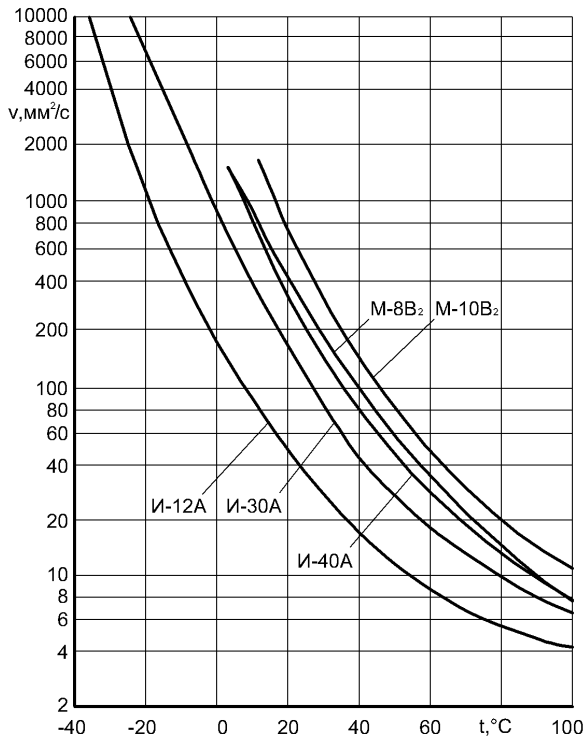


Рис. 2.1. Залежність кінематичної в'язкості робочих рідин вітчизняного виробництва від температури

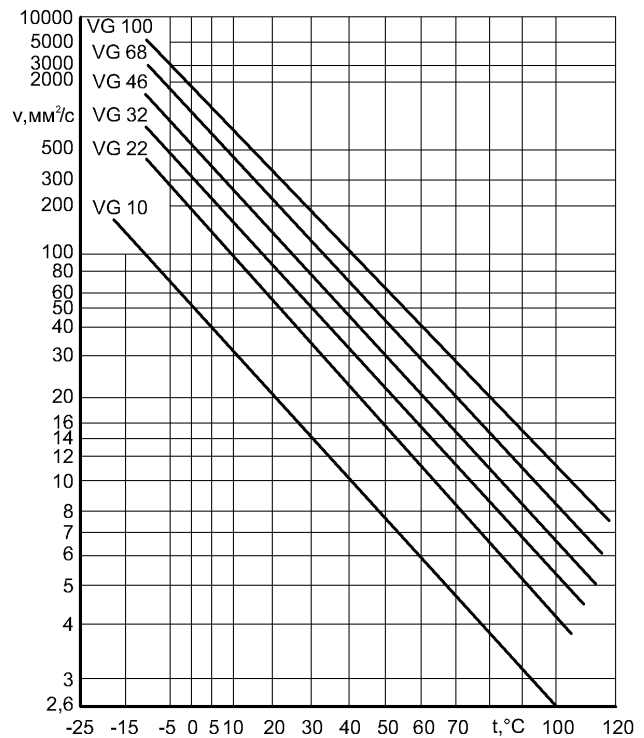


Рис. 2.2. Залежність кінематичної в'язкості робочих рідин за стандартом DIN 51 519 від температури

Деаераційна властивість полягає у тому, з якою інтенсивністю відбувається видалення з робочої рідини повітря і газів.

Робочі рідини містять газоповітряні складові як у розчиненому вигляді, так і у вигляді бульбашок.

Бульбашки в робочій рідині можуть утворюватись при досягненні межі насичення внаслідок пониження тиску після ділянок дроселювання, а також надходити ззовні, внаслідок негерметичності всмоктувальних трубопроводів і при зливі рідини у бак незатопленим струменем.

Розчинені в рідині гази призводять до окислення робочої рідини і втрати її властивостей, що негативно впливає на деталі гідроприводів.

Гази у вигляді бульбашок збільшують стисливість рідини, знижують теплопровідність і стають причиною інтенсивного зносу деталей гідроприводів.

При досягненні певної межі вмісту газів, може повністю порушитись працездатність гідроприводу. Тому газоповітряні складові повинні якомога швидше видалятися зі складу робочої рідини.

Піноутворення у робочій рідині – одна з причин зменшення об'ємного коефіцієнта корисної дії насосів та збільшення часу комутації.

Піна у баках гідросистем утворюється внаслідок того, що до поверхні робочої рідини піднімаються бульбашки газів. Для зменшення рівня піноутворення необхідно застосовувати спеціальні перегородки, прагнути до того, щоб площа поверхні рідини у баку була якомога більшою, що дозволить бульбашкам швидше виділятися.

Незважаючи на те, що в даний час широко застосовуються протипінні присадки, забруднення робочої рідини водою, брудом і продуктами старіння підвищує її схильність до утворення піни.

Забрудненість робочої рідини твердими домішками, водою, смолами і бактеріями є причиною більшості відмов у системах гідроприводів. В Україні встановлено 20 класів чистоти робочої рідини в залежності від розмірів і кількості сторонніх домішок, що містяться у 100 см³ її об'єму (див. табл. 2.3). В гідростатичних передачах ходової частини самохідних сільськогосподарських машин чистота рідини повинна бути не нижче 10 класу, для решти гідроприводів – знаходитися в межах 15 – 20 класу.

Таблиця 2.3. Класи чистоти робочих рідин

Клас чистоти рідини	Максимальна кількість частинок, шт., в об'ємі 100 см ³ , при розмірі, мкм						Маса частинок, % не більше
	5 - 10	10 - 25	25 - 50	50 - 100	100 - 200	волокна	
10	16000	8000	800	100	25	5	0,0008
...
15	-	-	25000	3150	800	160	0,016
16	-	-	50000	6300	1600	315	0,032

У світовій практиці використовують 5 систем класифікації забрудненості робочої рідини твердими частинками: SAE 749 D; ISO DIS 4406; NAS 1638; Cetop RP 70 H; MIL STD 1246 A.

Співставити класи чистоти згідно цих систем можна за даними, що представлені у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Класи чистоти робочих рідин відповідно до систем класифікації

Кількість частинок розміром до 10 мкм в об'ємі 1 см ³	Маса частинок, мг в об'ємі 1000 см ³	Класи чистоти згідно системи класифікації			
		ISO DIS 4406 або Cetop RP 70 H	MIL STD 1246 A	NAS 1638	SAE 749 D
140000	1000	26/23			
85000		25/23	1000		
14000	100	23/20	700		
4500		21/18		12	
2400		20/18	500		
2300		20/17		11	
1400	10	20/16			
1200		19/16		10	
580		18/15		9	6
280		17/14	300	8	5
140	1	16/13		7	4
70		15/12		6	3
40		14/12	200		
35		14/11		5	2
14	0,1	13/10		4	1
9		12/9		3	0
5		11/8		2	
3		10/8	100		
2,3		10/7		1	
1,4	0,01	10/6			
1,2		9/6		0	
0,6		8/5		00	
0,3		7/5	50		
0,14	0,001	6/3			
0,04		5/2	25		

Ступінь забрудненості згідно стандарту ISO DIS 4406 виражається двома цифрами, що відповідають кодовим класам чистоти. Ці цифри опосередковано показують кількість твердих частинок розміром більше 5 мкм і 15 мкм відповідно, що містяться у 100 см³ робочої рідини.

Для того, щоб визначити клас чистоти за стандартом ISO DIS 4406, беруть пробу рідини об'ємом 10 см³ і підраховують в ній кількість частинок спочатку розміром більше 5 мкм і за спеціальною діаграмою визначають відповідний номер класу, потім – кількість частинок розміром більше 15 мкм і також визначають номер класу.

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

Окиснення робочої рідини. Під час роботи гідроприводу відбувається окиснення рідини, яке супроводжується випаданням у осад смол і шлаків, зниженням в'язкості та зміною кольору рідини. Продукти окиснення, маючи кислотні властивості, спричинюють корозію металів і знижують надійність роботи гідроприводів. Інтенсивність окиснення підвищується з підвищенням температури рідини на поверхні контакту її з повітрям, а також з підвищенням вмісту в рідині розчиненого повітря, механічних домішок та води.

На окиснення робочих рідини також впливають хімічні властивості матеріалів, з якими рідини контактує в процесі роботи. Так, у гідроприводах з трубопроводами, що виготовлені із міді, при однакових умовах, окиснення рідини відбувається швидше, ніж у гідроприводах з трубопроводами зі сталі.

Окиснення робочої рідини характеризується кислотним числом, тобто кількістю гідрату окису калію в геліограмах, яка необхідна для нейтралізації одного грама рідини. Кислотне число менше одиниці вважається нормальним показником експлуатації робочої рідини.

Зменшити інтенсивність процесу окиснення можна за рахунок збільшення часу перебування рідини в резервуарі, тривалої фільтрації та охолодження.

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

Здатність до деемульгування – це властивість робочої рідини, яка полягає у відділенні від неї води, що потрапила до її складу. Цей процес повинен протікати якомога швидше, оскільки вода негативно впливає на в'язкість і змащувальну здатність робочої рідини, та викликає утворення відкладень. При цьому необхідно збільшувати час перебування оливи в резервуарі, оскільки в рідині, що перебуває в стані спокою процес протікає швидше.

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

Кавітація – це процес порушення суцільності робочої рідини, зумовлений локальним зменшенням (зміною) тиску. При цьому в зоні зменшення тиску збільшуються або виникають нові газові бульбашки з наступним їх руйнуванням (конденсацією) в зоні високого тиску. Процес супроводжується місцевими

гідравлічними ударами, що призводять до появи шуму, вібрації, значних втрат енергії, а також до ерозії проточних частин гідропрстроїв.

Кавітація виявляється в насосах, клапанах, дроселях, особливо у вхідному трубопроводі насосів. Звісно, таке явище небажане. Кавітація порушує нормальний режим роботи гідроприводу, може вивести із ладу гідропрстрої, а також зменшує коефіцієнт корисної дії гідроприводу.

Основним засобом запобігання кавітації є підвищення тиску в гідроприводі.

Облітерація – це явище, внаслідок якого під час руху робочої рідини капілярними каналами зменшується їх поперечний переріз. Вона зумовлена осадженням поляризованих молекул рідини і твердих частинок на поверхні капіляра. Залежно від тиску, хімічних і фізичних властивостей рідини і матеріалу стінок капілярів може утворюватися шар 0,05 – 10 мкм завтовшки. При розмірах капіляра чи щілини, наближених до товщини такого шару, може статися повне перекриття поперечного перерізу, через що різко зростають сили, необхідні для переміщення запірних елементів розподільників, зменшується чутливість систем стеження тощо.

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

Для забезпечення безперебійної експлуатації гідросистем вибір відповідної робочої рідини є дуже важливим. При цьому, перш за все, слід враховувати такі властивості, як стійкість до зношення, схильність до піноутворення, сумісність зі свинцем і кольоровими металами, вміст сторонніх складників тощо.

2.2. Групи робочих рідин та їх застосування

У гідроприводах застосовують робочі рідини на нафтовій основі, водооливові емульсії, суміші та синтетичні рідини.

Ідеальної робочої рідини не існує, тому їх вибір залежить від конкретних умов, в яких працюватиме гідроустановка.

Робочі рідини на нафтовій основі отримують із мінеральні олив з додаванням до їх складу спеціальних присадок, які поліпшують фізичні властивості основи. Такі рідини застосовують у об'ємних гідроприводах тракторів і сільськогосподарських машин.

Водооливові емульсії – це суміш води і мінеральної оливи. Емульсії застосовують у гідроприводах машин, що працюють в пожежобезпечних умовах, і в машинах, де є потреба у великій кількості рідини (наприклад, в гідравлічних пресах).

Суміші різних сортів мінеральних олив з гасом, гліцерином тощо застосовують для отримання робочих рідин з певною в'язкістю.

Синтетичні рідини – це рідини на силіційорганічній основі (силікони). Їх застосовують в гідроприводах машин, що працюють у складних температурних режимах (при $t = +60...+350^{\circ}\text{C}$).

Більшість гідравлічних установок працює з робочими рідинами на нафтовій основі (гідравлічні оливи). Правильний вибір гідравлічної оливи є передумовою для ефективної експлуатації машини. Властивості гідравлічних олив залежать від:

- виду базової оливи;
- ступеня очищення;
- вигляду і кількості присадок, що додаються.

Робочі рідини з доброю текучістю при низьких температурах, виготовляються з базових олив на нафтовій основі. Вони застосовуються на гідроустановках з низькими пусковими температурами і з температурами до 30°C .

Якщо текучість при низьких температурах не є вирішальним критерієм для вибору робочої рідини, тоді рекомендується застосовувати гідравлічні оливи на парафіновій основі, які відрізняються вищою стійкістю до окислення, кращими в'язкісними властивостями і температурним режимом.

У більшості випадків, робоча рідина представляє собою суміш з базових олив нафтової і парафінової основи з ароматичними вуглеводнями, склад яких підбирають з умови забезпечення широкого діапазону застосування. Небажані складники базової оливи, наприклад, з'єднання сірки, видаляються під час рафінування. За допомогою додавання особливих присадок поліпшуються якості гідравлічних мастил, наприклад, покращується захист деталей від зносу.

В якості робочої рідини добре зарекомендувала себе мінеральна олива, перш за все завдяки хорошій змащувальній здатності і високому антикорозійному захисту. За допомогою особливих матеріалів (присадок) мінеральним оливам надають необхідних властивостей.

Недоліком мінеральних олив є їхня пожежонебезпечність, тому для гідроустановок, які працюють поблизу відкритого полум'я, розплавленого

металу або в інших зонах з високими температурами, використовують важкозаймисті рідини.

Асортимент робочих рідин на основі мінеральної оливи, що виготовляють в Україні, включає в себе більше двадцяти найменувань. Вони, в залежності від експлуатаційних властивостей, поділяються на групи *A*, *B* і *B*.

Група А – гідравлічні оливи на нафтовій основі без присадок, призначені для застосування в малонавантажених гідравлічних системах з шестеренними і поршневіми насосами, з робочим тиском до 15 МПа і максимальною температурою до 80°C.

Група Б – гідравлічні оливи на нафтовій основі з антикорозійними і антиокислювальними присадками, призначені для застосування в середньонавантажених гідравлічних системах з різними насосами, з робочим тиском до 25 МПа і максимальною температурою більше 80°C.

Група В – гідравлічні оливи на нафтовій основі з антикорозійними, антиокислювальними і антизносовими присадками, призначені для застосування в гідравлічних системах, з робочим тиском більше 25 МПа і максимальною температурою більше 90°C.

Гідравлічні рідини закордонного виробництва згідно стандарту ISO 6074 також поділяються на класифікаційні групи.

Гідравлічні оливи HL (відповідають вітчизняній групі *B*) – це головним чином універсальні оливи, які містять жирні кислоти або складні ефіри жирної кислоти. До них часто додають присадки, які покращують стійкість деталей гідроустановок до старіння і підсилюють захист від корозії.

Вони застосовуються на гідроустановках, які працюють при температурах до 50°C і де можлива корозія в результаті проникнення вологи. Оскільки вони не містять ніяких присадок, що знижують інтенсивність зношування, їх слід застосовувати для гідравлічних установок з певними обмеженнями.

Обмеження стосуються вибору елементів гідросистеми, перш за все насосів і двигунів, а також діапазону робочого тиску.

Гідравлічні оливи, які роз'їдають свинець або матеріали підшипників, що містять свинець, не повинні застосовуватися навіть у тих випадках, коли вони відповідають всім необхідним вимогам.

Гідравлічні оливи типу HLP в порівнянні з оливами типу *HL*, характеризуються кращими властивостями, щодо захисту деталей від зношування. Вони містять антиокислювальні й антикорозійні присадки, а також

додаткові присадки для зменшення зношування при режимі роботи зі змішаним тертям.

Гідравлічні оливи типу *HLP* не повинні застосовуватись, у випадках, коли вони роз'їдуть свинець або матеріали підшипників, що містять свинець.

Гідравлічні оливи типу HV (відповідають вітчизняній групі *B*) призначені для використання у гідравлічних установках, які піддаються сильним температурним коливанням або працюють при низьких температурах навколишнього середовища. Вони відповідають вимогам, що висуваються до олив типу *HLP*, крім цього, містять додаткові присадки для поліпшення в'язкісно-температурної характеристики. Проте, ці присадки можуть погіршити здатність оливи до деаерації, тому їх рекомендується застосовувати тільки на установках з вказаними температурними умовами.

Гідравлічні оливи типу HLP-D містять присадки, за допомогою яких продукти зносу, що містяться в оливі, а також вода, що потрапила до її складу, утримуються у зваженому стані. Такі забруднення порівняно легко видаляти з оливи шляхом фільтрації.

З підвищенням вимог екологічної безпеки, перш за все до мобільних машин, виникла потреба в гідравлічних оливах, що не чинять несприятливого впливу на навколишнє середовище. На ринку з'явилися гідравлічні робочі рідини, які піддаються біологічному руйнуванню. Їх виготовляють на основі гліколю, або на основі рослинних олив.

Система позначення гідравлічних олив, прийнята в Україні, передбачає три групи символів: дві букви, цифра і буква. Перші дві букви вказують на склад і призначення, цифра означає кінематичну в'язкість при 40°C, а остання буква – це група за експлуатаційними властивостями. Наприклад, для об'ємного гідроприводу ходової частини більшості самохідних сільськогосподарських машин виробництва СНД рекомендовано спеціальну оливу МГ-46-В ГОСТ 17479.3-85, позначення якої означає: М – мінеральна; Г – гідравлічна; з кінематичною в'язкістю 46 мм²/с при 40°C; групи В за експлуатаційними властивостями.

Для гідроприводів керування робочими органами рекомендовано оливи М-8-В₂, М-10-Г₂ ГОСТ 17479.3-85, в позначенні яких: М – олива моторна; цифра – в'язкість (в мм²/с) при 100°C; В чи Г з індексом 2 – тільки для дизелів.

3. КОНДИЦІОНЕРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

3.1. Забруднення робочої рідини в процесі експлуатації та її дія на елементи гідроприводу

В процесі експлуатації систем гідроприводів відбувається поступове забруднення робочої рідини внутрішніми і зовнішніми забруднювачами. Під внутрішніми забруднювачами розуміють всі частинки, що утворюються в системі, наприклад, в результаті зносу керуючих кромek корпусів і поршнів, гумових деталей трубопроводів і ущільнень, а також частинки фарби і продукти окислення робочої рідини. Зовнішні забруднювачі потрапляють в систему внаслідок поганої герметизації гідропосудин (гідробаків), неправильного вибору повітряних фільтрів, пошкодження ущільнень поршнів або в результаті незадовільної роботи брудозахисних елементів на штоках.

Розрізняють наступні основні види забруднювачів робочих рідин: тверді домішки; м'які драглисті домішки, а також речовини, що розчинені в робочій рідині.

М'які драглисті частинки можуть закупорювати зазори, внаслідок чого деталі виходять з ладу. Крім того, ці частинки засмічують змащувальні точки, утруднюючи змащування елементів системи. Системні фільтри уловлюють такі частинки, проте при цьому відбувається забивання фільтруючого елемента, і термін його служби скорочується.

Речовини, що розчинені в робочій рідині, не викликають зносу елементів системи, проте ці речовини можуть змінювати змащувальні властивості, прискорюють старіння, призводять до утворення тріщин або погіршують здатність робочої рідини до фільтрування. Розчинені речовини не затримуються стандартними фільтруючими елементами, тому для їх видалення доводиться повністю замінювати робочу рідину і ретельно промивати гідроагрегат.

Найбільшу небезпеку для гідропрстроїв створюють тверді домішки, оскільки вони викликають абразивний знос поверхонь деталей. Дія окремих твердих забруднювачів на деталі залежить від матеріалу і форми частинок (див. табл. 3.1). Встановлено, що в принципі всі тверді частинки викликають знос елементів гідросистеми. Цей знос залежить від наступних параметрів:

- матеріалу твердої частинки;
- розмірів твердої частинки;
- співвідношення розмірів твердих частинок і зазору в спряженні;

- геометричної форми твердих частинок;
- робочого тиску;
- швидкості руху робочої рідини в системі.

Тверді мінеральні частинки навіть в малих кількостях можуть завдати значної шкоди. Кількість і рівень пошкоджень залежить від робочого тиску – чим вищий робочий тиск в гідросистемі, тим вище сили під дією яких тверді частинки вдавлюються в зазори і тим більша негативна дія. Утворення твердих частинок часто є наслідком високого механічного або гідравлічного навантаження. Дія твердих частинок на систему проявляється у: підвищенні внутрішніх витоків; заїданні золотників; виході з ладу деталей; зміна характеристики регулювання.

Таблиця 3.1. Дія твердих забруднювачів на поверхню деталей гідропрстроїв

Матеріал	Дія
Корунд Окалина Частинки іржі	Дуже агресивна
Сталь Чавун Латунь Бронза Алюміній	Агресивна
Жорстка тканина Волокна Продукти зносу ущільнень Частинки гуми шлангів Частинки фарби Продукти окислення робочої рідини	Мало агресивна

Тверді частинки, розміри яких значно менші величини зазору в спряженні, при осцилюючому русі золотника не чинять відчутної негативної дії, вільно проходячи через зазори. Проте, при повільному русі виникає небезпека забивання зазорів, що може призвести до виходу з ладу регулюючих клапанів. Частинки, розміри яких більші за величину зазору, осідають перед ним і спочатку не чинять негативної дії на регулюючі клапани. Проте зберігається небезпека того, що в результаті руху золотника при високому робочому тиску або внаслідок збільшення швидкості руху робочої рідини тверді частинки подрібнюватимуться і потраплятимуться в зазор. Частинки, розміри яких

приблизно відповідають величині зазору, представляють найбільшу небезпеку, оскільки вони залишають подряпини на робочих поверхнях, тобто викликають підвищений знос деталей.

Тверді частинки можуть застрягати між сідлом клапана і замикаючим елементом і таким чином порушувати герметичність. Частинки, що знаходяться в робочій рідині, осідають в отворах дроселів і дросельних шайб. Внаслідок такого неконтрольованого звуження отвору неможливо забезпечити постійну подачу протягом всього періоду експлуатації. Забруднюючі частинки осідають в порах металокерамічних підшипників, а найбільш тверді з них вдавлюються у відносно м'який матеріал деталей. В результаті на валу утворюються дуже глибокі подряпини. Крім того, забиваються змащувальні канали, що може викликати перегрів валу.

Абразивна дія твердих частинок призводить до утворення нових частинок, і починається ланцюгова реакція збільшення їх кількості. Під впливом високих швидкостей руху робочої рідини на кромках регулюючих елементів часто спостерігається ефект ерозії. Ерозія посилюється твердими частинками, які містяться в робочій рідині. В результаті змінюється регульовальна характеристика елемента.

Дослідження гідросистем показали, що зниження кількості твердих частинок в робочій рідині значно збільшує термін служби деталей і підвищує експлуатаційну надійність. Ланцюгова реакція утворення і зростання числа твердих частинок може бути зведена до мінімуму за рахунок застосування в системах гідроприводів кондиціонерів робочої рідини.

3.2. Функції і будова кондиціонерів робочої рідини

Кондиціонери – це пристрої, призначені для підтримання необхідних якісних показників робочої рідини в процесі експлуатації гідроприводу.

В об'ємних гідроприводах сільськогосподарської техніки в основному застосовують такі види кондиціонерів: відокремлювані твердих домішок, сапуни, повітровідокремлювачі, повітровипускники та теплообмінники.

Відокремлювач – це пристрій для відокремлення від рідини твердих домішок, джерелом яких можуть бути продукти зношування деталей гідропрістроїв, продукти окиснення металів і сплавів та сторонні домішки, що потрапляють ззовні.

За принципом дії відокремлювані поділяють на фільтри і сепаратори.

Фільтр – це відокремлювач твердих домішок, в якому відокремлення відбувається під час проходження рідини крізь фільтрувальний елемент.

Фільтри у системах гідроприводу виконують наступні функції:

- видалення твердих забруднювачів з робочої рідини;
- попередження збоїв у роботі, викликаних твердими забруднювачами;
- запобігання зміні часу комутації в результаті пошкодження кромки золотників;
- скорочення простоїв, обумовлених технічним обслуговуванням;
- підвищення терміну служби вузлів і деталей;
- забезпечення профілактичного обслуговування;
- запобігання старінню робочої рідини, викликаному хімічними процесами (наслідки забруднення твердими забруднювачами);
- збереження змащувальної здатності робочої рідини;
- збільшення інтервалів між замінами робочої рідини;
- забезпечення високої експлуатаційної надійності між окремими інтервалами профілактичних оглядів;
- висока готовність гідросистеми до роботи;

Залежно від конструкції фільтрувального елемента фільтри бувають: щільні, сітчасті та пористі. Найширшого застосування в гідроприводах сільськогосподарської техніки набули фільтри грубого і нормального очищення із металевої сітки та пористі (картонні).

Фільтри грубого очищення призначені для попереднього очищення рідини і затримують домішки розміром більше 0,1 мм (100 мкм). Їх, в основному, встановлюють в отвори для заливання рідини в гідробаки.

Фільтри сітчасті нормального очищення затримують домішки розміром від 0,1 до 0,05 мм. Їх, як правило, встановлюють в зливних лініях безпосередньо в гідробаках. Для запобігання руйнуванню фільтрувальних елементів у випадку їх надмірного забруднення фільтри комплектують запобіжними клапанами, розрахованими на тиск спрацювання 0,15-0,20 МПа. В цьому випадку рідина не очищується, а надходить у бак через запобіжний клапан.

Фільтри пористі (картонні) нормального очищення разового використання застосовують у гідроприводах ведучих коліс самохідних сільськогосподарських машин КСК-100, КС-6Б, КПС-5Г та ін. Їх встановлено у всмоктувальній лінії підживлювального насоса.

Сітчасті фільтри мають фільтрувальний елемент у вигляді дисків, їх кількість у фільтрі залежить від подачі насоса. У фільтрах гідроприводів начіпних систем тракторів, які встановлюють на зливних лініях безпосередньо у гідробаку, розмір квадратної чарунки сіток 0,125×0,125 мм при діаметрі дроту 0,09 мм. Площа сітки одного фільтрувального елемента 39 см². Повна площа

При роботі гідроприводу робоча рідина надходить через канал *Б* всередину фільтра. Пройшовши через фільтрувальний елемент, потік рідини надходить у вихідний отвір через канал *А*, попередньо відкривши запірний елемент зворотного клапана. При збільшенні перепаду тиску на фільтроелементі внаслідок його забрудненості відкривається запірний елемент запобіжного клапана, і частина потоку рідини, обминаючи фільтроелемент, надходить у канал *Г*. Золотник 10 індикаторного пристрою, переміщуючись, приводить у рух стрілку, яка вказує, що фільтр забруднений, а рідина через отвір *Д* і канал *А* надходить до виходу.

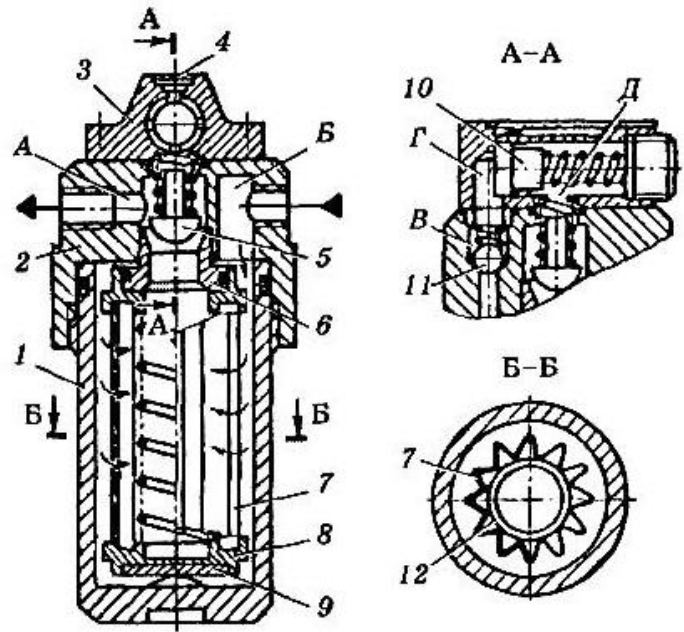


Рис. 3.2. Фільтр ФП-7:

1 – стакан; 2 – корпус; 3 – кришка; 4 – скло; 5 – зворотний клапан; 6 і 9 – заглушки; 7 – фільтрувальний елемент; 8 – фланець; 10 – золотник; 11 – запобіжний клапан; 12 – каркас; *А*, *Б*, *В*, *Г* – канали; *Д* – отвір

У фільтрі тонкої очистки ФП-7 встановлено фільтрувальний елемент із спеціального паперу (картону), який забезпечує тонкість фільтрації 5-25 мкм. Фільтр ФС-7 з фільтроелементом із металеві сітки забезпечує тонкість фільтрації 40 - 80 мкм.

За конструктивним виконанням фільтроелемент є гофрованою циліндричною перегородкою з приклеєними (для паперу) або привареними (для металеві сітки) по торцях фланцями 8. Гофрована перегородка опирається на дротяний каркас 12 у вигляді пружини.

Фільтрувальна перегородка гофрована для збільшення питомої площі фільтрації.

Основними параметрами фільтрів є номінальна тонкість фільтрації, номінальний тиск рідини, допустимий перепад тисків на фільтроелементі, номінальна витрата рідини, умовний прохід (зведений діаметр), ресурс роботи фільтроелемента.

Тонкість фільтрації – це спроможність фільтроелемента затримувати частинки певного розміру, що забруднюють робочу рідину. Розрізняють абсолютну і номінальну тонкість фільтрації. Абсолютна тонкість фільтрації характеризується мінімальним розміром частинок, що повністю затримуються

фільтрувальним елементом. За номінальної тонкості фільтрації кількість частинок мінімального розміру, що затримуються фільтроелементом, становить 90 - 95 % частинок забруднювача такого самого розміру, що містяться у невідфільтрованій рідині. Встановлено такі ряди номінальних тонкостей фільтрації: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63 і 80 мкм. Залежно від номінальної тонкості фільтрації можна умовно виділити фільтри грубої (до 15 мкм), нормальної (до 10 мкм), тонкої (до 5 мкм) і особливо тонкої очистки (до 1 мкм).

За номінальну витрату рідини через фільтр приймають витрату рідини з чистим фільтроелементом при певній в'язкості і заданому перепаді тисків на фільтрі. Графічну залежність витрати рідини від перепаду тисків називають гідравлічною характеристикою фільтра. Вона залежить від виду фільтроелемента (рис. 3.3).

Роботоздатність фільтрів після забруднення відновлюється тільки у дротяних, сітчастих, пластинчастих і металокерамічних фільтроелементів. Для цього їх чистять щіткою, продувають стисненим повітрям, промивають.

Фільтроелементи, виготовлені із паперу, волокна, бавовнику, придатні лише для одноразового користування.

Залежно від місць установки в гідроприводі фільтри поділяють на приймальні (всмоктувальні), напірні та зливні (рис. 3.4).

Приймальний фільтр, як правило, розрахований на низький тиск, незначний перепад тиску і невисоку тонкість фільтрації. Це пов'язано з тим, що його розміщення на всмоктувальній лінії зумовлює збільшення її гідравлічного опору і, отже, зменшення глибини всмоктування та загрозу виникнення кавітації. Для забезпечення безкавітаційної роботи, втрати тиску на фільтрі не повинні перевищувати 0,018 - 0,02 МПа. За такої схеми розміщення фільтра на ньому передбачають установку індикатора забрудненості (вакуумметра), наприклад, в гідроприводах ведучих коліс самохідних сільськогосподарських машин.

Напірний фільтр розрахований на високий тиск. В зв'язку з цим, підвищуються вимоги щодо міцності корпусу фільтра і збільшується його маса. Такі фільтри встановлюють у гідросистемах трансмісії тракторів.

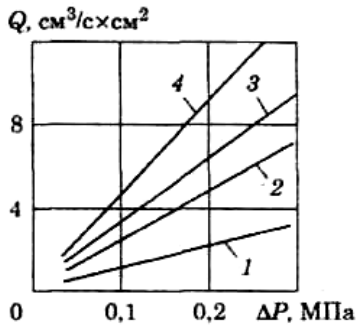


Рис. 3.3. Гідравлічні характеристики фільтрувальних елементів:

1 – картон; 2 – металева сітка;
3 – папір; 4 – фетр

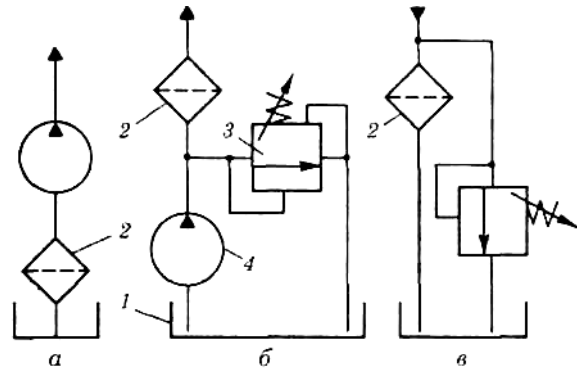


Рис. 3.4. Схеми встановлення фільтрів у гідролініях гідроприводу:

a – у всмоктувальній; *б* – у напірній; *в* – у зливній;
1 – бак; 2 – фільтр; 3 – запобіжний (перепускний) клапан; 4 – насос

Розміщення фільтра у зливній лінії вважається найбільш прийнятним, оскільки він не сприймає високого тиску рідини. Проте, така схема має і недолік: у міру забруднення фільтра виникає підпір рідини в зливній гідролінії.

У сучасних потужних системах гідроприводів застосовується очищення робочої рідини шляхом встановлення фільтрів у так званій *байпасній лінії*. В більшості випадків – це спеціальні фільтрувальні установки, які складаються з насоса 2, що має власний привід від двигуна 1, фільтра 3, охолоджувача 4 і системи трубопроводів (див. рис. 3.5).

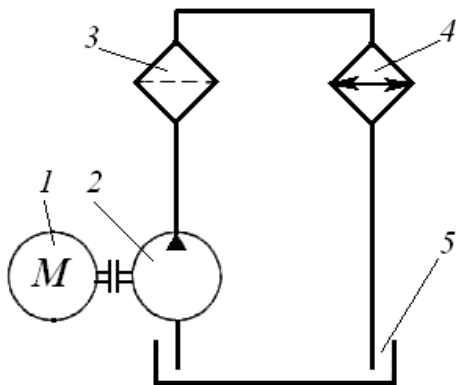


Рис. 3.5. Схема встановлення фільтра у байпасній лінії гідроприводу:

1 – двигун; 2 – насос; 3 – фільтр; 4 – охолоджувач; 5 – гідробак

Переваги такої системи полягають у тому, що фільтрування може відбуватися незалежно від роботи основної гідросистеми, а через фільтр проходить постійний, без пульсацій, обмежений потік робочої рідини, що позитивно відображається на якості її очищення. Замінювати фільтрувальні елементи можна без зупинки двигуна машини.

Іноді в одному й тому самому гідроприводі встановлюють два – три фільтри з різною інтенсивністю фільтрації.

Сепаратор – це відокремлювач твердих домішок, в якому відокремлення відбувається під дією сил магнітного чи електричного полів або відцентрових сил. В гідроприводах сільськогосподарської техніки широко застосовують магнітні сепаратори, встановлені в гідроприводах на зливних пробках або щупах.

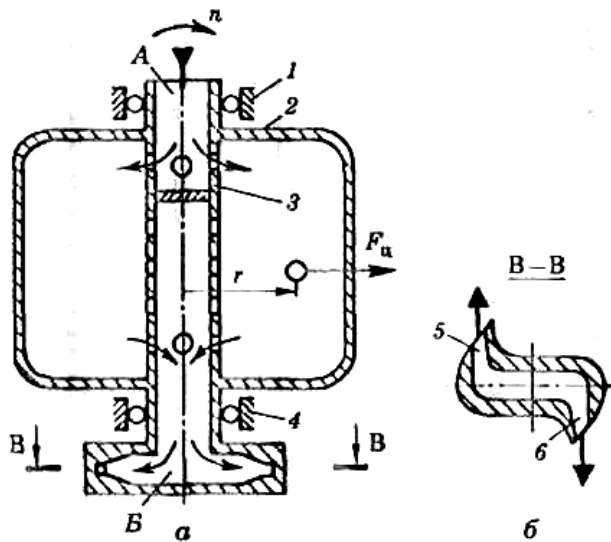


Рис. 3.6. Схема відцентрового сепаратора:
 а – будова; б – принцип дії гідрореактивного приво-
 ду; 1 і 4 – підшипники кочення; 2 – ротор; 3 – вал ротора; 5 і 6 – сопла; ДіБ – канали

Відцентровий сепаратор – це центрифуга, основним елементом якої є пустотілий ротор 2 (рис. 3.6), що обертається на підшипниках кочення її 4. Вал 3 ротора має два канали А і В та ряд концентрично розміщених отворів для підведення і відведення робочої рідини.

Ротор обертається або від зовнішнього двигуна, або внутрішнім гідрореактивним приводом. Останній має сопла 5 і 6, жорстко закріплені на валу ротора, які працюють за принципом сегнерова колеса при підведенні до них робочої рідини під тиском. Принцип дії відцентрового сепаратора наступний.

Робоча рідина під тиском підводиться через канал А і відповідні отвори вала у внутрішню порожнину ротора. Завдяки тому, що домішки, які забруднюють рідину, мають більшу густину, ніж робоча рідина, вони під дією відцентрових сил відкидаються до внутрішніх стінок ротора і осідають на них. Очищена робоча рідина через канал В потрапляє на вихід із центрифуги.

Для відцентрових сепараторів з привідними двигунами частота обертання ротора становить 5000 – 10 000 об/хв, з гідрореактивним приводом – 5000 – 8000 об/хв, тонкість фільтрації 10 – 30 мкм.

Варто мати на увазі, що при відокремленні з робочої рідини домішок розміром 10 мкм, зношення деталей гідропристроїв практично призупиняється. Крім цього, підвищення тонкості фільтрації рідини в гідропроводі з 20 – 25 мкм до 5 мкм збільшує термін експлуатації насосів більше ніж у 10 разів, а гідроапаратури – у 5 – 7 разів.

Сапун – призначений для очищення повітря, що надходить у гідробак із навколишнього середовища при зниженні рівня оливи. Сапун встановлюють на баках, які перебувають під атмосферним тиском.

Повітровідокремлювач – призначений для відокремлення бульбашок повітря від оливи, що засмоктується насосом. Повітровідокремлювачі останнім часом встановлюють в баках об'ємних гідропроводів ведучих коліс самохідних сільськогосподарських машин.

Повітровипускник призначений для випускання повітря із гідропристрою гідропроводу з метою зменшення вмісту повітря у робочій рідині.

Теплообмінники призначені для забезпечення заданого температурного режиму. їх поділяють на охолоджувачі (радіатори) і підігрівачі рідини. У гідроприводах сільськогосподарської техніки, як правило, робочу рідину охолоджують. Залежно від холодоагенту охолоджувачі бувають водяні і повітряні.

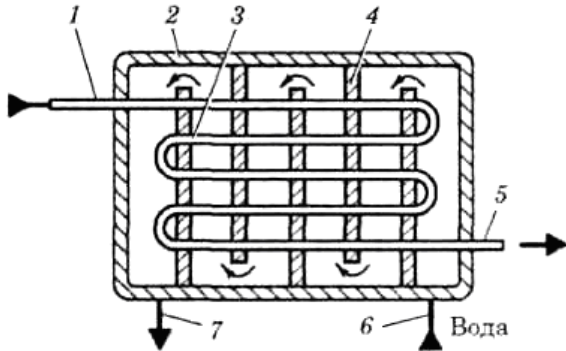


Рис. 3.7. Водяний охолоджувач:
1, 5, 6 і 7 – штуцери; 2 – корпус;
3 – теплообмінник; 4 – перегородка

Охолоджувачі такого типу використовують у гідроприводах вакуум-насосів машин типу МЖТ для внесення рідких органічних добрив.

При повітряному охолодженні олива, що проходить через теплообмінні трубки, охолоджується повітряним потоком, який створюється вентилятором. Найпоширеніші повітряні охолоджувачі у гідроприводах ведучих коліс самохідних машин типу КСК-100, КС-6Б, КСК-9-1 та ін.

Підігрівачі застосовують у гідроприводах машин, що працюють в умовах низьких температур.

У гідроприводах сільськогосподарських машин найчастіше використовують сітчасті фільтри, а їх розрахунок полягає у визначенні його ефективної площі

$$S_{\phi} = 60Q \frac{\mu}{k \Delta P_{\phi}}, \text{ см}^2 \quad (3.1)$$

де Q – продуктивність насоса, л/с;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, Нс/м²;

k – коефіцієнт пропорційності, л/см²;

ΔP_{ϕ} – перепад тиску на фільтрі, МПа.

$$\mu = \nu \rho, \text{ Нс/м}^2 \quad (3.2)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, м²/с;

ρ – густина робочої рідини, кг/м³.

Розрахунок теплообмінника зводиться до визначення площі його поверхні з урахуванням кількості тепла, що виділяє система, температури оточуючого середовища і температури, до якої допускається нагрівання робочої рідини. Остання не повинна перевищувати 50°C.

4. ГІДРОПОСУДИНИ

4.1. Гідробаки

Гідропосудиною (гідромісткістю) називають пристрій, призначений для зберігання у ній робочої рідини з метою використання в процесі роботи гідроприводу. До гідропосудин належать *гідробаки* і *гідроакумулятори*.

Гідробак призначений для живлення гідроприводу робочою рідиною. Крім того, у гідробаку рідина частково охолоджується, звільняється від повітря і очищується.

Складовими частинами гідробака є корпус, фільтр із запобіжним клапаном, сапун, заливна горловина, зливна пробка, пристрій для контролю рівня рідини та ряд штуцерів чи наконечників для приєднання всмоктувальних і зливних трубопроводів.

Корпуси гідробаків виготовляють циліндричної та прямокутної форм із листової сталі.

У кормо- і коренебульбозбиральних машинах та зернозбиральних комбайнах застосовують одно- та двосекційні гідробаки.

На рис. 4.1 показано будову гідробака гідроприводу керування положенням робочих органів і механізмів та гідроприводу рульового керування коренезбиральної машини типу КС-6Б і зернозбирального комбайна СК-5М.

У гідроприводах сучасних сільськогосподарських машин, наприклад, зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич», передбачено одну й ту саму робочу рідину для всіх гідроприводів: основного, рульового керування та гідроприводу ведучих коліс. Тому для всіх цих гідроприводів використовується спільний гідробак. Його функціям сприяє підпірний бак, який забезпечує стабільну роботу насосів і швидку сигналізацію про аварійне витікання робочої рідини із гідроприводу. Крім того, такі гідробаки не мають заливних горловин, а заправляються від додаткового бака через напівмуфту. Додатковий бак має ручний насос, заливний та заправний фільтри. Така система заповнення гідроприводу робочою рідиною запобігає потраплянню забруднень у гідропривод.

Гідробаки, що застосовуються у гідроприводах загального машинобудування, бувають з атмосферним і надлишковим (закриті) тиском. Перші з них використовують у гідроприводах сільськогосподарської техніки. Закриті гідробаки (їх ще називають герметичними) виконують у вигляді зварного

циліндра, заповненого повітрям або інертним газом під тиском до 0,2 МПа. Надлишковий тиск сприяє кращому заповненню робочих камер насосів. У гідросистемах пресів закриті гідробаки призначені для заповнення робочих циліндрів рідиною при холостому ході машини, тиск у них 0,8 - 1,0 МПа.

Типову схему гідробака з атмосферним тиском показано на рис. 4.2. Корпус бака 1 закритий кришкою 2, яка запобігає потраплянню сторонніх домішок у бак. Через кришку у бак входить трубопровід зливної 3 і всмоктувальної 5 ліній. Для заповнення бака у кришці передбачена заливна пробка 4 з дренажним отвором, який забезпечує вирівнювання тиску всередині і зовні гідробака, а також відведення газу та повітря із робочої рідини в атмосферу. Дренажний отвір оснащено повітряним фільтром. В корпусі гідробака встановлено зливні пробки 7 для зливу рідини під час її заміни. Для цього дно бака нахилене до горизонту під кутом 5 - 10° в бік пробок.

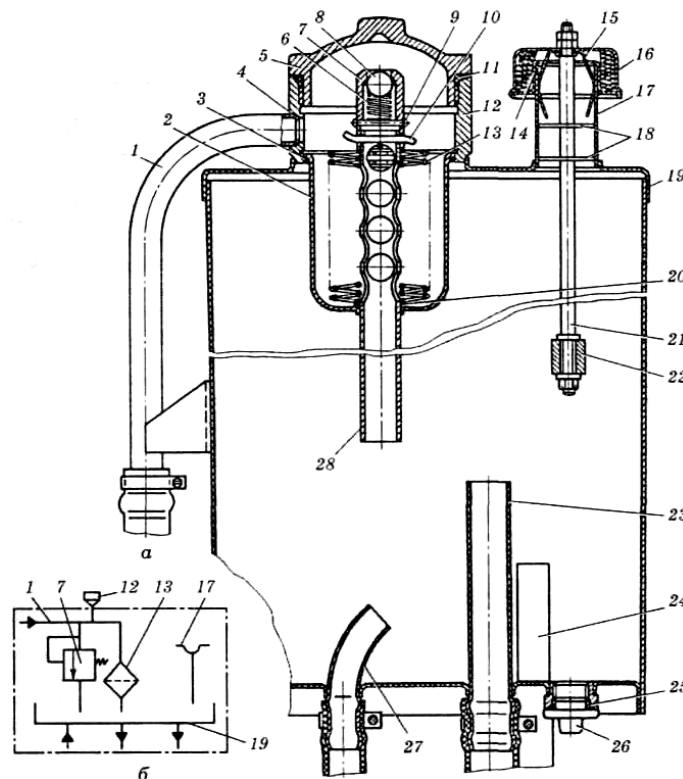


Рис. 4.1. Гідробак гідроприводу (основного) зміни положення робочих органів та гідроприводу рульового керування машини типу КС-6Б:

а – будова; б – гідравлічна принципова схема; 1 – зливний трубопровід основного гідроприводу; 2 – зливний стакан; 3, 11, 20 і 25 гумові ущільнювальні кільця; 4 – пружне кільце; 5 – кришка; 6 – пружина; 7 – корпус запобіжного клапана; 8 – кулька; 9 – заклепка; 10 – штифт; 12 – горловина; 13 – фільтрувальний елемент; 14 – внутрішній стакан сапуна; 15 – пластинчаста пружина; 16 – зовнішній стакан сапуна; 17 – горловина сапуна; 18 – захисні шайби; 19 – корпус; 21 – шуп; 22 – магніт; 23 – всмоктувальний наконечник основного гідроприводу; 24 – всмоктувальний наконечник насоса гідроприводу рульового керування; 26 – зливна пробка; 27 – зливний наконечник рульового керування; 28 – трубка

Всередині бака розміщена перегородка 6, яка збільшує шлях проходження робочої рідини. Це сприяє відокремленню від робочої рідини повітря і підвищує ефективність її охолодження. З цією самою метою трубопровід зливної гідролінії має зріз під кутом 45°, направлений у бік стінки бака.

Конструктивні розміри бака вибирають із таких умов: об'єм бака

$$V = (2...3)Q, \text{ л} \quad (4.1)$$

де Q – продуктивність насоса гідроприводу, л/хв.

Висота перегородки повинна становити

$$H = \frac{2}{3}L, \text{ мм} \quad (4.2)$$

де L – мінімально допустимий рівень рідини у баку, мм.

Необхідна глибина занурювання трубопроводів зливної і всмоктувальної ліній

$$h \geq (2...3)d, \text{ мм} \quad (4.3)$$

де d – діаметр трубопроводу, мм.

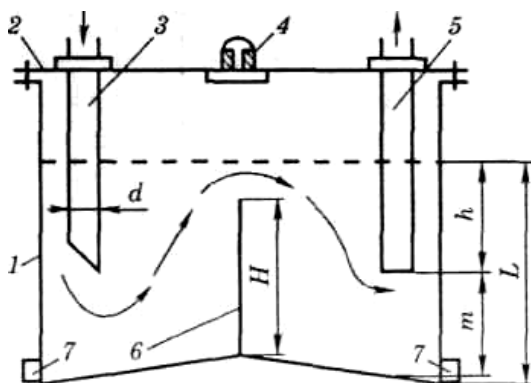


Рис. 4.2. Схема гідробака:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – зливний трубопровід; 4 – зливна пробка; 5 – всмоктувальний трубопровід; 6 – перегородка; 7 – зливні пробки

Зріз всмоктувального трубопроводу повинен знаходитись від дна бака не ближче ніж два діаметра трубопроводу, тобто $m \geq 2d$.

В конструкції бака передбачено місце для показчика рівня робочої рідини, датчика температури, відстійника робочої рідини, магнітних сепараторів тощо.

Матеріал, з якого виготовлено бак або його покриття, повинні бути достатньо стійкими до корозії. Особливо це стосується його внутрішніх поверхонь, оскільки частинки окислів металів є одними із самих небезпечних забруднювачів робочої рідини.

4.2. Гідроаккумулятори

Гідроаккумулятором називається резервуар, в якому, залежно від призначення, акумулюється певний корисний об'єм робочої рідини, що знаходиться під тиском.

У системах гідроприводів гідроаккумулятори застосовують з різною метою, а саме:

- акумулювання енергії;
- аварійного керування;
- компенсації витоку робочої рідини;
- демпфування пульсації (гасіння гідравлічного удару і демпфування коливань).

В процесі роботи, накопичений гідроаккумулятором об'єм робочої рідини може, при потребі, бути повернутим у систему, для цього не потрібно ніякої додаткової енергії. Принцип дії всіх гідроаккумуляторів ґрунтується на акумуляції енергії тиску.

Класифікувати гідроаккумулятори можна за типом носіїв накопиченої енергії – на аккумулятори з ваговим і пружинним навантаженням; за наявністю розділювальних пристроїв – на аккумулятори без роздільника і з роздільником; за конструкцією роздільника – на поршневі, мембранні і балонні; за формою корпусів – на циліндричні і сферичні. Класифікація гідроаккумуляторів представлена на рис 4.3. У механічних системах (з ваговим і пружинним навантаженням) накопичення енергії здійснюється за рахунок зміни потенційної енергії. У аккумуляторах з пневмогідравлічним навантаженням змінюється внутрішня енергія газу. В гідроприводах сільськогосподарської техніки широко застосовують пружинні та пневматичні гідроаккумулятори.

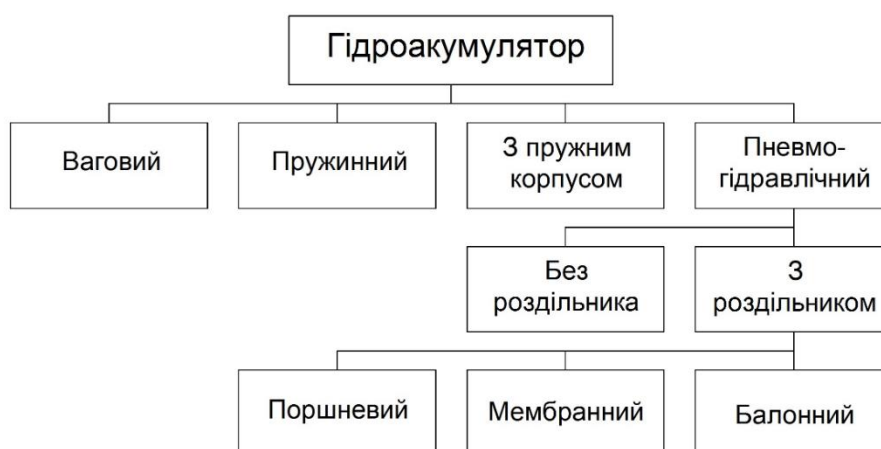


Рис. 4.3. Класифікація гідроаккумуляторів

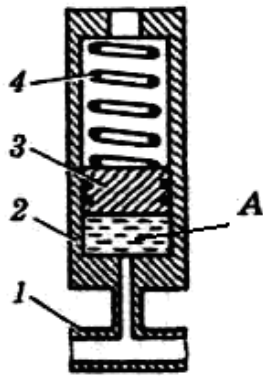


Рис. 4.4. Принципова схема пружинного гідроакумулятора

Пружинні гідроакумулятори застосовують у гідроприводах тракторів. Принцип дії пружинного гідроакумулятора наступний. При підвищенні тиску рідини в напірній лінії 1 (рис. 4.4) поршень 3 переміщується вгору і стискує пружину 4, таким чином відбувається зарядження акумулятора. Якщо тиск рідини в напірній лінії з якоїсь причини зменшується, то поршень під дією сили пружини переміщується вниз і витискає рідину із порожнини А у напірну лінію гідроприводу. Таким чином акумулятор розряджається і віддає накопичену енергію.

Пружинні гідроакумулятори використовують для компенсації просочування і підтримання підпору робочої рідині у гідроприводах навісної системи тракторів (рис. 4.5), або для підтримання тиску робочої рідини, зокрема у бустері фрикціону вимикання передачі, тракторів типу К -701 або Т-150 (рис. 4.6).

Головна відмінність гідроакумуляторів трансмісій тракторів від гідроакумуляторів навісних систем у значно меншій місткості і невеликому ході поршня, але діаметр поршня при цьому, майже вдвічі більший (табл. 4.1).

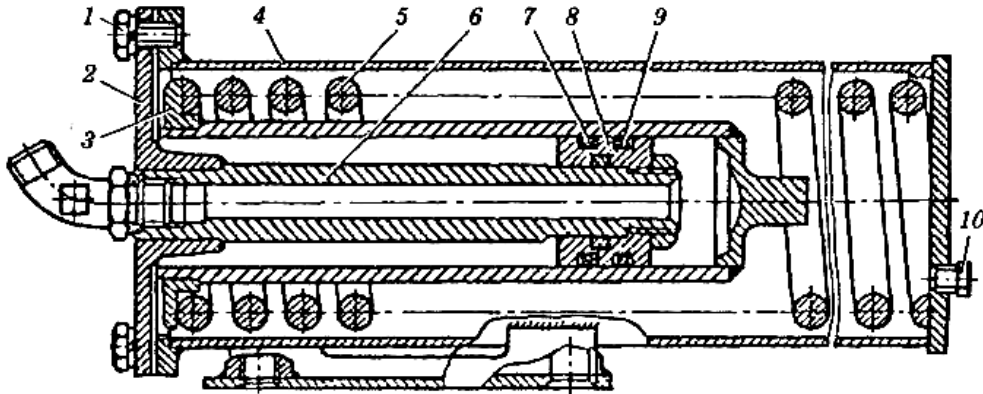


Рис. 4.5. Пружинний гідроакумулятор гідроприводу навісної системи тракторів «Беларусь»:

1 – болт; 2 – передня кришка; 5 – циліндр; 4 – кожух; 5 – пружина; 6 – шток; 7 – захисне кільце; 8 – поршень; 9 – ущільнювальне кільце; 10 – зливна пробка

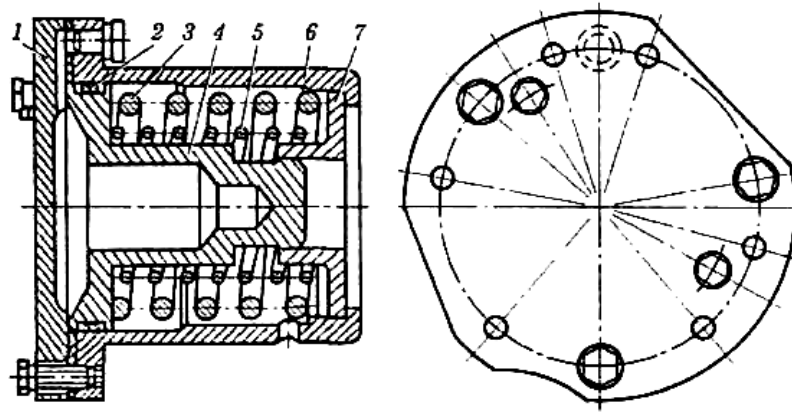


Рис. 4.6. Пружинний гідроаккумулятор трансмісії трактора Т-150К:

1 – кришка; 2 – ущільнювальне кільце; 3 – велика пружина; 4 – поршень; 5 – мала пружина; 6 – кожух; 7 – денце

4.1. Характеристики пружинних гідроаккумуляторів

Показник	Марка гідроаккумулятора	
	150.37.044-1	50.4609065
Діаметр поршня, мм	110	55
Хід поршня, мм	17	160
Тиск, МПа:		
- мінімальний	0,63	0,8
- максимальний	0,84	3,1
Маса, кг	8,7	14,5
Застосування	Трансмісія тракторів типу Т-150	Навісна система тракторів МТЗ-80, МТЗ-82

Основні конструктивні параметри пружинних гідроаккумуляторів визначають за наступними залежностями. Місткість

$$V = Sl, \text{ м}^3 \quad (4.4)$$

де S – площа поршня, м^2 ;

l – хід поршня, м.

Тиск робочої рідини

$$P = \frac{F_1 + zl}{S}, \text{ Па} \quad (4.5)$$

де F_1 – зусилля пружини при її вихідній деформації, Н;

z – жорсткість пружини, Н/м.

l – хід пружини, м.

Оскільки зусилля пружини залежить від ступеня її стиснення, то тиск у пружинному гідроаккумуляторі залежить від рівня його заповнення, тобто тиск рідини не є постійним.

Принцип дії *пневмогідроаккумуляторів* базуються на використанні стисливості газу, що використовується для акумуляції енергії рідини. Функції енергоносія часто виконує азот. Пневмогідроаккумулятори мають дві порожнини: для рідини і для газу з газонепроникним розділювальним елементом. Порожнина для рідини з'єднується з гідравлічним контуром так, що при підвищенні тиску газ стискається, а при падінні тиску стиснений газ розширяється і витісняє накопичену рідину назад у контур.

В загальному випадку балонний пневмогідроаккумулятор (рис. 4.7) складається з високоміцного резервуара 9, в середині якого розміщується герметичний балон 2, який виготовлено з еластичного матеріалу і заповнено газом. Заповнення балона здійснюється через розташований у верхній частині газовий клапан 11. Клапан для рідини 6, розміщено на нижньому кінці резервуара. Його діаметр значно більший за діаметр клапана для газу. Це пов'язано з двома причинами: по-перше – величина цього діаметру обумовлена пропускною здатністю каналу; по-друге – монтаж і демонтаж балона 2 здійснюється через нижній отвір резервуара.

Принцип дії балонного гідроаккумулятора можна пояснити за допомогою схеми зображеної на рис 4.8. В залежності від режиму роботи пневмогідроаккумулятор, балон заповнюють азотом з певним тиском P_0 , який займає всередині резервуара об'єм V_0 (див. рис. 4.8. а).

В цьому стані клапан рідини закритий балоном. При зростанні тиску робочої рідини в системі гідроприводу, вона відкриває клапан і надходить у нижню частину резервуара, стискаючи балон до об'єму V_1 (див. рис. 4.8. б). Коли тиск робочої рідини досягає максимального значення, газ в балоні стискається до тиску P_2 , і займає всередині резервуара об'єм V_2 (див. рис. 4.8. в). В цьому стані гідроаккумулятор повністю заповнений.

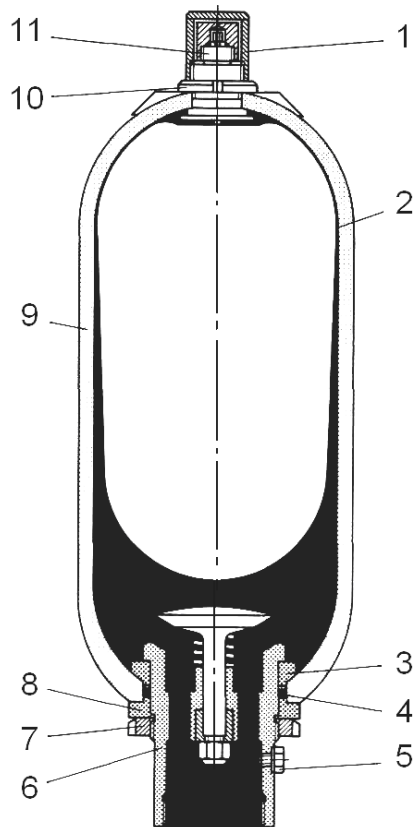


Рис. 4.7. Балонний гідроаккумулятор:
 1 – кришка; 2 – балон; 3 – сухарики; 4 – ущільнювальне кільце; 5 – пробка випуску повітря; 6 – клапан рідини; 7 – шліцьова гайка; 8 – розпірне кільце; 9 – резервуар; 10 – стопорна гайка; 11 – газовий клапан

Мембранний пневмогідроаккумулятор (див. рис. 4.9) складається з розрахованого на сприйняття тиску сталевого резервуара 2, який, як правило, виконано у вигляді кулі або циліндра. Всередині резервуара розміщується еластична мембрана 3, яка виконує функції розділової ланки. Для конкретних умов роботи, через певні проміжки часу виникає необхідність змінювати мембрану, яка не витримує терміну експлуатації всієї машини.

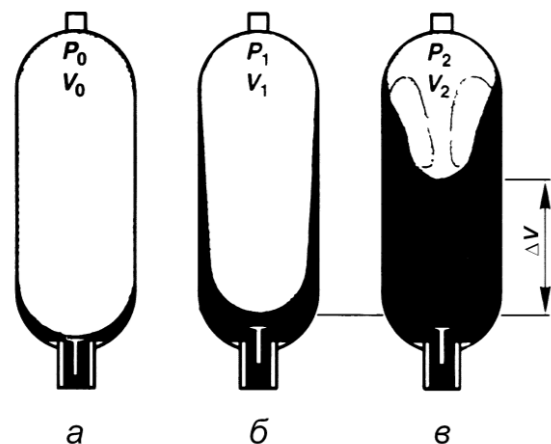


Рис. 4.8. Схема роботи пневматичного балонного гідроаккумулятора:
 а – вихідне положення; б – початок заповнення; в – повністю заповнений

Тому корпуси мембранних пневмогідроаккумуляторів виготовляють як в нерозбірному (зварному), так і у розбірному виконанні.

Захист мембрани від пошкоджень забезпечують як за рахунок її особливого розміщення перед зварюванням, так і за рахунок відповідного способу зварювання, наприклад, електронно-променевого. Перед зварюванням кільцевого шва у зварному варіанті, технологічно забезпечують притискання мембрани до внутрішнього контуру нижньої частини резервуара.

У розбірних резервуарах мембрана утримується за допомогою різьбового з'єднання верхньої частини з нижньою. У обох виконаннях мембрана в центрі нижньої частини споряджена спеціальним тарілчастим затвором 4, який запобігає її витягуванню. Небезпека такого явища, перш за все, виникає у випадку порожнього акумулятора.

Принцип дії мембранного акумулятора зображено на рис 4.10. У вихідному положенні верхня порожнина заповнена газом, переважно азотом, з відповідним тиском попереднього наповнення P_0 . При цьому мембрана облягає внутрішній контур нижньої порожнини акумулятора а тарілчастий затвор клапана перекриває нижній отвір, який з'єднано з гідросистемою.

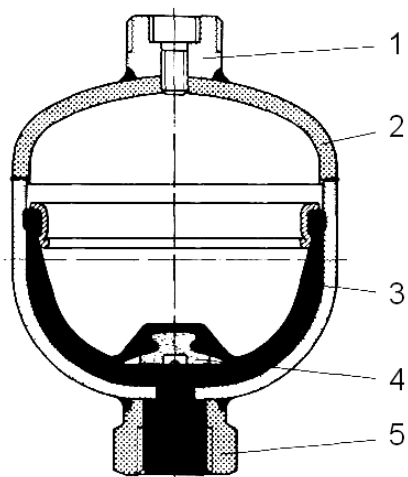


Рис. 4.9. Мембранний гідроакумулятор:
1 – газований клапан; 2 – резервуар; 3 – мембрана; 4 – тарілчастий затвор клапана; 5 – приєднувальний штуцер

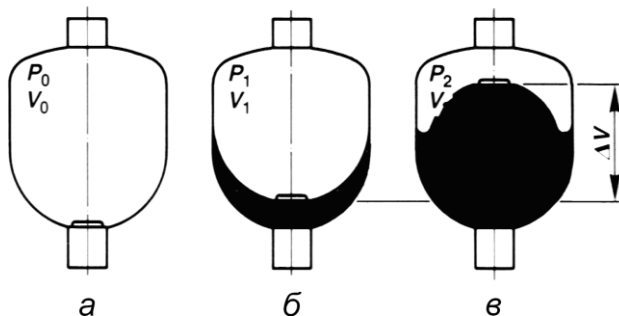


Рис. 4.10. Схема роботи пневматичного мембранного гідроакумулятора:
а – вихідне положення; б – початок заповнення; в – повністю заповнений

Так само, як і у випадку з балонним акумулятором, тарілчастий затвор клапана відкривається в той момент, коли тиск рідини досягає мінімального робочого значення P_1 і рідина починає заповнювати нижню порожнину акумулятора. Корисна кількість рідини в акумуляторі дорівнює різниці між об'ємом газу при мінімальному і максимальному надмірному тисках.

Робоче положення мембранних акумуляторів може бути будь-яким, проте перевага надається вертикальному розміщенню.

Типова конструкція поршневого акумулятора зображена на рис. 4.11. Він складається з циліндричного корпусу 6, поршня 5 з системою ущільнень 4, а також торцевих кришок 3, одна з яких споряджена газівим клапаном 1, а через іншу здійснюється приєднання до гідросистеми через канал 8. Циліндричний корпус виконує дві функції – з одного боку, він служить для сприйняття внутрішнього тиску, а з іншого – для напрямку поршня, який є розділовим елементом між камерою для рідини і камерою для газу. Принцип дії поршневого акумулятора наступний (див. рис. 4.12).

Наповнення камери для газу за допомогою азоту до відповідного тиску попереднього наповнення P_0 призводить до того, що поршень переміщується до нижньої кришки, прилягає до неї і перекриває отвір для входу рідини (див. рис. 4.12 а). Коли тиск оливи в системі гідроприводу досягає мінімального надмірного тиску P_1 , поршень починає переміщатися вгору (див. рис. 4.12 б) і стискає газ до максимального тиску P_2 (див. рис. 4.12 в). Корисний об'єм ΔV ,

дорівнює різниці між об'ємами V_1 і V_2 . Для забезпечення того, щоб між обома камерами забезпечувався по можливості однаковий тиск, необхідно, щоб тертя між ущільненням поршня і внутрішньою стінкою було дуже малим. Тому поверхня з внутрішньої сторони корпуса повинна оброблятися особливо тонко. Крім цього, розробляються конструкції ущільнень поршня, що мають менші втрати на тертя у порівнянні зі стандартними. Та навіть за умови дуже якісної обробки внутрішньої поверхні, внаслідок наявності тертя між поршневим ущільненням і внутрішньою стінкою, немає можливості повністю уникнути різниці між тиском у камері для газу і тиском у камері для рідини.

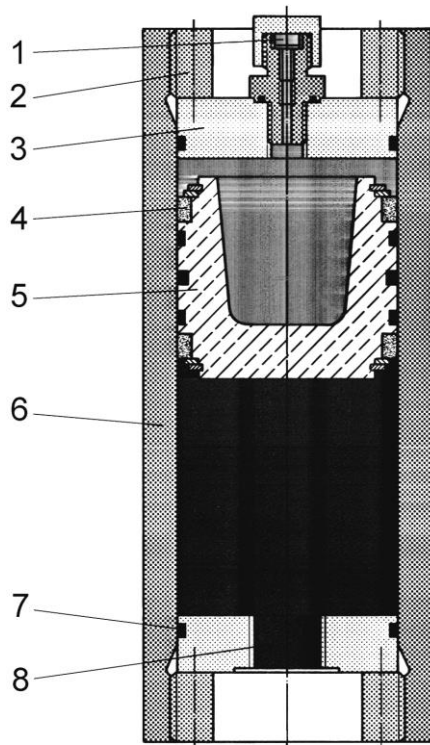


Рис. 4.11. Поршневий гідроаккумулятор:
1 – газовий клапан; 2 – гайка; 3 – кришка;
4 – система ущільнень; 5 – поршень;
6 – корпус; 7 – ущільнююче кільце; 8 – отвір для оливи

Зважаючи на те, що опір переміщенню поршня завжди існує, застосування поршневих гідроаккумуляторів у системах гідроприводу при малому робочому тиску не є доцільним.

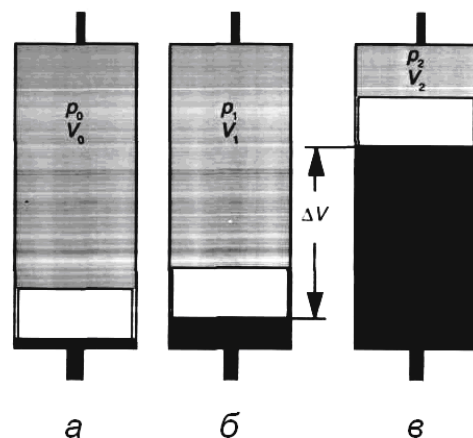


Рис. 4.12. Схема роботи пневматичного поршневого гідроаккумулятора:
а – вихідне положення; б – початок заповнення; в – повністю заповнений

За рахунок певних змін у конструкції поршневого гідроаккумулятора можна розширити його функціональні можливості (див. рис. 4.13). Змінивши конструкцію кришки 2, через яку підводиться олива і обладнавши поршень 1 штоком 3, можна контролювати рівень заповнення гідроаккумулятора, або виконувати певні функції керування, наприклад, при певному тиску вимикати гідронасос живлення. Для цього на штоку встановлюють упор перемикання 4, який або безпосередньо механічним способом, або за допомогою електромагнітних реле здійснює функції керування.

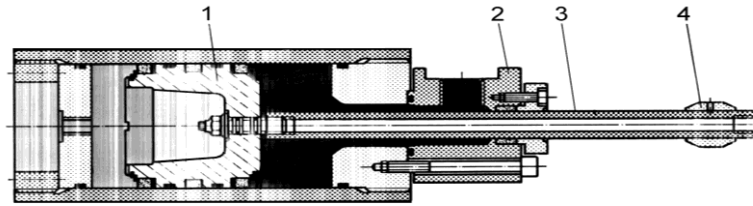


Рис. 4.13. Вдосконалений поршневий пневматичний гідроакумулятор:
1 – поршень; 2 – кришка; 3 – шток; 4 – упор керування

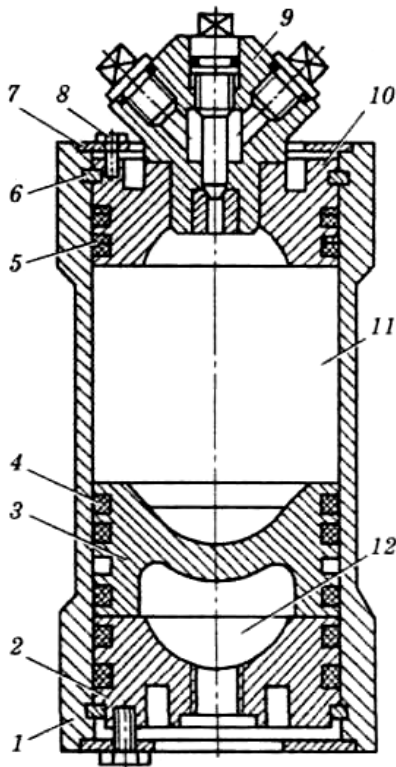


Рис. 4.14. Пневмогідрравлічний гідроакумулятор типу АП:

1 – циліндр; 2 і 10 – кришки; 3 – поршень; 4 і 5 – ущільнювальні кільця; 6 – металеве кільце; 7 – шайба; 8 – гвинти; 9 – пристрій для зарядки газом; 11 – порожнина газу; 12 – порожнина оливи

Пневматичні гідроакумулятори використовують у якості основних джерел гідравлічної енергії в акумуляторних гідроприводах (наприклад у рулонному прес-підбирачі ПРП-1,6) і у якості додаткових джерел енергії в насосних гідроприводах (наприклад, у проріджувачі цукрових буряків ПСА-5,4). В останньому випадку використання гідроакумуляторів дає можливість зменшити потужність насоса до середньої потужності гідродвигуна, що працює в режимі періодичних пікових навантажень.

Будову пневмогідрравлічного акумулятора з поршневим роздільником типу АП показано на рис. 4.14.

Акумулятори цього типу розраховують на номінальний тиск робочої рідини 16 або 32 МПа і акумульований об'єм робочої рідини.

Акумульований об'єм рідини визначають за формулою

$$V_{ак} = V_{z_{max}} - V_{z_{min}}, \text{ м}^3 \quad (4.6)$$

де $V_{z_{max}}$ – об'єм газу в порожнині гідроакумулятора при мінімальному тиску, м^3 ;

$V_{z_{min}}$ – об'єм газу в порожнині гідроакумулятора при максимальному тиску, м^3 .

Не беручи до уваги втрати при переміщенні розділювача, можна прийняти, що величина тиску в газовому середовищі така сама, як і в рідині. Отже, межі тиску в газовому середовищі повністю визначаються параметрами гідроприводу.

Для політропного процесу зміни стану газу при роботі гідроакумулятора можна записати наступне рівняння:

$$P_3 - V_{\kappa}^n = P_{\min} V_{\kappa \max}^n - P_{\max} V_{\kappa \min}^n, \text{ м}^3 \quad (4.7)$$

де P_3 – тиск зарядження, МПа;

V_{κ} – конструктивний об'єм порожнини гідроакумулятора, м³;

n – показник політропи;

P_{\min} – мінімальний тиск в системі, МПа;

P_{\max} – максимальний тиск в системі, МПа;

Тиск зарядження, як правило, знаходиться к межах $0,13P_{\max} \leq P_3 \leq 0,9P_{\min}$.

Провівши необхідні математичні дії, отримаємо

$$V_{ак} = V_{\kappa} \left[\left(\frac{P_3}{P_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \right], \text{ м}^3 \quad (4.8)$$

У загальних випадках для розрахунків значень показника політропи рекомендується приймати $n = 1,3$; для короткотривалих процесів (швидка розрядка) $n = 1,4$, тобто процес вважається адіабатичним, і для повільних процесів $n = 1$. В останньому випадку параметри газу в акумуляторі змінюються за ізотермою.

Крім зазначених вище варіантів використання акумуляторів, встановлення будь-якого з наведених типів гідроакумуляторів позитивно впливає на гідропривод в цілому, демпфуючі можливі гідравлічні удари при різких перемиканнях розподільників і коливання тиску при зупинці рухомих елементів гідродвигунів на упорах, через раптові зміни навантаження на гідродвигуни, а також для компенсації змін об'єму рідини при зміні її температури тощо.

5. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ

5.1. Загальні поняття

Об'ємна гідромашина перетворює механічну енергію на потенціальну енергію стисненої рідини (або навпаки) в процесі попереминого заповнення рідиною камер і витиснення її із цих камер.

За призначенням об'ємні гідромашини поділяють на об'ємні насоси, гідродвигуни та насоси-мотори. Всі вони є гідростатичними машинами.

Об'ємний насос – це гідромашина, що перетворює механічну енергію обертання привідного двигуна на гідравлічну енергію потоку робочої рідини.

Об'ємний гідродвигун (гідромотор, гідроциліндр, поворотний гідродвигун, гідродвигун із зворотно-поступальним рухом вихідної ланки) перетворює гідравлічну енергію на механічну енергію вихідної ланки (вала, штока тощо).

Насос-мотор – це гідромашина, що працює як в режимі об'ємного насоса, так і в режимі об'ємного гідродвигуна.

В об'ємних насосах і гідродвигунах переміщення робочої рідини відбувається внаслідок витиснення її із робочих камер витискувачами, виконаними у вигляді поршнів, пластин, зубців тощо.

Робоча камера – це обмежений робочими поверхнями деталей простір об'ємної гідромашини, який періодично змінює свій об'єм і поперемино сполучається з місцями входу та виходу робочої рідини. При цьому входом об'ємного насоса буде всмоктувальна гідролінія, а виходом – нагнітальна (напірна), що завжди перебуває під тиском, більшим за атмосферний. Для гідродвигуна вхідною гідролінією буде напірна, а вихідною – зливна.

Об'ємні насоси і гідромотори поділяють за такими ознаками.

1. За принципом дії: на нерегульовані (з постійним робочим об'ємом) та регульовані, з одним і двома напрямками потоку робочої рідини (реверсивні і нереверсивні).

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

5.2. Шестеренні гідромашини

5.2.1. Шестеренні насоси

Шестеренні гідромашини можуть виконувати функції як насоса, так і двигуна. У таких машин робочі камери утворені поверхнями зубчастих коліс, корпусу і бокових кришок. За конструктивними особливостями Шестеренні насоси бувають з внутрішнім та із зовнішнім зачепленням.

Шестеренний насос з внутрішнім зачепленням (рис. 5.1) складається з корпусу 1, в якому обертаються внутрішня 2 і зовнішня 3 шестерні. Зазори в місці контакту зубів шестерень настільки малі, що забезпечується ефект непроникнення робочої рідини. В зоні максимального віддалення шестерень розміщено сектор 4, який розділяє між собою всмоктувальну *A* і напірну *B* порожнини.

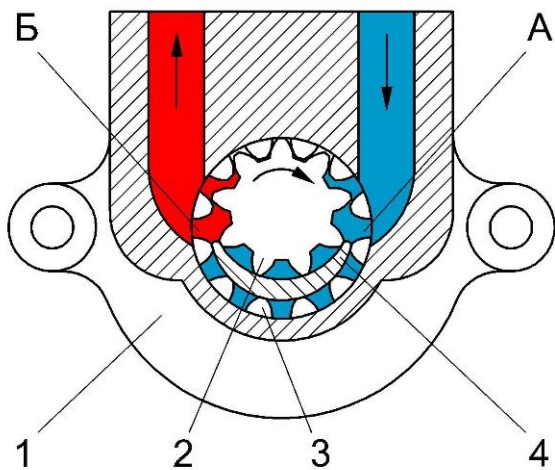


Рис.5.1. Шестеренний насос з внутрішнім зачепленням:

1 – корпус; 2 – внутрішня шестерня; 3 – зовнішня шестерня; 4 – розділювач

Внутрішня шестерня 2 обертається у напрямку вказаному стрілкою і приводить у рух в тому ж напрямку зовнішню шестерню 3. Впадини між зубами шестерень в нижній частині утворюють всмоктувальну порожнину *A*, куди із бака частково самопливом, частково за рахунок створюваного вакууму, засмоктується робоча рідина. При обертанні шестерень робоча рідина переміщується у бік напірної порожнини *B*. В зоні порожнини *B* зазор між зубами зменшується і вони знову вступають у зачеплення, а робоча рідина виштовхується у напірну магістраль.

Загальну будову і принцип дії *шестеренного насоса із зовнішнім зачепленням* показано на рис. 5.2. При обертанні шестерень назустріч одна одній, зуби виходять із зачеплення у порожнині *A*, де створюється розрідження. За рахунок різниці тисків у баці і порожнині *A* олива із бака заповнює вивільнений простір, і далі, знаходячись у западинах шестерень, переміщується до порожнини *B*. Тут зуби однієї шестерні входять у западини другої і витісняють з них оливу у напірну порожнину *B*.

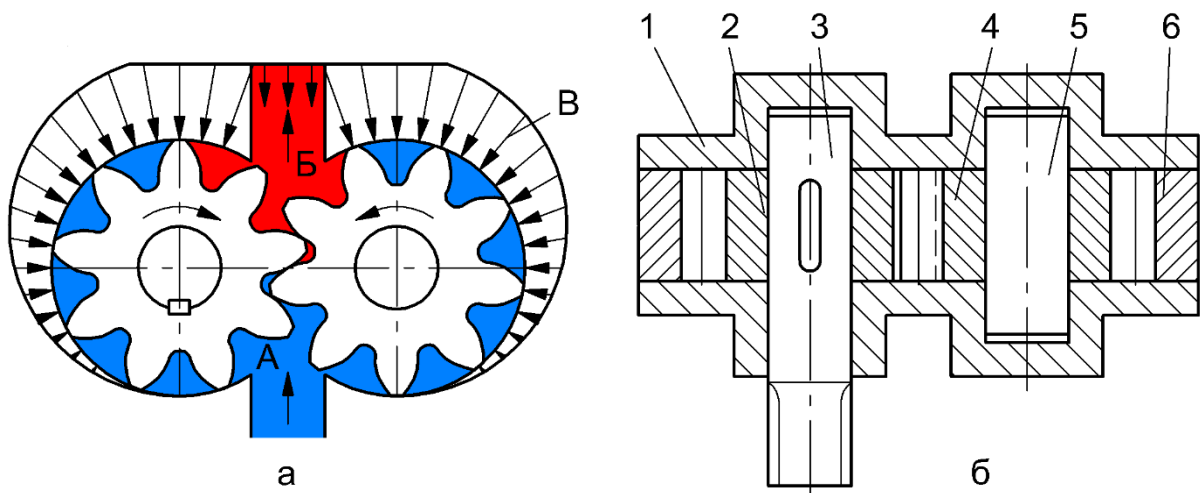


Рис. 5.2. Шестеренний насос із зовнішнім зачепленням

a – схема роботи; *б* – будова; 1 і 7 – бокові кришки; 2 – ведуча шестерня; 3 – вал; 4 – ведена шестерня; 5 – вісь; 6 – корпус; *A* – всмоктувальна порожнина; *Б* – напірна порожнина; *V* – еюра тиску рідини

Характерним для шестеренних насосів є те, що тиск у западинах по мірі наближення до напірної порожнини збільшується (див. рис. 5.2, *a*, еюра *V*). Аналогічний характер зміни тиску спостерігається і в торцевому зазорі між шестернями і кришками. Внаслідок цього виникають невірноважені зусилля, що сприймаються підшипниковими опорами валів.

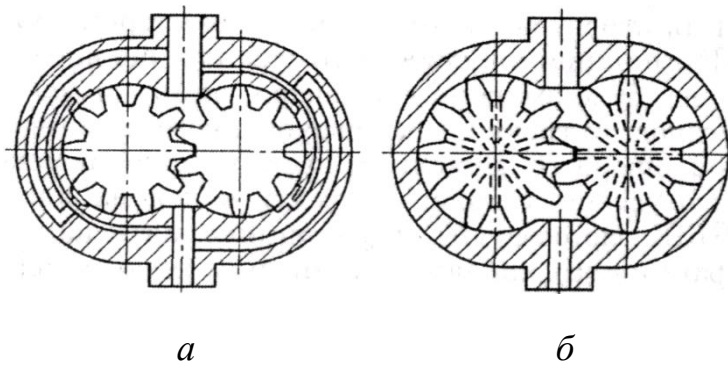


Рис. 5.3. Схема розвантаження шестерень від радіальних сил тиску оливи:
a – за допомогою каналів у корпусі;
б – за допомогою радіальних каналів на шестернях

Для розвантаження підшипників від таких зусиль застосовують гідравлічну протидію. З цією метою діаметрально протилежно камери сполучають каналами відповідно з порожнинами нагнітання і всмоктування (рис. 5.3, *a*). Досконалішим є розвантаження за допомогою радіальних непересічних каналів, виконаних у шестернях, які сполучають кожну пару діаметрально розташованих западин шестерень (див. рис. 5.3, *б*).

У гідроприводах сільськогосподарської техніки застосовують такі типорозміри шестеренних насосів: НШ-10, НШ-32, НШ-50, НШ-67, НШ-100, НШ-160 і НШ-250 та ін., що виконані за трьома конструктивними схемами – НШЕ, НШУ і НШК.

Перші дві букви означають «насос шестеренний», цифри – робочий об'єм або теоретичну подачу оливи в см^3 за один оберт вала. 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 додаткової букви, що свідчить про це, не пишуть.

Згідно з ГОСТ 8753-71 шестеренні насоси поділяють на чотири групи і позначають цифрами 1, 2, 3 і 4, які крім одиниці пишуть на етикетці останніми.

1 група – насоси з номінальним тиском 10 МПа (100 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 46 і 67 см^3 - наприклад, НШ-32У.

2 група – насоси з номінальним тиском 14 МПа (140 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 50, 67, 100, 160 і 250 см^3 , наприклад, НШ-32У-2.

3 група – насоси з номінальним тиском 16 МПа (160 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 50, 67, 100, 160, 250 см^3 , наприклад, НШ-32У-3.

4 група – насоси з номінальним тиском 20 МПа (200 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 50 і 57 см^3 , наприклад, НШ-32У-4.

У шестеренних насосах некруглого виконання типу НШ-32У гідравлічне розвантаження відбувається за рахунок фасок, виконаних на підшипниках (втулках). У насосах круглого виконання це досягається завдяки тому, що на кожній шестерні принаймні три западини сполучені між собою, оскільки вони виступають за межі обойми.

Основною причиною витікання рідини (перетікання із напірної порожнини насоса у всмоктувальну) близько 75 -80 % є наявність торцевих зазорів між втулками і шестернями. Тому в насосах, що працюють при високих тисках (понад 10 МПа) застосовують пристрої для автоматичного ущільнення шестерень по торцях. Такі пристрої називають системою автоматичної компенсації торцевих зазорів. Схему насоса з такою системою показано на рис. 5.4.

Дві рухомі плаваючі втулки 1 і 2 із антифрикційного матеріалу тиском оливи, що підводиться із гідролінії нагнітання в порожнину А, притискаються до торців шестерень 3 і 5, притискаючи останні до нерухомих втулок 4 і 6. З боку западин шестерень на втулки 1 і 2 також діє сила тиску оливи. Оскільки площа з боку шестерень менша на величину суми площ профілів зубів, то притискувальне зусилля буде дещо більшим відтискувального зусилля.

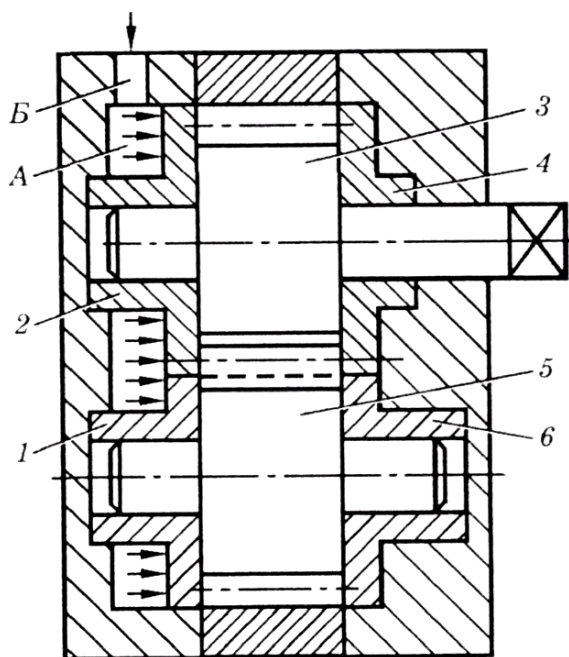


Рис. 5.4. Схема шестеренного насоса з автоматичною компенсацією торцевого зазору:

1, 2, 4 і 6 – втулки; 3 – ведуча шестерня;
5 – ведена шестерня; А – порожнина;
Б – канал напірної лінії

Із рис. 5.4 видно, що сумарне зусилля тиску оливи в порожнині А, притискувальної втулки до шестерень, практично діє по їх осі. Проте напрямок сумарного зусилля, що відтискує втулки від шестерень, буде зміщеним від центра, оскільки має місце нерівномірність розподілу тиску від всмоктувального до напірного отвору (див. рис. 5.2, епюра В). Внаслідок цього виникає перекіс втулок. З метою усунення такого явища в деяких насосах, наприклад, типу НШЕ, застосовують диференційне підтискання втулок відповідно до фактичного характеру розподілу тиску в торцевому зазорі. Диференційне підтискання здійснюється за допомогою фігурної камери, утвореної спеціальною манжетою 4 (див. рис. 5.6). В насосах круглого виконання диференційне підтискання втулок здійснюється завдяки манжетам 8 (див. рис. 5.7), вмонтованим у платику-замикачі 10.

Під час роботи шестеренного насоса можливе утворення високого пульсуючого тиску (компресії) оливи, що призводить до додаткового навантаження на підшипники (втулки) і корпус. Це явище виникає внаслідок запирання (замкнення) оливи у западинах шестерень між точками *c* і *d* (рис. 5.5, а). Якщо зменшити товщину зуба, забезпечивши зазор *s* по нормалі до його профілю (див. рис. 5.5, б), замкнення оливи на ділянці *c - d* не відбудеться. Однак при великому значенні коефіцієнта перекриття ($\tau > 1$) і щільному приляганні двох пар зубів в точках *e* і *f* утвориться замкнена порожнина (див. рис. 5.5, в). З метою зменшення негативного впливу описаного явища коефіцієнт перекриття доводять до $\tau < 1,1$, а на торцях втулок чи бічних кришках виконують розвантажувальні канавки *K* невеликої глибини (див. рис. 5.5, г).

Якість роботи шестеренних насосів і їх подача значною мірою залежать від заповнення западин міжзубового простору на етапі всмоктування. Річ у тім, що олива, яка надходить із всмоктувальної порожнини в западину, набуває кутової швидкості обертаючих шестерень. Внаслідок цього виникає відцентрова сила, яка намагається відкинути оливу із западини. Крім цього, внаслідок дії цієї сили у западинах може виникнути локальне кипіння (кавітація) оливи, що негативно позначається на роботі насоса. Тому колову швидкість шестерень обмежують до 5 - 6 м/с, а також застосовують пристрої для поліпшення живлення насоса.

Такими пристроями можуть бути ежектори чи дифузори, встановлені на всмоктувальній порожнині, всмоктувальну порожнину можна виконати з великим кутом обхвату тощо. Хоча шестеренні насоси самовсмоктувальні, їх, як правило, встановлюють нижче гідробаків із можливо малою довжиною всмоктувального трубопроводу.

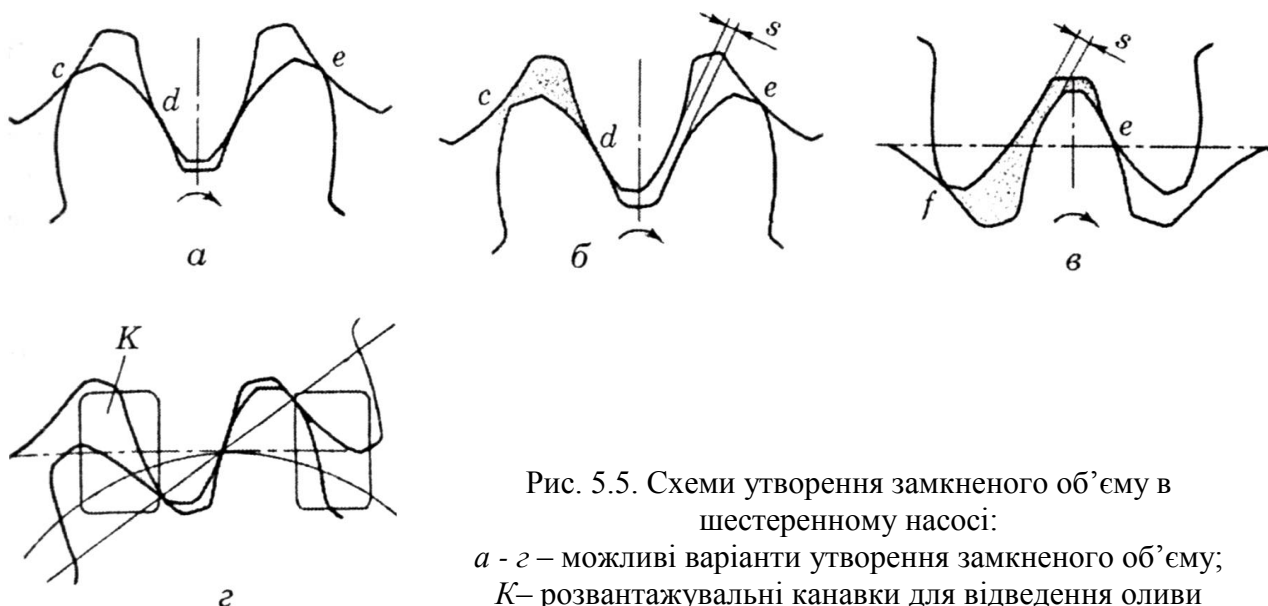


Рис. 5.5. Схеми утворення замкнутого об'єму в шестеренному насосі:
 а - г – можливі варіанти утворення замкнутого об'єму;
 К – розвантажувальні канавки для відведення оливи

Подача шестеренних насосів залежить від застосування пристроїв, що усувають дефекти конструкції саме такого типу насосів, а також від величини міжзубового простору. Чим більший об'єм робочих камер, тим більша подача насоса. Проте збільшення об'єму робочих камер за рахунок збільшення кількості зубів шестерень небажане, оскільки в цьому разі збільшуються габарити насоса. Віддають перевагу більшому модулю зачеплення при меншій кількості зубів.

Основні параметри шестеренних насосів наступні. Робочий об'єм V_p насоса – це кількість рідини, яку витискає насос за один оберт вала, см^3 . Насос за кожний оберт подає кількість оливи, що дорівнює сумі об'ємів западин обох шестерень. Вважають, що об'єм западин і зубів висотою $h = 2m$ рівні між собою (m – модуль зачеплення). В цьому випадку робочий об'єм западин шестерень дорівнює об'єму кільця товщиною $h = 2m$, шириною b (ширина шестерні) і діаметром D_0 початкового кола вінця шестерні

$$V_p = 2\pi D_0 m b . \quad (5.1)$$

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

$$V_p = 2\pi m^2 z b . \quad (5.2)$$

Одиниця вимірювання робочого об'єму в системі СІ – м³. Ряди номінальних робочих об'ємів регламентовані.

Номінальний тиск $P_{ном}$ насоса на виході – це найбільший тиск, при якому насос може працювати протягом певного терміну із збереженням параметрів в межах встановлених норм. Ряди номінальних тисків регламентовані.

Одиниця тиску, прийняті в системі СІ – Паскаль (Па). Це тиск, що спричинюється силою 1 Ньютон на поверхню 1 м². Отже, 1 Па = Н/м². У якості одиниці тиску використовують також Мега Паскаль (1 МПа = 10⁶ Па = 10 кгс/см²).

Перепад тисків ΔP у напірній P_n і всмоктувальній P_e порожнинах насоса ($\Delta P = P_n - P_e$) створює радіальні сили, що діють на шестерні.

Для практичного розрахунку результативну радіальну силу, що діє на шестерню, можна визначити за формулою

$$F = (0,7...0,8)bD_3 \Delta P, \quad (5.3)$$

де D_3 – зовнішній діаметр шестерні.

$$D_3 = D_0 + 2m. \quad (5.4)$$

Номінальна частота обертання $n_{ном}$ – це найбільша частота обертання, при якій насос працює протягом встановленого терміну із збереженням параметрів в межах встановлених норм. Ряди номінальних частот регламентовані.

Одиниця частоти обертання – с⁻¹ (об/с) або хв⁻¹ (об/хв).

Об'ємна подача насоса – це об'єм рідини, що подається насосом на протязі певного часу. Об'ємну подачу Q , м³/с, визначають за залежністю

$$Q = V_p n, \quad (5.5)$$

де V_p – робочий об'єм, м³;

n – частота обертання, с⁻¹.

Характеристикою насоса називають залежність подачі насоса від тиску нагнітання при постійній частоті обертання вала. Подача насоса при збільшенні тиску нагнітання зменшується. Це пояснюється збільшенням втрат рідини Q_e через просочування її крізь зазори. Характеристикою насоса вважається також залежність подачі насоса від частоти обертання при постійному тиску нагнітання.

Нерівномірність подачі насоса оцінюють коефіцієнтом пульсації, який характеризує відношення зміни миттєвої подачі насоса до середнього значення подачі і визначається за формулою

$$K_n = \frac{Q_{m \max} - Q_{m \min}}{Q_{\text{сєр}}}, \quad (5.6)$$

де $Q_{m \max}$, $Q_{m \min}$ – відповідно максимальне і мінімальне значення миттєвої подачі; $Q_{\text{сєр}}$ – середнє значення подачі.

Пульсуючий характер подачі спричинює пульсацію тиску, а тим самим і вібрацію елементів гідроприводу, що може призвести до їх руйнування. В насосах типу НШ-46У нерівномірність подачі становить 20 – 25 %. Теоретично рівномірну подачу мають тільки гвинтові насоси.

Коефіцієнт подачі K_Q визначають як відношення фактичної подачі насоса Q_ϕ до його ідеальної подачі, що визначається як сума фактичної подачі і сумарних об'ємних втрат Q_ϵ , тобто

$$K_n = \frac{Q_\phi}{Q_\phi + Q_\epsilon}, \quad (5.7)$$

При проведенні приймально-здавальних випробувань насоса визначають зниження подачі насоса при номінальному тиску в напірній лінії Q_n до подачі насоса Q_0 при номінальному тиску у напірній лінії (холостий хід). Відношення цих подач називають об'ємним коефіцієнтом корисної дії (ККД)

$$\eta_v = \frac{Q_n}{Q_0}, \quad (5.8)$$

Оскільки Q_0 незначно відрізняється від теоретичної подачі, то $\eta_v \approx K_Q$.

Корисна потужність насоса N_κ , Вт, це потужність, що надається насосом робочій рідині

$$N_\kappa = PQ, \quad (5.9)$$

де P – тиск, Па;

Q – подача насоса, м³/с.

Потужність насоса N – це потужність, що споживається насосом

$$N = \frac{N_\kappa}{\eta}, \quad (5.10)$$

де η – повний (загальний) ККД насоса.

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

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \eta_v \eta_m, \quad (5.11)$$

де η_m – механічний ККД насоса.

Механічний ККД насоса обумовлений механічними втратами енергії на подолання тертя елементів насоса, що рухаються, тертя цих елементів по рідині, тертя рідин по стінках каналів і місцевих опорів, внутрішнього тертя частинок між собою.

Для шестеренних насосів $\eta_v = 0,92 \dots 0,94$, а $\eta = 0,80 \dots 0,85$.

Шестеренні насоси типу НШЕ застосовують у гідроприводах рульових керувань зокрема косарки-плющилки КПС-5Г, кормозбирального комбайна КСК-100 та ін.

Будову насоса НШ-10Е показано на рис. 5.6. Корпус 1 і кришка 10 насоса виготовлені з алюмінієвого сплаву. В корпусі є два колодязі. По твірній колодязів у місці їх перетину знаходиться лиска на всю глибину колодязів: широка u (17 мм) з боку нагнітання, і вузька v (10 мм) – з боку всмоктування. На дні колодязів знаходиться кільцевий канал, а з боку всмоктування – канал для відведення оливи, що просочилась через ущільнення, у всмоктувальну лінію. В корпусі є також два отвори діаметром 14 мм (всмоктувальний і напірний) та кільцева проточка i під ущільнювальне кільце 5 круглого перерізу.

Шестерні насоса виготовлені з легованої сталі разом із цапфами і мають по 10 зубів. Ведуча шестерня 6 має шліцьовий кінець вала, на якому знаходиться кругова канавка e , де розміщене стопорне кільце.

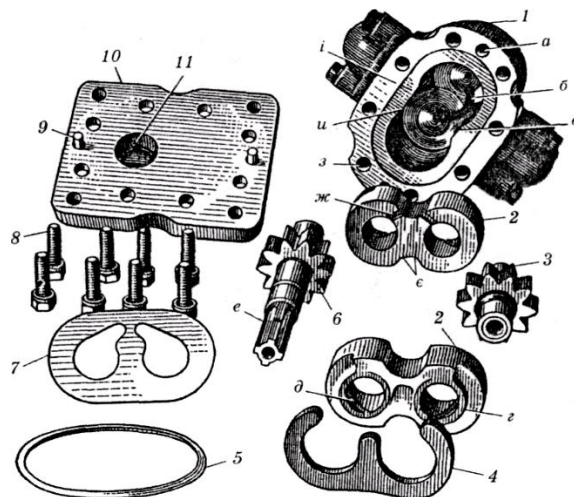


Рис. 5.6. Шестеренний насос НШ-10Е:

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

Підшипники 2, що мають форму вісімки, є опорами цапф шестерень, а також служать для ущільнення торцевих зазорів з боку, протилежного до торців шестерень. На них виконано фігурні канавки *з* 6 мм заввишки під манжету; на площині, що прилягає до торців шестерень, зроблено косі канавки *ж* висотою 1,5 мм для відведення оливи, що просочилась крізь торцеві зазори між шестернями і підшипниками в зону всмоктування, а також прямі вузькі канавки *є* довжиною 7 мм і глибиною 0,5 мм для розвантаження замкнутого об'єму між зубами шестерень.

В отворах під цапфи шестерень з боку нагнітання є дві напівкруглі спіральні канавки *д*, призначені для мащення цапф і їх охолодження.

З метою компенсації зношення і зменшення втрат робочої рідини через зазори між торцями шестерень і підшипниками 2 передбачено автоматичне притискання підшипників до торців шестерень тиском робочої рідини, що підводиться із зони нагнітання під фігурну манжету 4.

Для надійної роботи між кришкою і переднім підшипником з манжетою встановлено овальну пластину 7 з фігурними вирізами всередині. В зовнішню розточку кришки запресовано два каркасних сальники 11, що зафіксовані пружинним кільцем. Зібраний насос нереверсивний.

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

Будову шестеренного насоса типу НШК подано на рис. 5.7.

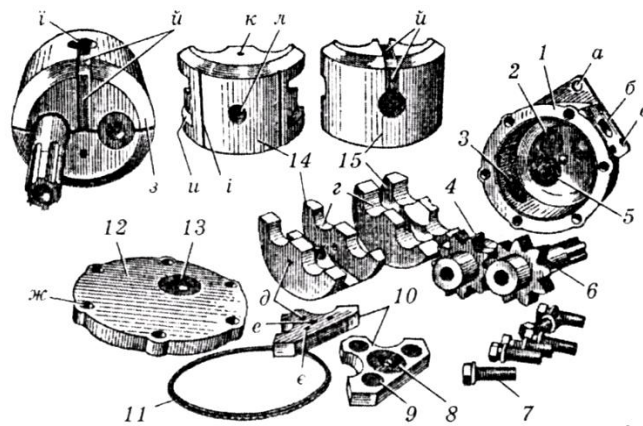


Рис. 5.7. Шестеренний круглий насос НШК:

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

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

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

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

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

Цапфи шестерень насоса обертаються в підшипниковій 15 і притискній 14 обоймах. Зовні, на торці обойми, який повернутий до дна корпусу, знаходиться широка фаска 3, на протилежному – вузька.

Підшипникова обойма виготовлена з алюмінієвого сплаву АМО-7-3, її зовнішній діаметр на 0,03 – 0,05 мм більший за діаметр циліндричної розточки корпусу, що забезпечує жорстку опору та стабілізацію міжцентрової відстані розточок під опори шестерень.

У підшипниковій обоймі 15 з внутрішнього боку виконано напівкруглі виточки: меншого діаметру z – під цапфи шестерень, більшого – під шестерні, а в центрі обойми – проточка під торці платики-замікачі 10. У середній частині по довжині підшипникової обойми перпендикулярно осі насоса розміщено всмоктувальний (вхідний) отвір i .

На торці з широкою фаскою і по твірній до всмоктувального отвору підшипникової обойми виконано канавку y прямокутного перерізу для відведення оливи, що витікає з під сальникової порожнини вала ведучої шестерні у всмоктувальну порожнину насоса.

Притискна (рухома) обойма 14 також має напівкруглі виточки z під цапфи і виточки під шестерні. Тут знаходяться два паралельних пази u для розміщення торцевих платиків-замікачів 10. Отвір k у торці обойми, призначений для підведення оливи до манжет 5 і 13, розміщених у дні корпусу і кришки. Посередині обойми є отвір l для нагнітання оливи. Його розмір менший за розмір впускного отвору. Із зовнішнього боку уздовж твірних розміщено два трикутні

пази *i* для відведення оливи у разі, коли манжета радіального притискання 3 буде пошкоджена.

Зовнішній діаметр притискної обойми на 0,2 – 0,3 мм менший за розточку в корпусі насоса. Це дає можливість здійснювати компенсацію радіальних зазорів між поверхнею обойми і зубами шестерень завдяки радіальному притисканню тиском оливи між манжетою 3 і опорною пластиною.

Торці шестерень ущільнюються двома платиками-замикачами 10, що притискаються оливою, яка знаходиться в камерах тиску манжет 8 і 9. Пластики виготовлені з бронзи ОДС-5-5. Два кільцевих вирізи в платиках на 0,05 – 0,08 мм більші за діаметр цапф шестерень.

З одного боку платика знаходяться чотири циліндричних проточки, в які вмонтовані гумові манжети (три суцільні і одна велика з отвором у центрі). На протилежному боці платика знаходяться три похилих і один перпендикулярний отвори для підведення оливи під ці манжети, щоб притискати пластики до торців шестерень. Осьове притискання здійснюється оливою, що надходить з напірної камери по похилому і осьовому отворах пластиків. Центральна мала проточка (виконана над похилим отвором) призначена для розвантаження запертого об'єму оливи. Пластики розміщені у притискній обоймі так, щоб манжети знаходились зовні відносно торців шестерень.

У кришці насоса 12, що виготовлена з алюмінієвого сплаву, є заглиблення, в якому розміщено манжету 13 з металевим кільцем.

Круглий насос нереверсивний, може бути або правого, або лівого обертання. Він відрізняється від інших тим, що замість втулок у корпусі розміщено дві обойми і зона високого тиску має значно менший об'єм.

Всі шестеренні насоси оборотні, тобто вони можуть працювати в режимі гідромотора.

Двосекційні шестеренні насоси призначені для одночасного нагнітання робочої рідини двома самостійними потоками в гідроприводах (наприклад, гідропривод навісної системи трактора і гідропривод рульового керування).

Будь-який двосекційний насос складається із двох самостійних насосів, робочий комплект яких розміщено в окремих корпусах, сполучених між собою, і привід їх здійснюється від одного вала, проте мають самостійні всмоктувальні і напірні трубопроводи. Зібраний насос нереверсивний. Будову насоса показано на рис. 5.8.

Переваги двосекційних насосів: для обертання вала насосів потрібно лише один привід; менші габарити, маса двосекційного насоса приблизно на 13 % менша маси двох односекційних насосів; більш просте і зручне обслуговування; компактна конструкція.

Недоліки: два паралельних гідроприводи на тракторі чи сільськогосподарській машині працюють в різних режимах, отже, зношення двох секцій неоднакове; при виході із ладу однієї секції часто доводиться замінювати

або ремонтувати й іншу; у двосекційних насосах важко визначити, яка із секцій несправна.

Проте у сучасних сільськогосподарських машинах все частіше знаходять застосування не лише двосекційні, а навіть і трисекційні насоси.

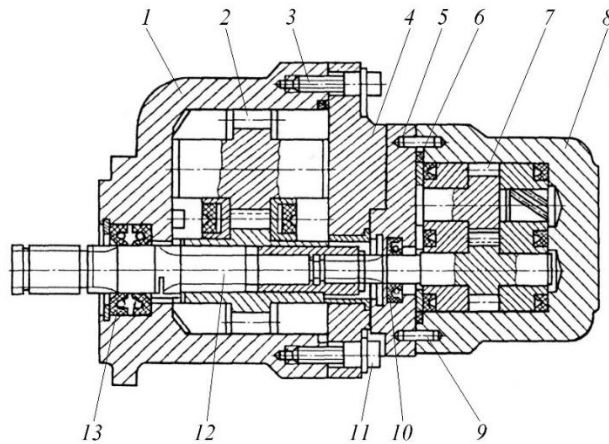


Рис. 5.8. Двосекційний шестеренний насос НШ-32-10-2:

1 і 8 – корпуси насосів відповідно першої і другої секцій; 2 і 7 – шестерні насосів відповідно першої і другої секцій; 3 і 6 – ущільнення кришок; 4 і 5 – кришки насосів відповідно першої і другої секцій; 9 – штифт-фіксатор; 10 – ущільнення вала другої секції; 11 – болт; 12 – вал привідний; 13 – ущільнення привідного вала

Шестеренні насоси з клапаном обмеження витрат рідини призначені для нагнітання робочої рідини з постійною витратою в гідравлічну систему гідропідсилювачів рульових керувань автомобілів, навантажувачів та інших мобільних машин.

Шестеренні насоси типу НМШ призначені для створення і підтримання циркуляції робочої рідини в гідравлічних системах трансмісій тракторів для вмикання і вимикання передач та вала відбору потужності. Насоси цього типу постійно ввімкнені в роботу.

Марку насоса розшифровують так: Н – насос; М – малого тиску, Ш – шестеренний. Цифри вказують робочий об'єм насоса в см³.

Особливість насосів НМШ в тому, що вони мають привалкову площину, через яку виведено хвостовик ведучого вала насоса. В цій площині розміщені всмоктувальні і нагнітальні отвори. Такі насоси автономно не застосовують. Їх, як правило, монтують на коробках передач.

Застосовують насоси марок НМШ-25, НМШ-25-Р, НМШ-50, НМШ-80-1, НМШ-125 і насоси для гідросистеми коробки передач трактора типу К-701.

Насос НМШ-25 має корпус 1 (рис. 5.9), в розточках якого розміщено ведучу 4 і ведену 5 шестерні. Корпус з обох боків закрито нижньою 2 і верхньою 3 кришками. Точність складання насоса забезпечується фіксуючими штифтами 7.

Підшипниками ведучої шестерні є втулки, запресовані у кришці, а підшипниками веденої шестерні – втулки 10, запресовані в шестерню. Ведена шестерня обертається на осі 6, яку утримує від осьових переміщень стопорне кільце 11.

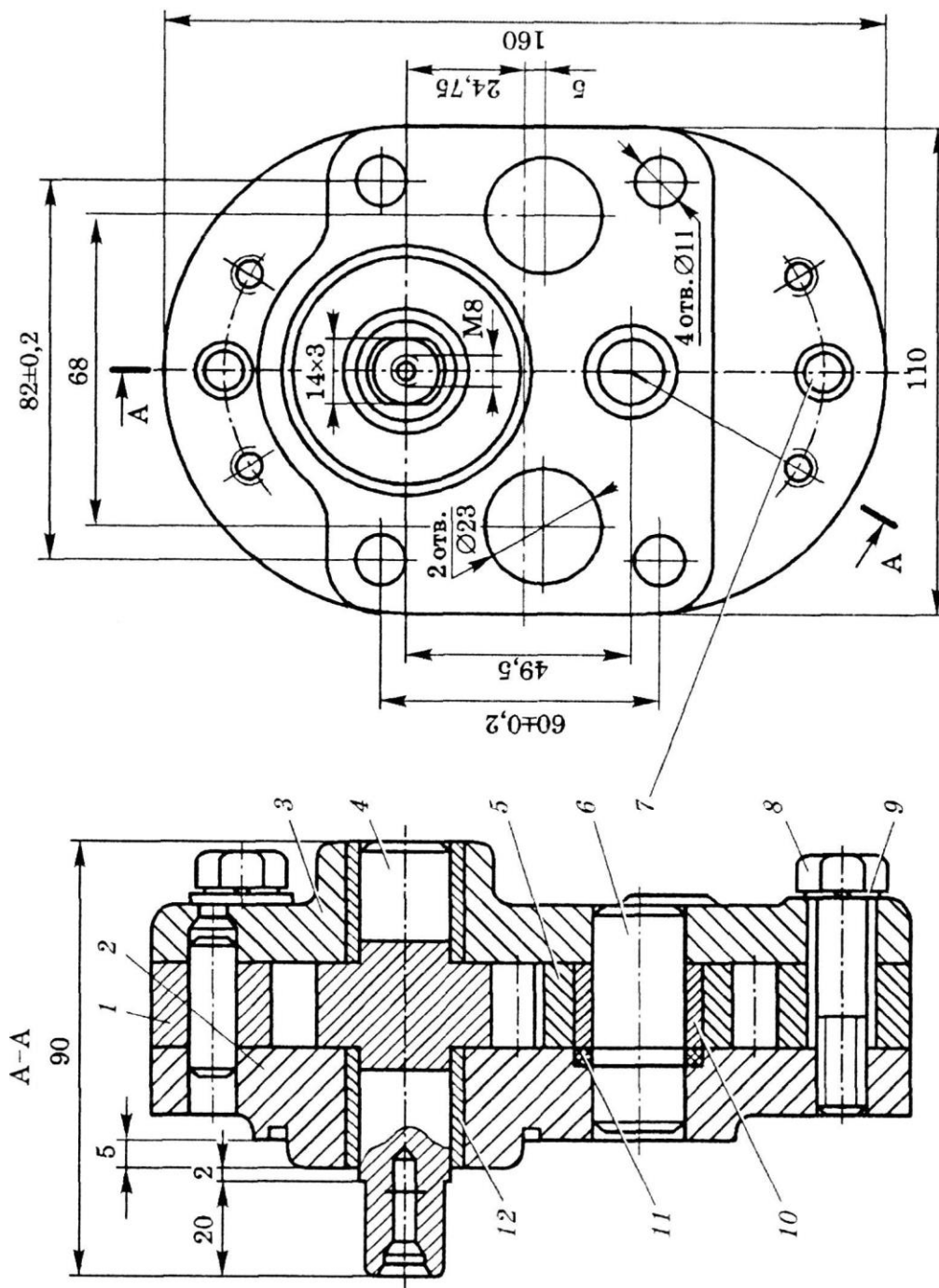


Рис. 5.9. Насос НМШ-25:

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

Ведуча шестерня виготовлена заодно з цапфами, одна із яких довша і закінчується хвостовиком з різьбовим отвором.

Для установки насоса на коробку в кришці 2 насоса передбачено привалкову площину та центрувальний бурт. На привалковій площині є чотири наскрізних отвори для кріплення насоса за допомогою шпильок і два отвори, один з яких всмоктувальний, а другий напірний.

Ведуча шестерня приводиться в дію через хвостовик, на якому закріплено привідну шестерню (трактор Т-150К) або з'єднувальну муфту.

Насос НМШ-250 призначений для нагнітання робочої рідини в гідравлічні системи трансмісій тракторів Т-220, Т-330, Т-500. Це реверсивний насос низького тиску. Його відмінність від НМШ-25 в тому, що в нижній кришці зроблено напірний і всмоктувальний канали, де розміщені два клапани. Завдяки їм робоча рідина постійно надходить в напірну гідролінію. Один клапан перепускає робочу рідину із зони нагнітання насоса в напірну гідролінію, а другий – перекидає надходження рідини із напірної лінії у всмоктувальну порожнину. При зміні напрямку обертання шестерень насоса функції клапанів відповідно змінюються.

Насоси НМШ-50 і НМШ-125 за конструкцією аналогічні насосу НМШ-25, їх відмінність полягає в тому, що вони двосекційні.

5.2.2. Шестеренні гідромотори

Гідромотором називають гідромашину, що перетворює енергію потоку рідини на механічну енергію обертального руху вихідного вала, кут обертання якого необмежений.

Випускають шестеренні гідромотори типу МНШ-32У і МНШ-46У, створені на базі насосів НШ-32У, НШ-46У, гідромотори ГМШ-32, ГМШ-50, ГМШ-67, ГМШ-100, створені на базі круглих насосів, а також гідромотори на базі нових насосів.

Гідромотор типу МНШ відрізняється від насоса НШУ лише тим, що на дні його корпусу знаходиться конічний різьбовий отвір для приєднання до нього дренажного трубопроводу, призначеного для відведення робочої рідини, що просочилася, в бак гідроприводу. Трубопровід має бути опущений нижче рівня робочої рідини в баці і тиск у дренажному трубопроводі не повинен перевищувати 0,05 МПа (0,5 кгс/см²).

Зібраний гідромотор типу МНШ реверсивний і оборотний. Він може працювати як насос правого або лівого обертання та як реверсивний гідромотор. Щоб переналадити гідромотор у насос, треба зняти кришку та з нагнітального блоку вийняти вкладиш і спеціальне ущільнення.

Будова гідромотора ГМШ така сама, як і круглих насосів.

Якщо насос необхідно використати в режимі гідромотора, то робочу рідину підводять з боку напірного отвору. В такому разі насос обертатиметься в протилежному напрямку (рис. 5.10).

Характерною особливістю шестеренних гідромоторів є відсутність кавітації і низький момент зрушування, у зв'язку з чим робочий орган вмикають після розгону гідромотора вхолосту. Мінімальна частота обертання обмежена тільки механічними умовами і становить 500 об/хв. Загальну будову гідромотору типу ГМШ-50 показано на рис. 5.11.

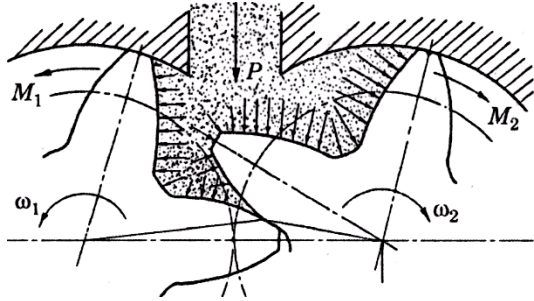


Рис. 5.10. Схема до пояснення принципу дії шестеренного гідромотора

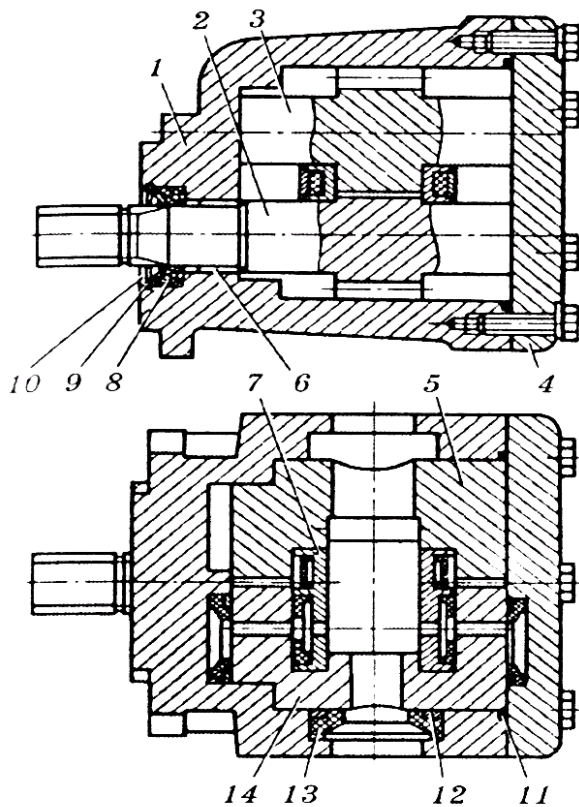


Рис. 5.11. Гідромотор типу ГМШ-50:
 1 – корпус; 2 – шестерня з вихідним валом;
 3 – ведена шестерня; 4 – кришка; 5 – підшипникова
 обойма; 6 – центральна втулка; 7 – платик;
 8 – манжета; 9 – опорне кільце; 10 – стопорне
 кільце; 11 – ущільнювальне кільце; 12 – опорна
 пластина; 13 – манжета радіального ущільнення;
 14 – підтискна обойма

Для всіх типів шестеренних гідромоторів характерний утруднений запуск під навантаженням. Це пов'язано із специфічним характером розподілу тиску рідини в радіальному і осьовому напрямках. Таке явище ще більше посилюється у зв'язку із зношенням поверхонь, що контактують (втулка – торець шестерні, втулка – цапфи вала). Останнє призводить до відмови при запуску гідромотора. Запуск такого гідромотора потребує додаткового поштовху виконавчому органу.

Для поліпшення пускових характеристик запропоновано пристрій, який успішно випробуваний на гідромоторі МНШ-46У (рис. 5.12). У момент запуску потік рідини спрямовується поверхнею *B* по дотичних до початкових кіл шестерень, завдяки чому ефективно використовується динамічна дія потоку рідини і додатково збільшується момент зрушування в 1,3 – 1,5 раза.

Ще одним способом модернізації шестеренних гідромоторів, що поліпшує пускові характеристики і усуває задири на торцях втулок, є виконання зубів шестерень у вигляді зрізаного конуса. Внаслідок чого з'являється кільцевий зазор *b* (рис. 5.13), який сприяє утворенню плівки оливи. Експериментальні дослідження роботи насосів НШ-32У, НШ-46У, НШ-50 в режимі гідромоторів показали, що оптимальне значення зазору повинно бути в межах 0,04 - 0,08 мм.

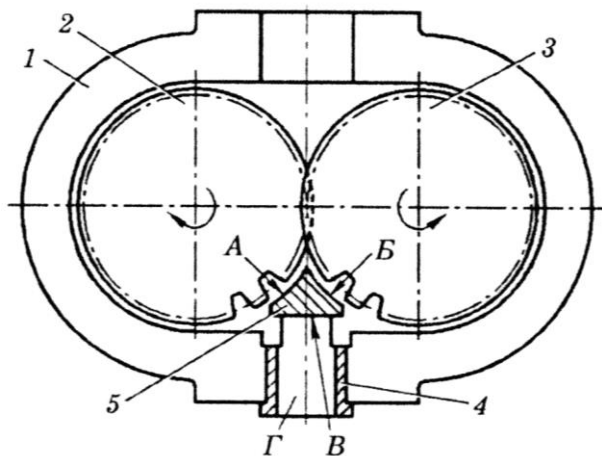


Рис. 5.12. Шестеренний гідромотор з пристроєм для поліпшення його запуску: 1 – корпус; 2 і 3 – шестерні; 4 – втулка; 5 – ущільнювальний конус; А, Б, В – робочі поверхні пристрою, Г – вхідний отвір

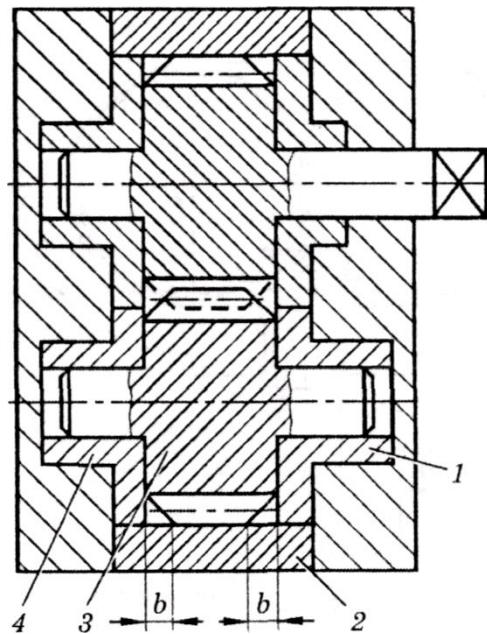


Рис. 5.13. Модернізований гідромотор НШУ:

1 і 4 – втулки; 2 – корпус; 3 – шестерня; b – кільцевий зазор

У реверсивних гідроприводах доцільно використовувати модернізовані гідромотори типу МНШ.

Модернізований гідромотор має дві шестерні 2 (рис. 5.14) зовнішнього зачеплення, рухомі 1 і нерухомі 3 втулки, встановлені в корпусі 4.

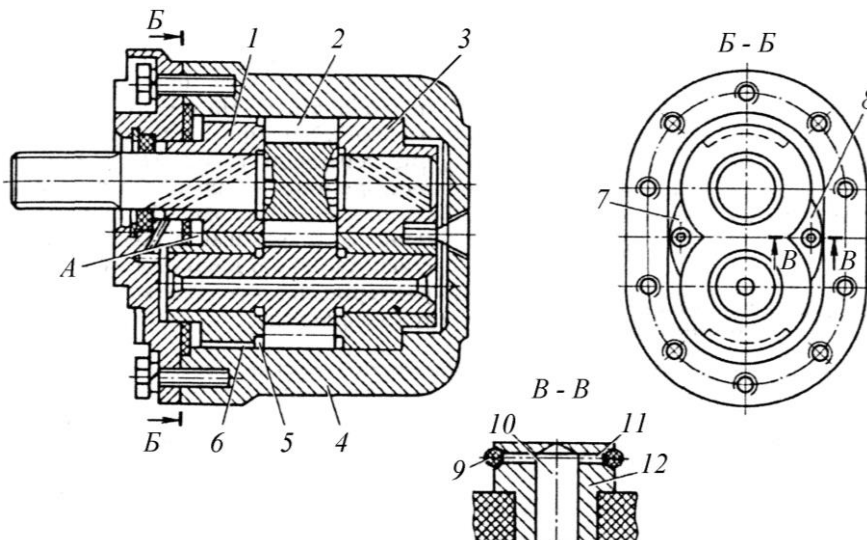


Рис. 5.14. Модернізований гідромотор типу МНШ:

1 – рухома втулка; 2 – шестерня; 3 – нерухома втулка; 4 – корпус; 5 – карман; 6 – канал; 7 і 8 – зворотні клапани; 9 – гумове кільце; 10 – осьовий канал; 11 – радіальний канал; 12 – стрижень; А – порожнина підтискання

У втулках вифрезеровані кишені 5, що сполучені каналами 6 з порожниною підтискання A , від якої напірна і зливна порожнини гідромотора відокремлені зворотними клапанами 7 і 8. Зворотний клапан складається із стрижня 12 з радіальними 11 і осьовими 10 отворами, а також кільця із оливостійкої гуми.

Працює гідромотор так. При подачі рідини у ліву порожнину вона надходить крізь зворотний клапан 7 у порожнину A . Зворотний клапан 8 в цей час буде закритий під дією тиску рідини в порожнині A . Внаслідок цього гідромотор герметизується і з'являється можливість отримати необхідний зрушувальний момент на валу гідромотора. Якщо рідину під тиском спрямувати у праву порожнину, відкривається зворотний клапан 8, а клапан 7 закривається. У цьому випадку вал буде у зворотному напрямку.

Отже, серійні шестеренні гідромотори раціонально застосовувати у гідроприводах, що мають порівняно високу частоту обертання (не менше 500 об/хв) і невелике навантаження при запуску. Більш високі пускові і навантажувальні моменти при менших швидкостях обертання можливі лише при використанні модернізованих гідромоторів.

Основні параметри шестеренних гідромоторів. Робочий об'єм V_p гідромотора визначають так само, як і робочий об'єм насоса. Щодо інших параметрів, то вони аналогічні насосам, але мають певні відмінності.

Витрата гідромотора (дійсна)

$$Q = \frac{V_p n}{\eta_v}. \quad (5.12)$$

Витрата гідромотора (теоретична)

$$Q_m = V_p n. \quad (5.13)$$

Потужність (кВт), що споживається гідромотором,

$$N = \frac{Q \Delta P}{61,2 \eta_{zm}}, \quad (5.14)$$

де Q – дійсна витрата гідромотора, л/хв;

$\Delta P = 0,9 P_{ном}$, МПа; $P_{ном}$ – номінальний тиск;

η_{zm} – гідромеханічний ККД гідромотора.

Потужність гідромотора (корисна)

$$N_k = N \eta \quad (5.15)$$

де $\eta = \eta_v \eta_{zm}$ – загальний ККД гідромотора.

Крутний момент (Нм), що створює гідромотор (дійсний)

$$M = \frac{V_p \Delta P \eta_{zm}}{2\pi}, \quad (5.16)$$

де V_p , см³; ΔP , МПа.

5.3. Поршневі гідромашини

Поршневі гідромашини поділяють на аксіально-поршневі та радіально-поршневі. Є гідромашини, в яких замість поршнів встановлені плунжери або кульки. Вони також відносяться до поршневих.

5.3.1. Аксіально-поршневі гідромашини

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

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

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском бувають як насоси, так і гідромотори. Вони можуть бути регульованими і нерегульованими, реверсивними і нереверсивними. Основні конструктивні схеми аксіально-плунжерних гідромашин з похилим диском зображено на рис. 5.15.

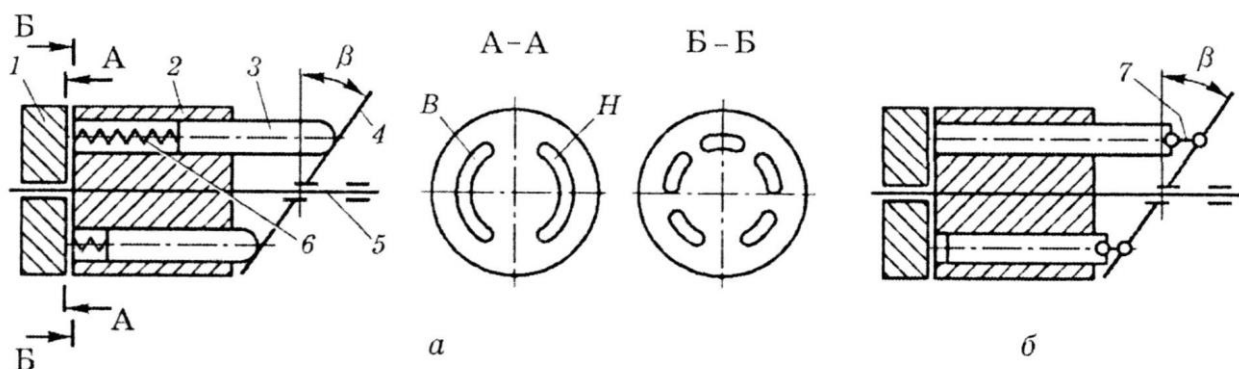


Рис. 5.15. Конструктивні схеми аксіально-плунжерних гідромашин з похилим диском:

a – гідромашина з плунжерами, що торкаються похилого диска; *б* – гідромашина з шарнірним з'єднанням плунжерів з похилим диском; 1 – розподільний диск; 2– блок циліндрів; 3 – плунжер; 4 – похилий диск; 5 – вал; 6 – пружина; 7 – шатун; *B* і *H* – всмоктувальне і напірне вікна; β – кут нахилу диска

Поршні (плунжери) 3 можуть торкатися похилого диска 4 (див. рис. 5.15, *a*) або зв'язані з ним шарніром 7 (див. рис. 5.15, *б*). Блок циліндрів з поршнями приводять в обертальний рух від вала 5. Для підведення і відведення оливи до робочих камер в торцевому розподільному диску 1 зроблено два дугоподібних вікна *B* і *H*.

При обертанні вала насоса крутний момент передається блоку циліндрів. Завдяки куту нахилу диска поршні здійснюють зворотно-поступальний рух в циліндрах блока.

Для забезпечення руху поршнів застосовують примусове їх ведення через шатун 7 (див. рис. 5.19, *б*), а для поршнів, що торкаються диска їх повернення, забезпечують циліндричні пружини 6 або тиск робочої рідини.

При обертанні вала 5, наприклад за годинниковою стрілкою робочі камери, що розміщені зліва від вертикальної осі розподільного диска, сполучаються з всмоктувальним вікном *B*. Поступальний рух поршнів в цих камерах здійснюється в напрямку від розподільного диска. Поршні переносяться обертанням блока паралельно осі знизу вгору. При цьому об'єм камер збільшується, олива під дією перепаду тиску надходить в робочу камеру. Відбувається процес всмоктування рідини.

Робочі камери, що знаходяться з правого боку від вертикальної осі розподільного диска, сполучаються напірним вікном *H*. Поршні переносяться обертанням блока паралельно згори вниз і рухаються в напрямку до розподільного диска. Рідина витісняється з робочих камер через розподільний диск.

На рис. 5.16 показано будову аксіально-поршневої гідромашини з похилим диском.

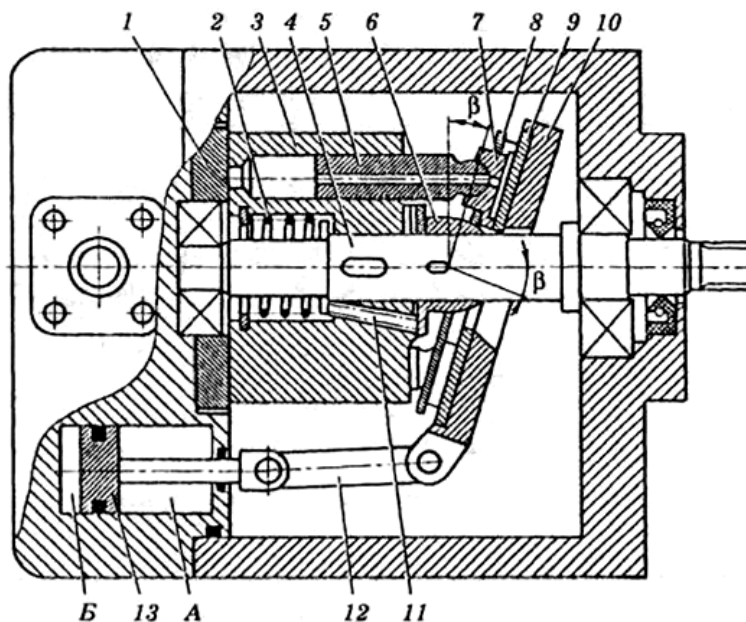


Рис. 5.16. Аксіально-поршнева гідромашина з похилим диском:

- 1 – розподільний диск; 2, і 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; *A* і *B* – порожнини

Блок циліндрів 3 (див. рис. 5.16) закріплено на валу 4 і притиснуто пружиною 2 до розподільного диска 1. В циліндрах блока розміщені поршні 5, які башмаками 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки в свою чергу, притиснуто до опорного кільця пружинами 11 через втулку 6 і сепаратор 8. Повертають похилий диск на потрібний кут через тягу 12 переміщенням поршня сервоциліндра 13 механізму керування.

При роботі гідромашини в режимі насоса обертаються вал 4, блок циліндрів 3 з поршнями 5 і втулка 6.

Поршні здійснюють зворотно-поступальний рух в циліндрах і одночасно обертаються з блоком. Робоча камера поршня, що рухається від розподільного диска, заповнюється рідиною. Відбувається процес всмоктування. В момент сполучення робочих камер з порожниною нагнітання поршні рухаються до розподільного диска – відбувається процес нагнітання.

В насосах такого типу зручно регулювати робочий об'єм (змінюючи кут нахилу похилого диска) і реверсувати потік (змінивши нахил диска на протилежний від вертикалі).

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

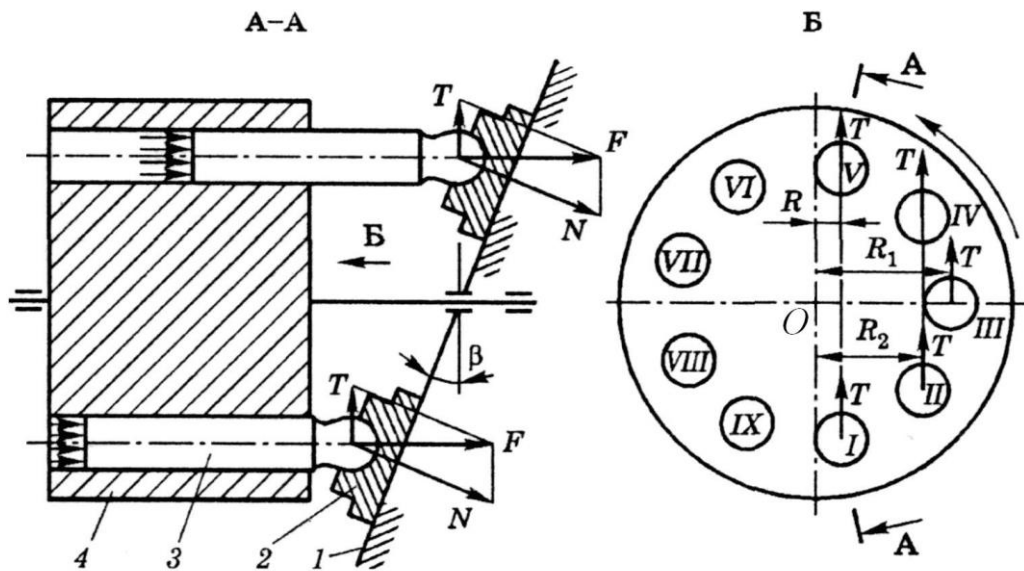


Рис. 5. 17. Схема роботи аксіально-плунжерного гідромотора з похилим диском:

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

Принцип дії в режимі гідромотора. При подачі рідини під тиском P , наприклад в праву порожнину блока циліндрів 4 (рис. 5.17) під плунжери 3 в башмаках 2 виникає осьова сила F . Завдяки нахиленому положенню диска 1 під кутом β , в шарнірах башмаків виникає тангенціальна сила T , що дорівнює

$$T = Ftg\beta \quad (5.17)$$

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

$$M_1 = 2TR,$$

в положеннях $II - IV$

$$M_2 = 2TR_2$$

в положенні III

$$M_3 = TR_1.$$

Сумарний крутний момент на валу гідромотора визначається за залежністю

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3. \quad (5.18)$$

Крутний момент M_c створює обертальний рух блока циліндрів гідромотора навколо точки O . При цьому плунжери башмаками ковзають по нахиленому диску, притиснуті силою N .

Слід мати на увазі, що з боку похилого диска на башмаках діє сила тиску рідини протилежного нормальній силі N напрямку, оскільки в плунжері є осьовий отвір, а у башмаку – спеціальні кільцеві канавки (гідростатична опора).

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

$$V_p = S_n h z = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \operatorname{tg} \beta, \quad (5.19)$$

де S_n – площа поршня;

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

z – кількість поршнів;

d_n – діаметр поршня;

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

β – кут нахилу диска.

Із виразу (5.19) випливає, що робочий об'єм машини залежить від ходу поршня, а останній – від кута нахилу диска. Чим більший кут нахилу диска, тим більший робочий об'єм гідромашини. Допустимий кут нахилу диска зумовлюється деформацією поршня (плунжера) під дією бічних сил і не перевищує $20 - 25^\circ$.

Гідромашини, в яких передбачено змінювати робочий об'єм, називають *регульованими*.

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

ВАТ «Гідросила» (м. Кіровоград) виготовляє аксіально-поршневі насоси з похилим диском «Напор-25», «Напор-63Р» (лівого обертання), НП-90 і НП-112 та гідромотори МП-90 і МП-112, а також насоси НП-33 і НП-71 та гідромотори МП-33 і МП-71.

Насоси НП-90 і НП-112 застосовують у гідроприводах ведучих коліс самохідних кормо-, зерно- і коренезбиральних машинах: КСК-100, РСМ-10, КЗС-9-1, КС-6Б та ін.

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим блоком бувають як насосами, так і гідромоторами. Вони можуть бути регульованими і нерегульованими, реверсивними і нереверсивними.

На рис. 5.18. показано схему аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком.

В корпусі на підшипниках встановлено привідний вал 5, в торцевій частині якого є фланець 4 з шарнірним кріпленням центрального вала 6 і головки шатунів 7. Блок циліндрів 2 встановлено під кутом відносно привідного вала. Поршні розміщені в блоці циліндрів 2 і шарнірно з'єднані шатунами з фланцем. Для підведення і відведення робочої рідини до робочих камер служить розподільний диск 1.

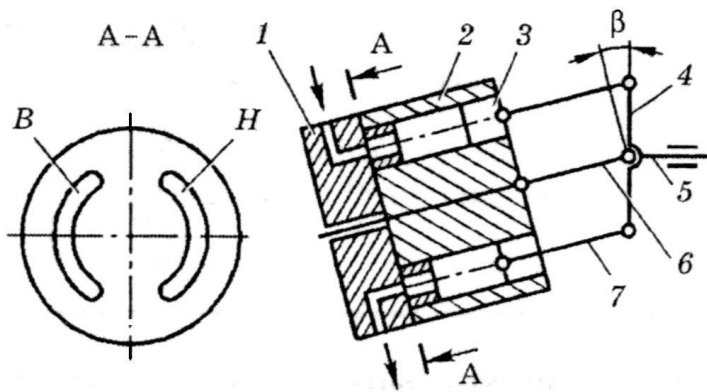


Рис. 5.18. Схема аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком:

1 – торцевий розподільний диск; 2 – блок циліндрів; 3 – поршень; 4 – фланець; 5 – привідний вал; 6 – центральний вал; 7 – шатун; *B* – всмоктувальний отвір; *H* – напірний отвір; β – кут нахилу блока

При роботі гідромашини в режимі насоса поршні 3 здійснюють складний рух: обертаються разом з блоком циліндрів і рухаються зворотно-поступально в циліндрах. При цьому відбувається цикл всмоктування і нагнітання.

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

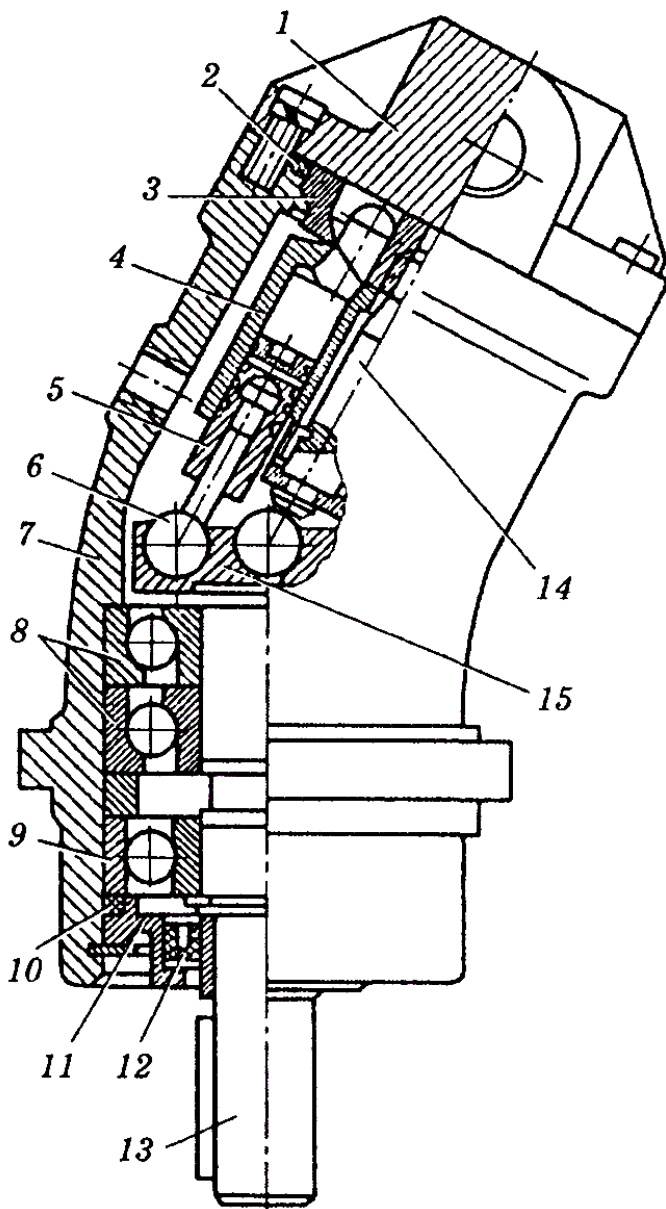


Рис. 5.19. Аксиально-поршнева гідромашина з похилим блоком

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

Загальну будову аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком показано на рис. 5.19.

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

В процесі роботи гідромашини в режимі гідромотора рідина під тиском надходить у робочу камеру нагнітання і переміщує поршень. Сила тиску, що діє на поршень вздовж осі, через шатуни передається на привідну шайбу під кутом. Внаслідок цього сила сприймається підшипниками, а її тангенціальна складова створює момент відносно осі вала.

Цей момент, подолавши момент навантаження і тертя, приводить вал в обертальний рух. Обертання вала пов'язане з обертанням блока циліндрів, а це призводить до сполучення робочих камер з порожниною нагнітання і зливу.

На рис. 5.20 показано Регульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком, а на рис. 5.21 – нерегульований гідромотор типу 210.20Б (210.25Б, НПА-64), що застосовують у гідроприводі подрібнювача грубих кормів ИРТ-165.

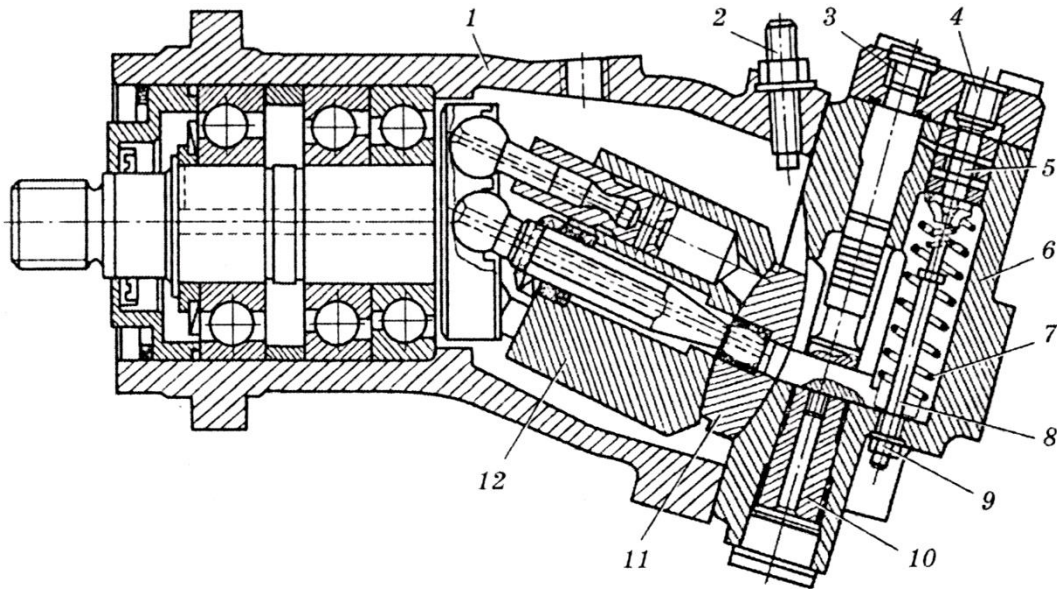


Рис. 5.20. Регульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком:

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

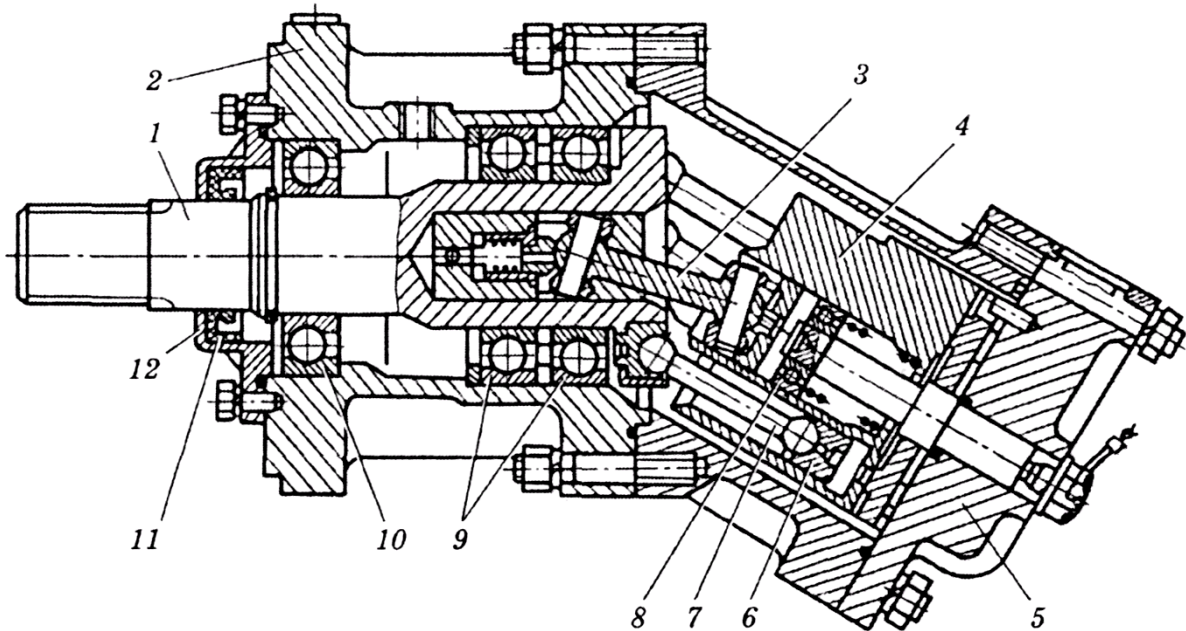


Рис. 5.21. Нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком:

1 – вал; 2 – корпус; 3 – вал кардана; 4 – блок циліндрів; 5 – кришка; 6 – поршень; 7 – шатун; 8, 9 і 10 – підшипники; 11 – манжета; 12 – кришка підшипника

Позначення цих гідромашин утворюється чотирма групами цифр. Перші три цифри позначають тип насоса (223 – спарений з регулятором потужності, 210 – нерегульований насос, 207 – регульований насос), наступні дві цифри (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 в режимі гідромотора). Насоси типу 207 при зміні кута нахилу коливального вузла дають змінну подачу за величиною і напрямком.

Робочий об'єм аксіально-поршневого насоса (гідромотора) з похилим блоком визначають за залежністю

$$V_p = S_n h z = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \operatorname{tg} \beta, \quad (5.20)$$

де h – максимальний хід поршня; $h = D \sin \beta$;
 z – кількість поршнів;
 d_n – діаметр поршня;
 D – діаметр розміщення осей циліндрів у блоці;
 β – кут нахилу блока.

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

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

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

Насос дозатор НД-80 застосовують у гідроприводі рульового керування зернозбирального комбайна РСМ-10 «Дон-1500», а НД-80К-РСМ-10 «Дон-1500А» та РСМ-12 «Дон-2600 ВД».

Насос дозатор НД-80 складається з двох основних частин: дозувального пристрою 3 (рис 5.22) 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 сходитись під дією пружини, три пари розходитись 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 включає: золотник 9, зворотний кульковий клапан 19, два противакуумних клапани 20 та оливопровідну кришку 11, котра прикріплена до корпусу чотирма болтами 13.

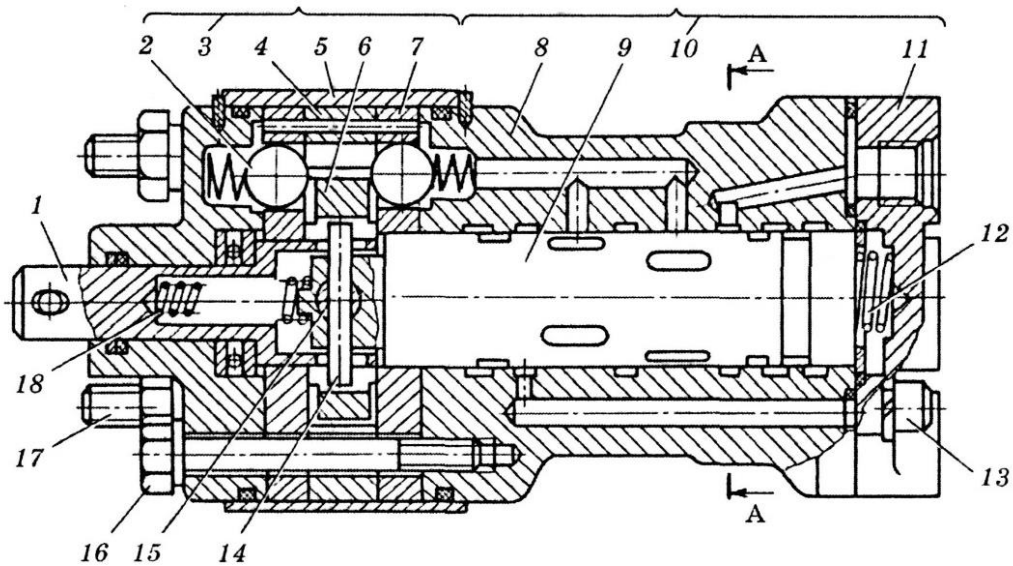


Рис. 5.22. Насос-дозатор НД-80:

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 – проти-вакуумний клапан

Золотник 2 (рис. 5.23) за допомогою пальця 1 та осі 4 з'єднано з кулачковим диском 3 так, що він може переміщуватись в осьовому напрямку в пазах диска.

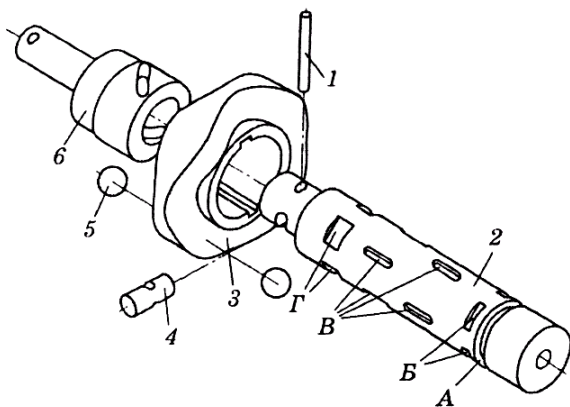


Рис. 5.23. Робочий комплект насоса-дозатора НД-80:

1 – палець; 2 – золотник; 3 – кулачний диск; 4 – вісь; 5 – кульковий поршень; 6 – привідний вал; А – проточка; Б, Г – лиски золотника; В – овальні пази

Крім цього палець 1 встановлено в гвинтовий паз привідного вала. Таке з'єднання забезпечує перетворення обертального руху вала в поступальний рух золотника 2.

На зовнішній циліндричній поверхні золотника 2 виконано кільцеву проточку А, лиски Б та Г і вісім овальних пазів В.

В нейтральному положенні золотник утримується двома центрувальними пружинами 13 та 16 (рис. 5.24).

При працюючому двигуні комбайна робоча рідина насосом НШ-10Е-3 нагнітається в канал Е насоса-дозатора.

Коли оператор не обертає рульове колесо, золотник 9 знаходиться у нейтральному положенні (див. рис. 5.24). Робоча рідина з каналу *E* надходить у розточку *Г*, в розточку *В* золотника і в розточку 3, а з неї – в зливний канал *Є*, далі по трубопроводах через фільтр у бак.

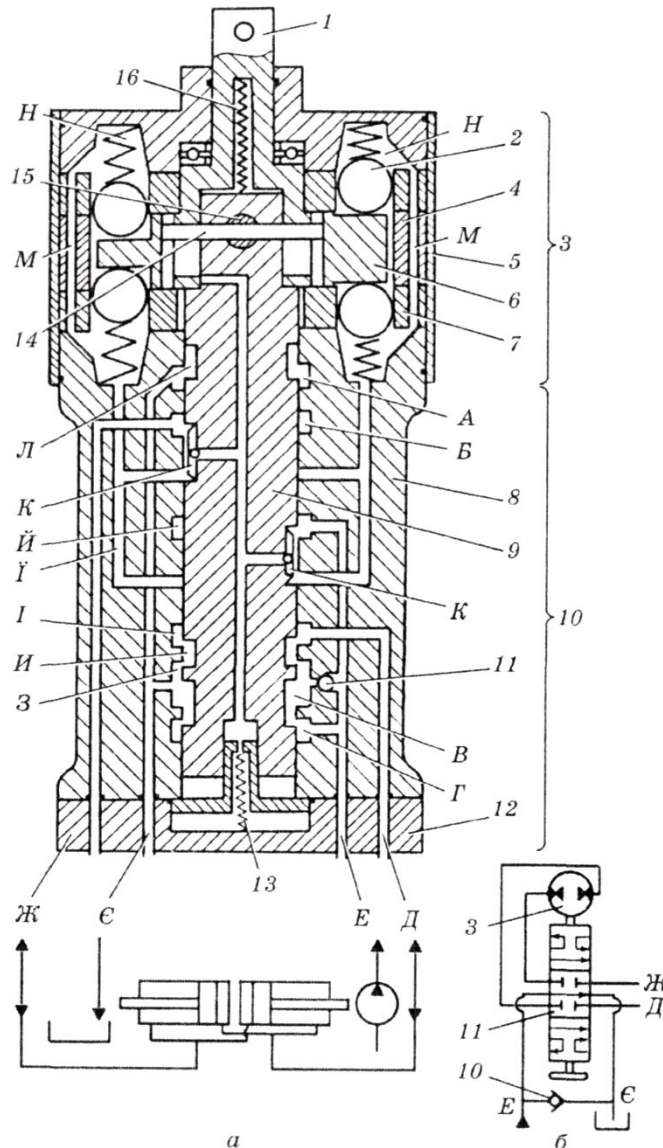


Рис. 5.24. Схема насоса-дозатора НД-80:

a – конструктивна; *б* – принципова; 1 – привідний вал; 2 – кулькові поршні; 3 – дозувальний пристрій; 4 – проставка; 5 – бандаж; 6 – кулачковий диск; 7 – блок циліндрів; 8 – корпус розподільника; 9 – золотник; 10 – розподільник; 11 – зворотний клапан; 12 – кришка; 13, 16 – центрувальні пружини; 14 – палець; 15 – вісь; *A, B, Г, 3, I, И* – розточки корпусу; *В* – розточка золотника; *И, Л* – лиски; *Д, Ж* – канали для з'єднання з порожнинами гідроциліндрів; *E* – напірний канал; *Є* – зливний канал; *I – F* – подібний канал; *К* – овальні пази; *Н* – робочі камери; *М* – з'єднувальний канал

Якщо оператор почне обертати рульове колесо, наприклад, вправо, буде обертатись і вал 1. Палець 14, ковзаючи по гвинтовому пазу вала 1, перемістить золотник 9 угору. При цьому розточка *Г* корпусу та розточка *В* золотника роз'єднуються (рис. 5.25), кулька зворотного клапана 11 (див. рис. 5.24) під дією тиску робочої рідини роз'єднає канали *Є* та *E* (рис. 5.25) і робоча рідина з каналу *E* надходить у розточку *И*, далі по овальних пазях *К* золотника, *F* - подібних каналах корпусу – в робочі камери *Н* дозувального пристрою. Тиск робочої рідини на кулькові поршні 2 змусить їх «скочуватись» з виступу кулачкового диска 6, обертуючи останній.

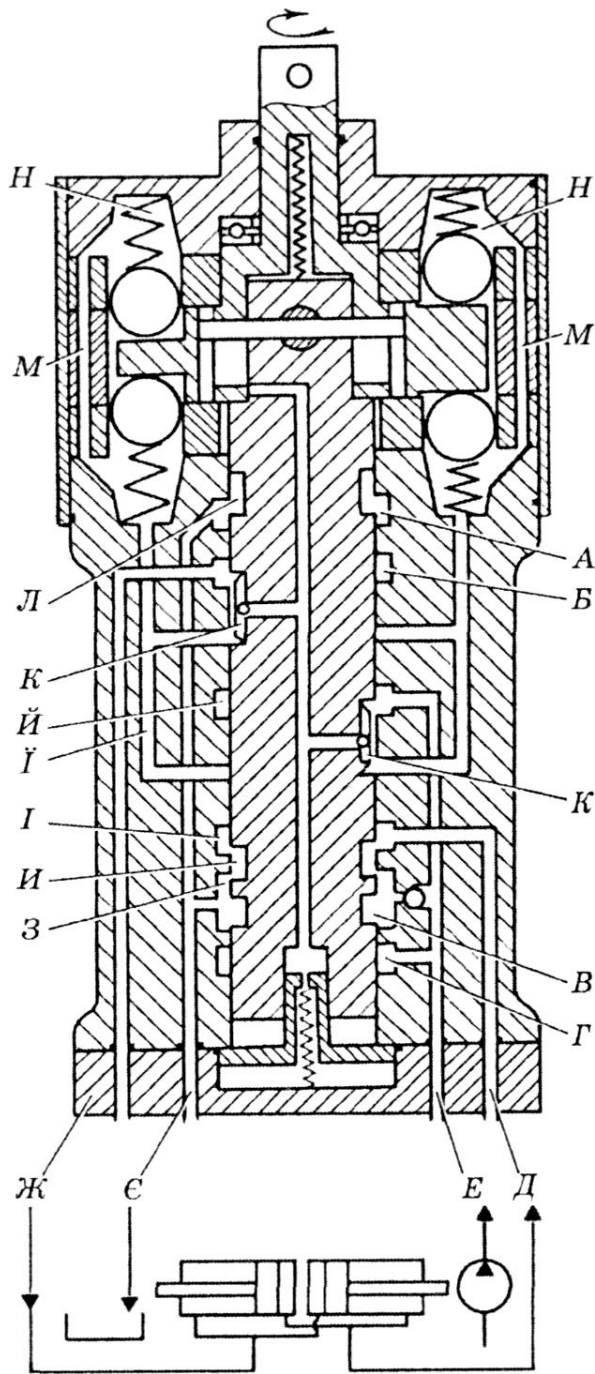


Рис. 5.25. Схема роботи насоса-дозатора НД-80 при повороті вправо (позначення відповідають рис. 5.24)

Золотник, в свою чергу, пропустить робочу рідину з напірного каналу *E* в робочі камери дозувального пристрою. Отже, витрата робочої рідини через дозувальний пристрій насоса-дозатора, відповідно і швидкість повороту керованих коліс, будуть пропорційними швидкості обертання рульового колеса.

Кулачковий диск через палець 14 почне обертати золотник 9, що в свою чергу, овальними пазами *K* сполучає через *F* - подібні канали робочої камери *H* дозувального пристрою так, щоб робоча рідина надходила з напірного каналу *E* в ті робочі камери, об'єм яких збільшується, а з тих камер, де об'єм зменшується, робоча рідина через *F* - подібні канали та овальні пази надійде в кільцеву розточку *B*.

З неї робоча рідина по каналу *Ж* через підсилювач потоку надходить до порожнини гідроциліндрів. Штоки гідроциліндрів, перемішуючись, повернуть керовані колеса вправо. З інших порожнин робоча рідина витіснитиметься в канал *Д* насоса-дозатора, далі через розточку 3 і зливний канал *Є*, а з нього через підсилювач потоку безпосередньо в бак.

Узгодження швидкості обертання кулачкового диска і швидкості обертання вала 1 забезпечується так. Якщо швидкість обертання вала буде меншою за швидкість обертання золотника 9, палець 14, ковзаючи по гвинтовому пазу вала, перемістить золотник 9 униз і робоча рідина з каналу *E* почне надходити в зливний канал *Є* (див. рис. 5.24). Швидкість обертання кулачкового диска 6, а з ним і золотника 9 зменшиться. Якщо кутлова швидкість золотника стане меншою, ніж кутлова швидкість вала 1, палець 14, ковзаючи по гвинтовому пазу вала, перемістить золотник 9 угору.

Якщо двигун комбайна не працює, поворот керованих коліс можливий завдяки м'язовій силі оператора. При обертанні вала 1, наприклад вправо, золотник переміститься в крайнє верхнє положення і робоча рідина зі зливного каналу *С* через розточку 3, зворотний клапан 11, канал *Е*, розточку *Й* корпусу, овальні пази золотника 9, *Ф* - подібні канали всмоктуватиметься кульковими поршнями, що зближуються під дією зусилля пружини, збільшуючи об'єм робочих камер. Інші кулькові поршні будуть розходитись під дією виступів кулачкового диска 6, що обертається разом з валом 1.

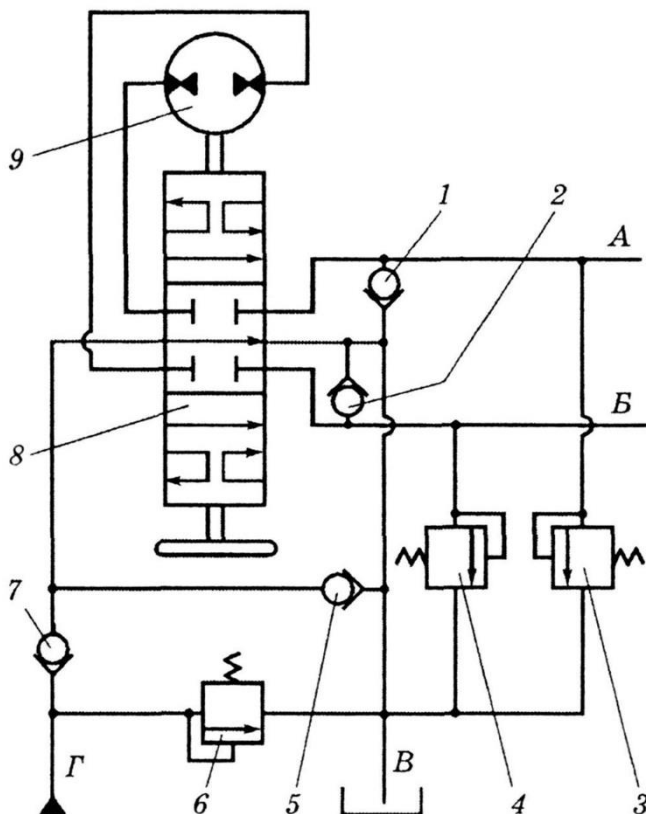


Рис. 5.26. Принципова гідравлічна схема насоса-дозатора НД-80К:

1, 2 – противакуумні клапани; 3, 4 – протиударні клапани; 5, 7 – зворотні клапани; 6 – запобіжний клапан; 8 – золотниковий розподільник; 9 – дозувальний пристрій; *А*, *Б* – гідропроводи; *В* – зливна лінія; *Г* – нагнітальна лінія

Робоча рідина, що витісняється цими поршнями, надходить по *Ф* - подібних каналах, овальних пазах, розточці *Б* в канал *Ж*, а далі через підсилювач потоку – в гідроциліндри.

Робоча рідина, що витісняється з інших порожнин гідроциліндрів, надходить у канал *Д* насоса-дозатора, далі в розточку *І* корпусу, по лисках *И* золотника в розточку 3 та через відкритий зворотний клапан 11 в канал *Е*, а далі через підсилювач потоку в зливну лінію.

Коли оператор обертає рульове колесо вліво, золотник 9 насоса-дозатора зміститься вниз від нейтрального положення. В іншому робота насоса-дозатора аналогічна.

З 1991 р. комбайни «Дон» комплектують насосами-дозаторами НД-80К. Відмінність цього агрегату полягає в тому, що у його нижній кришці 12 (див. рис. 5.24) вмонтовано запобіжний клапан прямої дії 6 (рис. 5.26), відрегульований на 12,5 МПа, та два протиударних клапани 3 і 4, відрегульовані на 16 МПа.

5.3.2. Радіально-поршневі гідромашини

Радіально-поршневою гідромашиною називають гідромашину, в якій 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 показано на рис. 5.27. Статор 1 розміщений ексцентрично відносно осі ротора 2 (e – ексцентриситет). В циліндрах, радіально розміщених в роторі, знаходяться поршні 3. Вони спираються сферично голівкою на опорну поверхню статора. Осі циліндрів розміщені в одній площині і перетинаються в одній точці. Розподіл робочої рідини відбувається нерухомим цапфовим розподільником 4, в якому є всмоктувальна A і напірна B порожнини, а також перемички Γ , $Д$. Вал 5 жорстко з'єднано з ротором.

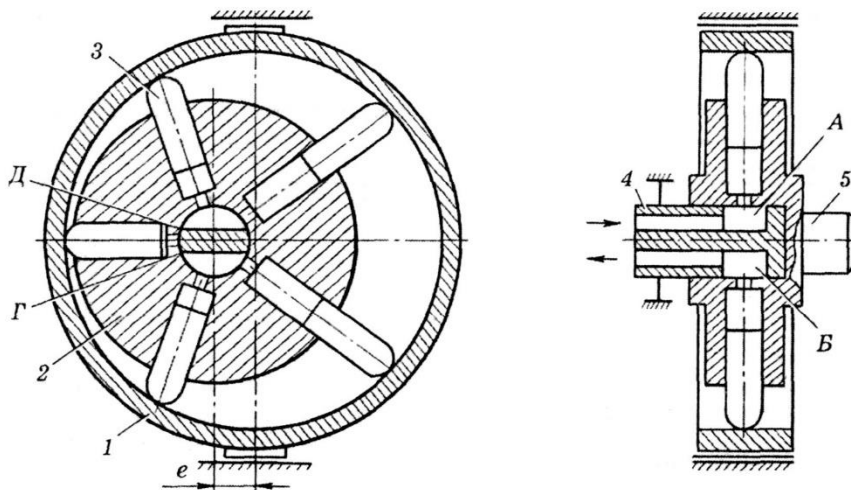


Рис. 5.27. Конструктивна схема радіально-поршневого насоса одноходової дії:

1 – статор; 2 – ротор; 3 – поршень; 4 – розподільник; 5 – вал; A і B – всмоктувальна і напірна порожнини; e – ексцентриситет; Γ , $Д$ – перемички

Принцип дії. При обертанні ротора, наприклад, за годинниковою стрілкою, 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 цапфового розподільника. Робочі камери сполучені із всмоктувальною порожниною A . 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 цапфового розподільника і витісняють робочу рідину із камер у напірну лінію. Так проходить процес нагнітання.

Радіально-поршневі гідромотори поділяють за числом робочих ходів за один оберт вихідного вала – на одноходові (рис. 5.28, в, г) і багатоходові (рис. 5.28, а, б); за відносним розміщенням профільованої напрямної – із зовнішньою (рис. 5.28а, в) і внутрішньою (рис. 5.28 б, г) напрямною.

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

В гідромоторах багатоходової дії зусилля від поршнів на напрямну передається за допомогою катків 4, а в гідромоторах одноходової дії для цього використовують опорні башмаки ковзання, що зв'язані з поршнем за допомогою шатунів (рис. 5.28, г), або кривошипно-кулісні механізми.

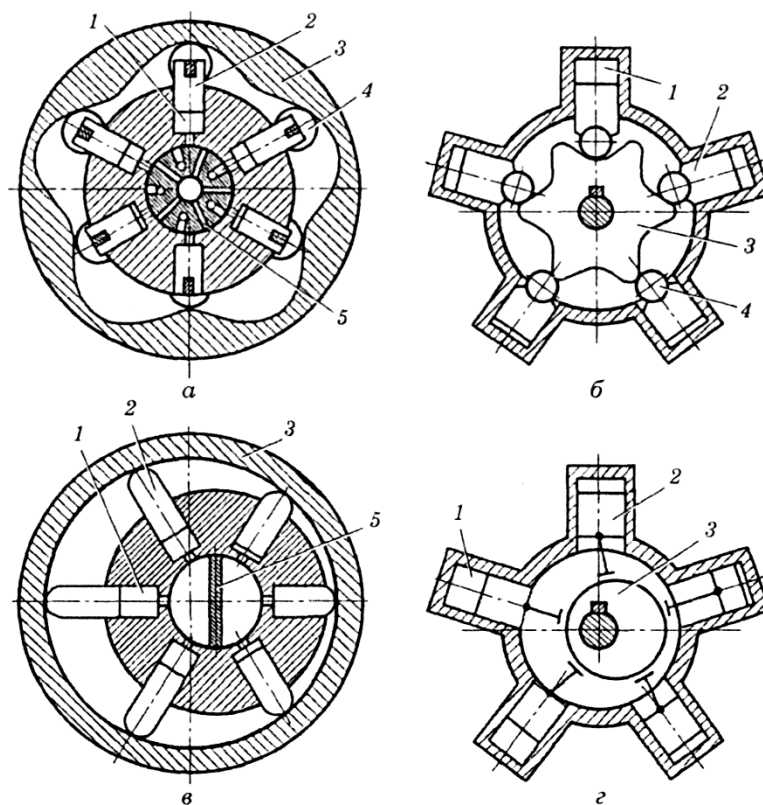


Рис. 5.28. Схеми радіально-поршневих гідромоторів:

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

Робоча рідина в гідромоторах розподіляється спрямівним 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 цього 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 до $30 \cdot 10^3 \text{ Нм}$.

Робоча рідина розподіляється індивідуальними або груповими розподільниками. Всі розподільники поділяють: за формою поверхні – на плоскі, циліндричні і сферичні; за способом переміщення – на розподільники з обертальним, коливальним, зворотно-обертальним і скануючим (планетарним) рухом.

На рис. 5.29 показано деякі види розподільних пристроїв.

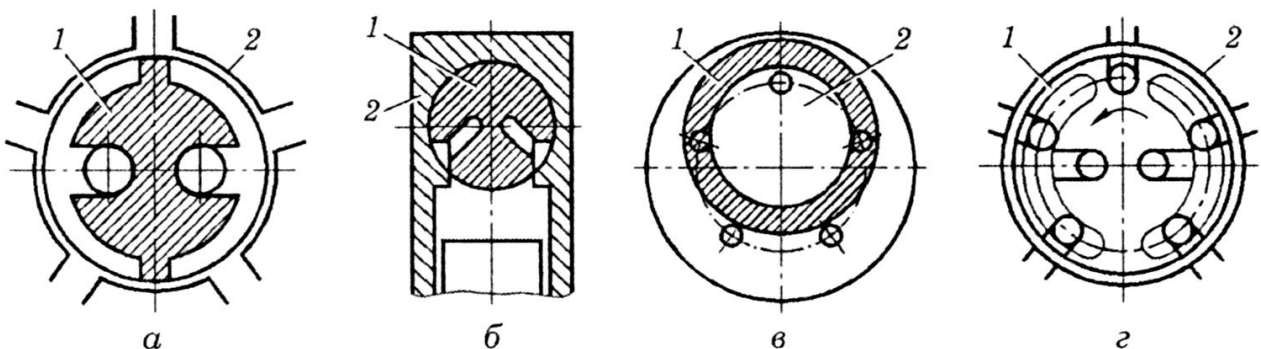


Рис. 5.29. Схеми розподільних пристроїв радіально-поршневих гідромоторів

a, б – цапфові; *в* – плоский; *г* – зі складеним золотником;
1 – рухомий елемент; 2 – нерухомий елемент

В розподільнику (див. рис. 5.29, *a*) рухомим елементом 1 є цапфа. На цапфі два серпоподібних канали, що лежать в одній площині і сполучені відповідно з подачею і зливом. В корпусі є канали, що сполучають розподільну поверхню з робочими камерами гідромотора.

В цапфовому розподільнику (див. рис. 5.29, *б*) рухомий елемент 1 здійснює не обертальний, а коливальний рух відносно нерухомого елемента 2 (втулки).

Плоский розподільник (див. рис. 5.29, *в*) застосовують у гідромашинах з нерухомими робочими камерами. Він складається з плоского золотника

кільцевої форми, що встановлений на ексцентриковій шийці привідного вала між двома нерухомими торцевими поверхнями і здійснює скануючий рух.

В розподільнику (див. рис. 5.29, з) плоский золотник суміщений з пристроєм для компенсації зазору. Золотник обертається відносно нерухомого корпусу.

На рис 5.30. зображено радіально поршневий насос типу R2 з клапанним розподільником німецької фірми “Rexroth” постійного робочого об’єму.

Насос складається з корпусу 1, ексцентрикового вала 2, елементів 3, поршнів 4, всмоктувальних клапанів 5 і нагнітальних клапанів 6.

Під час обертання ексцентрикового вала 2 через осьовий отвір у валу всмоктується робоча рідина, яка через радіальні отвори і канали підходить до всмоктувального клапана 5.

Всмоктувальний клапан складається із пластинки, яка за допомогою пружини притискається до сідла. Під час руху поршня 4 до центру вала об’єм порожнини збільшується і в ній створюється вакуум.

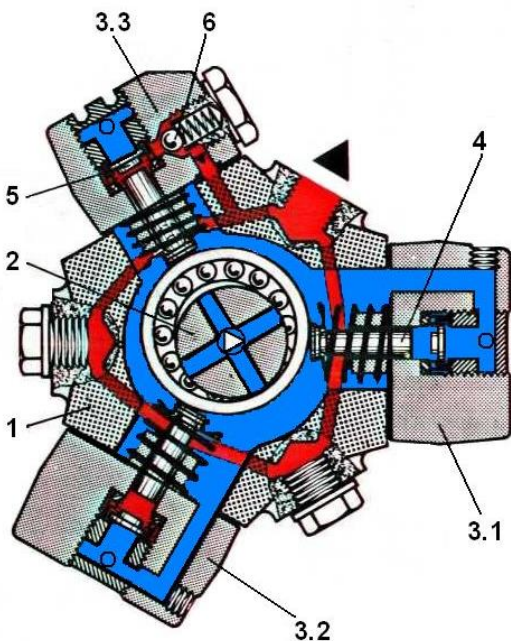


Рис. 5.30. Радіально поршневий насос типу R2: 1 – корпус; 2 – ексцентриковий вал; 3 – елемент; 4 – поршень; 5 – всмоктувальний клапан; 6 – нагнітальний клапан

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

$$V_p = S_n h z K , \quad (5.21)$$

де S_n – площа поршня;

h – повний хід поршня; $h = 2e$;

e – ексцентриситет;
 z – кількість поршнів;
 K – кількість рядів поршнів.

Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини багатоголової дії

$$V_p = S_n h_1 z K m, \quad (5.22)$$

де h_1 – хід поршня за один цикл;
 m – кількість циклів.

Оскільки ексцентриситет e визначає хід поршня, то зміною e регулюють робочий об'єм гідромашини. При можливості зміщення статора в обидва боки від ротора з'являється можливість реверсування потоку робочої рідини.

Діаметр поршня визначається умовою забезпечення робочого об'єму із виразу (5.22)

$$d_n = \sqrt[2]{\frac{4V_p}{\pi z h K m}} \quad (5.23)$$

де h – хід поршня, $h/d_n = 0,65 \dots 1,00$.

Довжина поршня $l = 2(e + d_n)$. Мінімальна глибина занурення поршня в роторі $L_1 = (1,5 \dots 2,0)d_n$. Діаметр ротора $D_p = 12,5d_n$, внутрішній діаметр опорної поверхні статора $D_c = D_p + 2e$. Діаметр цапфового розподільника $D_{up} = (4,5 \dots 5,0)d_n$.

Всі інші параметри радіально-поршневих гідромашин визначають так само, як і для аксіально-поршневих гідромашин.

5.3.3. Поршневі насоси гідроприводів гальм і зчеплень

В гідроприводах гальм та зчеплень багатьох самохідних машин джерелом гідравлічної енергії є однопоршневий насос рис.5.31.

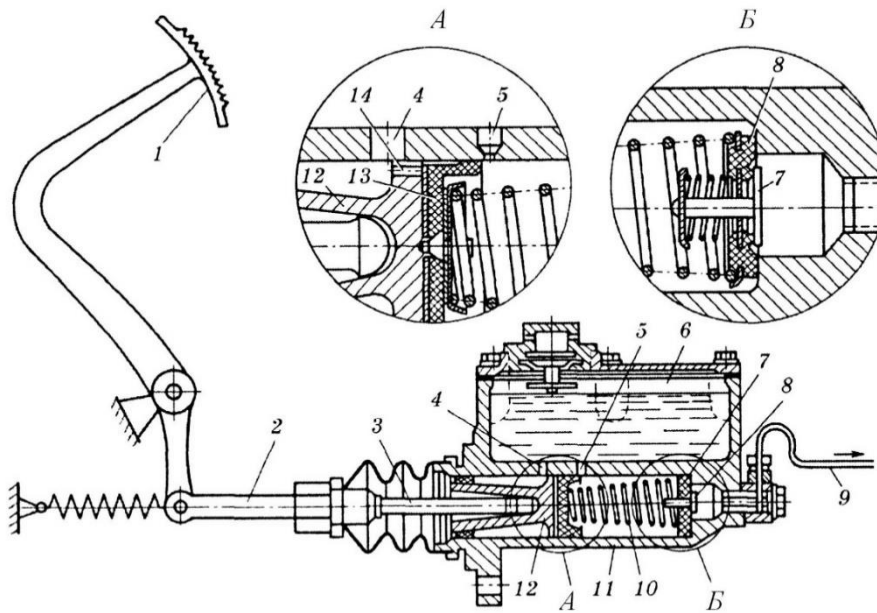


Рис. 5.31. Поршневий насос (головний циліндр) гідроприводу гальм:

1 – педаль; 2 – тяга педалі; 3 – шток; 4 – перепускний отвір; 5 – компенсаційний отвір; 6 – бачок для робочої рідини; 7 – зворотний клапан; 8 – напірний клапан; 9 – трубопровід до колісного циліндра; 10 – пружина поршня; 11 – циліндр; 12 – поршень; 13 – гумова манжета; 14 – підживлювальний отвір поршня

При натисканні на педаль 1 завдяки тязі 2 і штоку 3 поршень 12 переміщується вправо в циліндрі 11, стискаючи пружину 10. Як тільки манжета 13 перекриває компенсаційний отвір 5 в днищі бачка 6, робоча рідина під тиском надходить через клапан 8 у трубопровід 9 і до колісного гідроциліндра, колодки гальмують колесо. Якщо зняти зусилля із педалі, поршень під дією пружини 10 переміщуються вліво. Рідина із колісного циліндра через зворотний клапан 7 надходить у праву порожнину циліндра 11. Якщо рідина з якоїсь причини просочується із правої порожнини циліндра, в ній створюється розрідження. Тоді рідина із бачка 6 через перепускний отвір 4 і підживлювальний отвір 14 поршня, відтискує гумову манжету 13 і надходить в праву порожнину циліндра.

Будова і принцип дії насосів гідроприводу зчеплень аналогічна. За будовою такі насоси відрізняються конструкцією бачка для робочої рідини.

5.4. Планетарні гідромашини

До планетарних гідромашин належать насоси-дозатори, гідромотори та гідрообертачі. Особливістю планетарних гідромашин є те, що їх основний робочий орган у процесі роботи здійснює складний рух – обертальний навколо своєї осі та обертальний по орбіті.

Планетарні гідромашини ще називають орбітальними або героторними.

5.4.1. Насоси-дозатори

Насоси-дозатори призначені для дозованої подачі робочої рідини в гідроциліндри повороту керованих коліс самохідних сільськогосподарських машин.

У гідрооб'ємному рульовому керуванні застосовують такі марки насосів-дозаторів: ГА-36000А (виробник – Росія); ХУ-85 (виробник – Болгарія).

Конструкція таких гідромашин має загальну схему: нерухома кільцева напрямна шестерня (статор); сателіт (ротор), що виконує обертальний та планетарний (орбітальний) рух; розподільник дозуючого насоса, який може бути золотникового типу або торцевий.

Насос-дозатор ГА-36000А застосовують в гідроприводах рульового керування самохідних сільськогосподарських машин СК-5, СК-6, КПС-5Г, КСК-4, СКТ-2 та ін.

Робочі елементи насоса-дозатора – нерухома напрямна 6 (рис. 5.32), що має сім роликів 12 та сателіт 11, що має шість зубів епітрохідного профілю – утворюють цівкове зачеплення. Вони розміщені між пластиною 13 і кришкою 7, що болтами прикріплені до корпусу 17. Товщина напрямної більша за товщину роликів і сателіта, що дає змогу останнім вільно обертатись.

У корпусі 17 встановлено вал 19, хвостовик якого нерухомо з'єднаний з валом рульового колеса. Вал 19 встановлено у радіально-голчастому підшипнику 20 і упорному підшипнику 18, штифтом 2 з'єднано із золотником 4. Плаваючий вал 3 з двома штифтами 10 утворює карданну передачу між валом 19 і сателітом 11. Золотник 4 має центральний осьовий канал 23, через який проходить плаваючий вал 3, та шість радіальних отворів 21. На зовнішній поверхні золотника знаходяться шість пазів 22. Корпус 17 всередині має дві кільцеві виточки (кільцева виточка 15 сполучена з одним штуцером, а друга – із штуцером 16) та сім косих каналів 5.

У пластині 13 є також сім отворів 9, що з одного боку з'єднуються з косими каналами 5, а з другого – з робочими камерами 24 насоса. Камери утворені двома роликами 12, внутрішньою поверхнею напрямної 6 і бічною поверхнею сателіта 11, що контактує з роликами.

При обертанні рульового колеса разом з ним обертається золотник 12 (рис. 5.33) та сателіт. Сателіт крім обертання навколо власної осі обертається ще й по орбіті. Зуби сателіта 2 проковзують по роликах 1 і входять або виходять з робочих камер 7, чим змінюють їх об'єм. Коли зуб 2 знаходиться між роликами 1 і 4 напрямної 5 (див. рис. 5.38, а) робочий об'єм камери 7 зменшується до нуля.

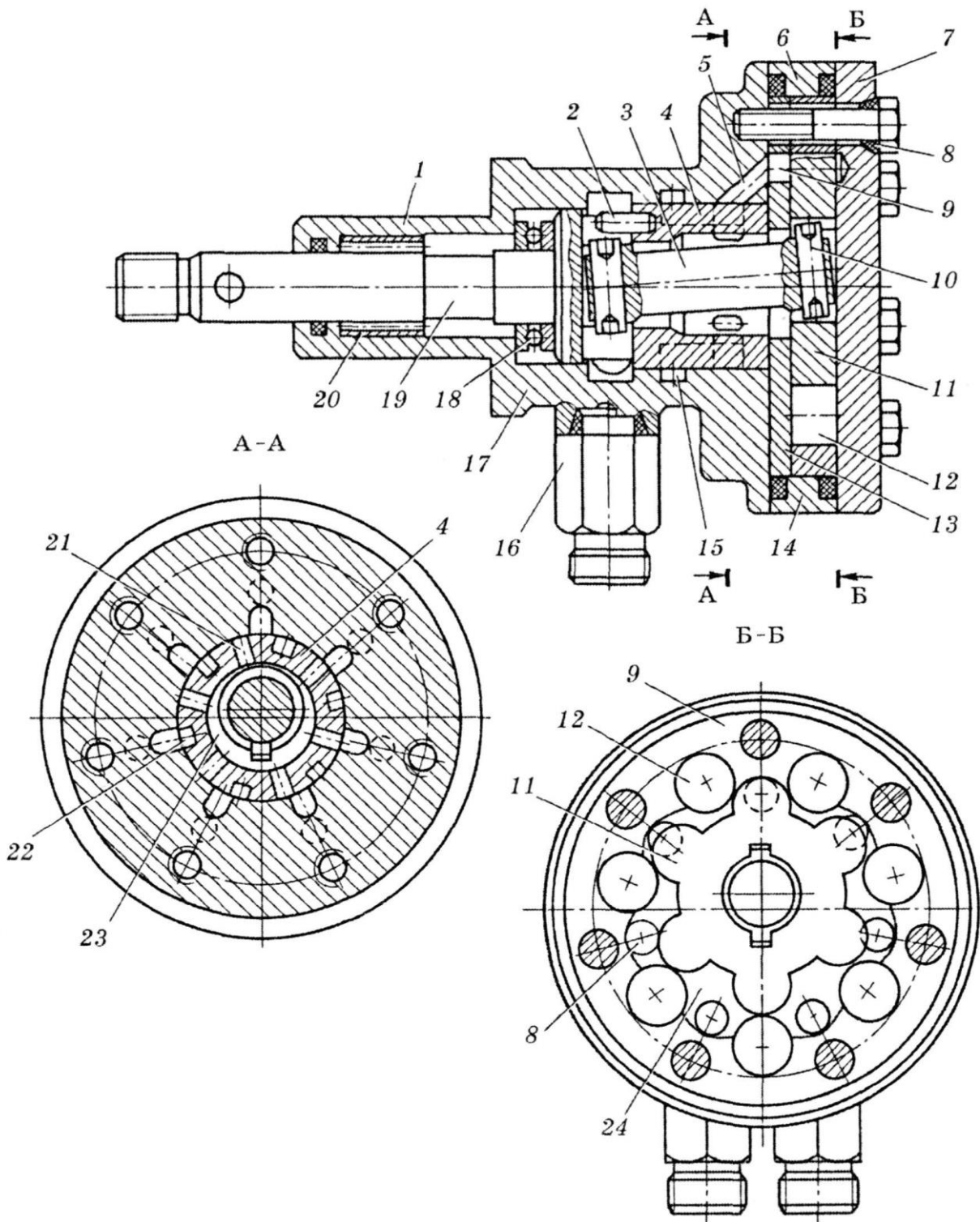


Рис. 5.32. Насос-дозатор ГА-36000А:

1,8 – ущільнювальні кільця; 2, 10 – штифти; 3 – плаваючий вал; 4 – золотник; 5 – канал; 6 – напрямна; 7 – кришка; 9 – отвір; 11 – сателіт; 12 – ролик; 13 – пластина; 14 – кільце; 15 – кільцева виточка; 16 – штуцер; 17 – корпус; 18, 20 – підшипники; 19 – вал; 21 – радіальний отвір; 22 – паз; 23 – центральний осьовий канал; 24 – робоча камера

При обертанні сателіта, наприклад, проти годинникової стрілки (див. рис. 5.33, б) у камері 7 утворюється вакуум і тоді із штуцера 11 через кільцеву виточку корпусу, паз 9 золотника 12, косий канал 8 корпусу в камеру 7 всмоктується олива. При подальшому обертанні сателіта зуб 6 (див. рис. 5.33, в) заходять між ролики і витісняє оливу з камери 7, яка через косий канал корпусу 8, радіальний отвір 16 золотника, центральний осьовий канал 15, кільцеву виточку корпусу нагнітається в штуцер 13.

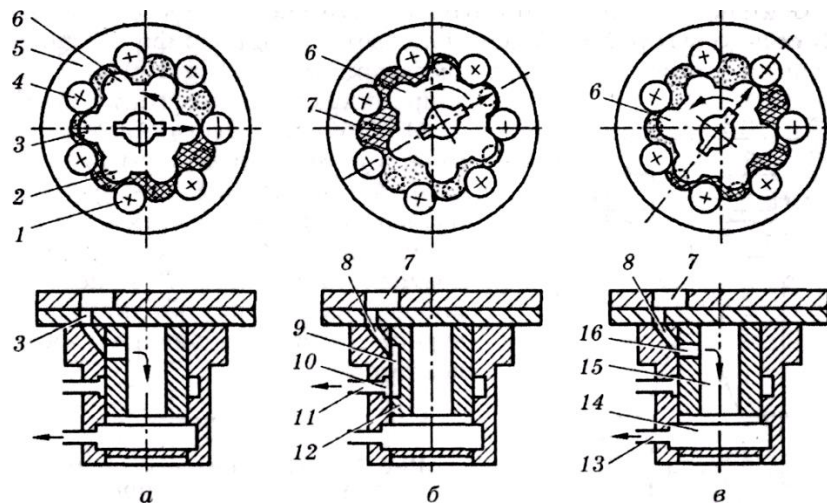


Рис. 5.33. Схема роботи насоса-дозатора:

a, в – витіснення рідини; *б* – всмоктування рідини; 1,4 – ролики; 2, 6 – зуби сателіта; 3 – отвір; 5 – напрямна; 7 – робоча камера; 8 – канал; 9 – паз; 10, 11, 13 – штуцери; 12 – золотник; 14 – кільцеві виточки; 15 – центральний осьовий канал; 16 – радіальний отвір

Аналогічно відбувається процес всмоктування і нагнітання в інших камерах. При зміні напрямку обертання (за стрілкою годинника) напрямок руху оливи змінюється на зворотний. Олива всмоктується через центральний осьовий канал, радіальний отвір золотника та кільцеву виточку 10 корпусу.

Отже, насос-дозатор у системі рульового керування самохідних машин працює в режимі реверсивного насоса.

Технічні характеристики насоса-дозатора ГА-36000А: Робочий об'єм – 120 см³; номінальний тиск – 1,5 МПа; максимальний тиск 10 МПа; частота обертання, с⁻¹: номінальна – 1, мінімальна – 0,1, максимальна – 2; загальний ККД – 0,75; маса – 8 кг.

Насос-дозатор ХУ-85 встановлюють в гідроприводі рульового керування кормозбиральних комбайнів типу КСК-100 та коренезбиральних машинах типу КС-6Б.

Особливістю цього насоса порівняно з насосом-дозатором ГА-36000А є те, що в його корпусі вмонтовано розподільник та систему клапанів керування 2, 3, 6 і 8 (рис. 5.34). Сам дозувальний насос 7 і перелічені вище складові, що об'єднані в один агрегат, умовно називають насосом-дозатором.

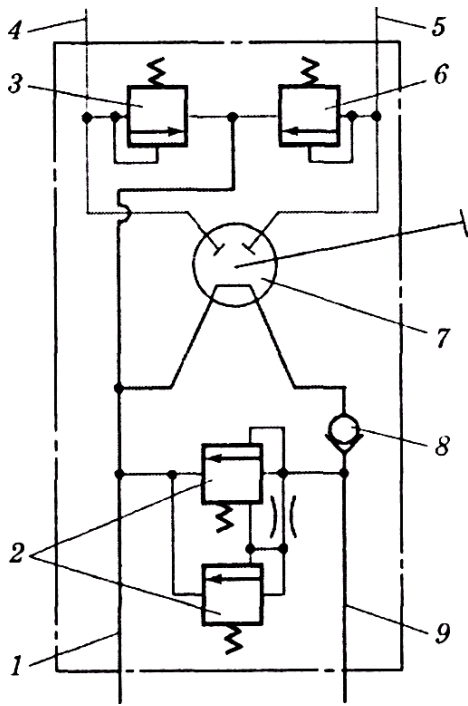


Рис. 5.34. Принципова гідравлічна схема насоса-дозатора ХУ-85:

1 – зливний трубопровід; 2 – запобіжний клапан вхідного напірного трубопроводу; 3, 6 – запобіжні (протиударні) клапани гідропроводів гідроциліндрів; 4, 5 – гідропроводи до гідроциліндрів; 7 – дозуючий насос; 8 – зворотний клапан; 9 – напірний гідропровід

До заднього торця прикріплені елементи дозуючого насоса: ротор 23, статор 3, розподільник 1, торцевий (плоский) золотник 25, опорна пластина 4, розпірна втулка 27, кришка 24, корпус насоса-дозатора 22.

Кардан 26 обертає разом з ротором 23 і торцевий золотник 25.

У спеціальні отвори корпусу 22 вмонтовано: вхідний зворотний клапан, вхідний запобіжний клапан, всмоктувальні (протиавітаційні) зворотні клапани, здвоєний запобіжний клапан.

При повороті рульового колеса (насос НШ-10Е працює) керований вал 20 обертається, що зумовлює поступальне переміщення золотника 19. Через опір ротора 23 золотник 19 і кардан 26 не обертаються, а торсіонний вал 21 закручується на певний кут. При цьому рідина від насоса НШ-10Е надходить у відповідну робочу камеру насоса-дозатора і ротор починає обертатися. Водночас золотник зміщується і займає нейтральне положення. Золотник, обертаючись, безперервно «стежить» за обертанням вхідного вала. Кут «розбіжностей» між вхідним валом і золотником визначається тиском робочої рідини на виході насоса-дозатора (в циліндрах). Якщо опір повороту коліс настільки великий, що кут «розбіжності» більший за оптимальний, то золотник починає обертатися від вхідного вала. Якщо обертати рульове колесо при положенні коліс в упорі, то рідина перепускатиметься запобіжним клапаном. При нейтральному положенні золотника рідина від насоса надходить на злив у бак.

Будову насоса-дозатора ХУ-85 показано на рис. 5.35. У корпусі 22 розміщені: керований (вхідний) вал 20 та золотник 19 (на частині його внутрішньої поверхні нарізано евольвентні шліци). Останній з розточками в корпусі утворює розподільник. У керованому валу запресовано штифт 12, що входить у паз золотника. Цей паз виконано під кутом до осі золотника таким чином, що при обертанні вала золотник переміщується в осьовому напрямку. Задній кінець вала 20 закінчується трьома профільованими шліцами, на яких із зазором встановлено муфту 11. На зовнішній частині муфти нарізано евольвентні шліци, що входять у зачеплення з внутрішніми шліцами золотника 19. З останніми зв'язаний кардан 26, що входить другим кінцем у зачеплення з ротором 23. Вал 20 і кардан 26 з'єднані торсіонним валом 21, він відіграє роль пружини, що скручується доти, поки не буде вибраний зазор між шліцами вала 20 і муфти 11.

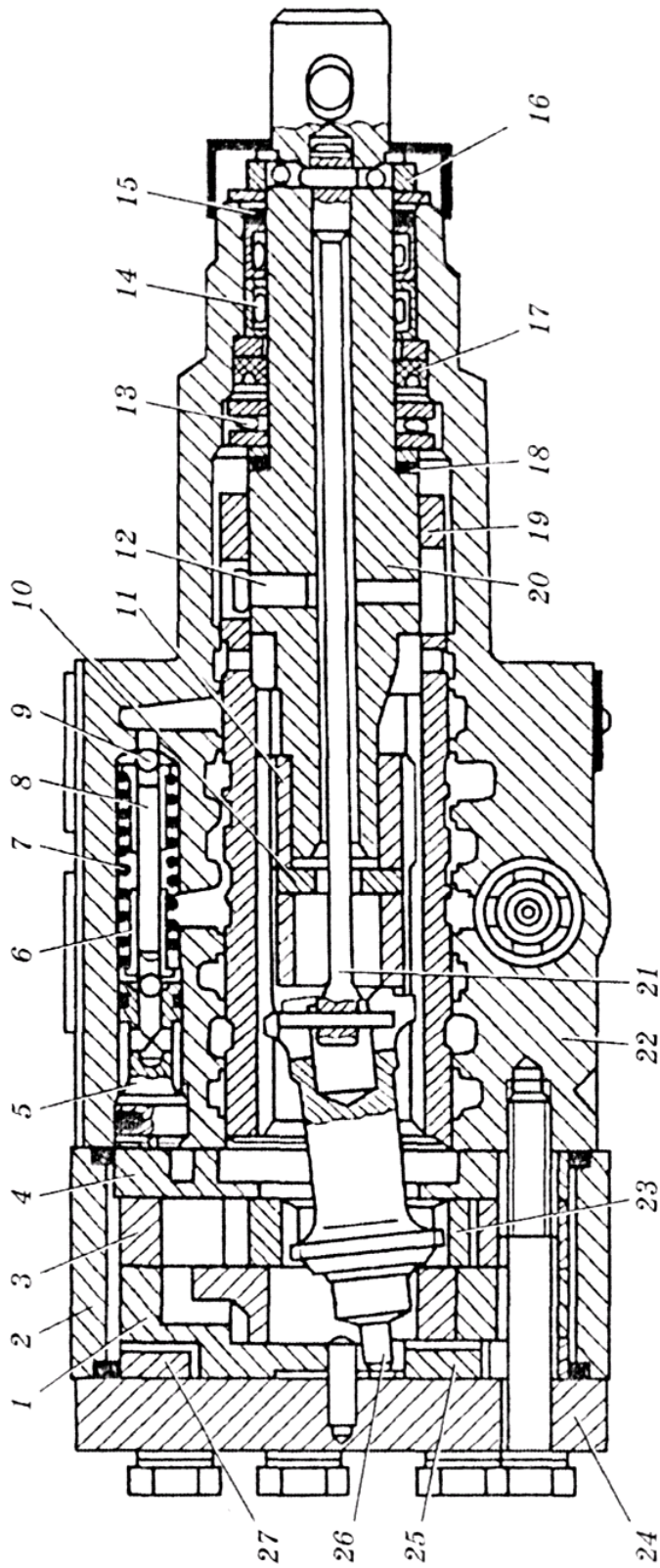


Рис. 5.35. Насос-дозатор ХУ-85:

1 – розподільник; 2 – корпус клапана; 3 – статор; 4 – опорна пластина; 5 – сідло клапана; 6 – втулка; 7 – пружина; 8 – напярмна; 9 – кулька
 здвоєного запобіжного клапана; 10 – шайба; 11 – муфта; 12 – штифт; 13 – радіально-упорний підшипник; 14 – голчастий підшипник;
 15, 17 – ущільнення; 16, 18 – шайби; 19 – золотник; 20 – керований (вхідний) вал; 21 – торсионний вал; 22 – корпус насоса-дозатора;
 23 – ритор; 24 – кришка; 25 – торцевий золотник; 26 – кардан; 27 – розбірна втулка

Коли напрямні колеса натрапляють на перешкоду на дорозі, то з відповідних порожнин гідроциліндрів рідина надходить у дозувальний насос, який починає працювати в режимі гідромотора, обертаючи кардан, а через нього і золотник. При нерухомому вхідному валі насоса-дозатора обертання золотника через з'єднання «штифт – косий паз» перетворюється на поступальний рух. Золотник переміщується з нейтрального положення в таке, при якому робоча рідина від насоса НШ-10Е через дозувальний насос надходить до циліндрів і при цьому відновлюється положення напрямних коліс. Якщо сила, що діє з боку перешкоди на колесо, дуже велика, то тиск на виході з насоса-дозатора обмежується запобіжними клапанами 3 і 6 (див. рис. 5.34), відрегульованими на тиск 10 МПа.

Коли насос НШ-10Е не подає рідину в насос-дозатор (робота без підсилення), то при обертанні керованого вала 20 золотник 19 переміщується з нейтрального положення доти, поки не буде вибраний весь зазор між шліцами вхідного вала і муфти 11. Після цього золотник починає повертатися, а від нього кардан і ротор дозувального насоса, подаючи рідину до циліндрів. Зворотний клапан 8 (див. рис. 5.34) у цьому разі закритий і перекриває доступ рідини до насоса НШ-10Е. Зусилля повороту рульового колеса зростає.

5.4.2. Планетарні гідромотори

Для приводу активних робочих органів, транспортерів сільськогосподарських машин застосовують планетарні та планетарно-роторні гідромотори.

Планетарні гідромотори МГП-80, МГП-100, МГП-125, МГП-160, МГП-200, МГП-315 розробляє і виготовляє Омський завод гідроприводів «Омськгідропривод».

Планетарно-роторні гідромотори ГПР-Ф-160, ГПР-Ф-250, ГПР-Ф-320, ГПР-Ф-400, ГПР-Ф-500, ГПР-Ф-630 розробляє конструкторсько-технологічний інститут сільськогосподарського машинобудування КТІСМ м. Запоріжжя, а виготовляє Сорокський завод «Гідропривод».

Планетарні гідромотори типу МГП – це реверсивні гідромашини з розподільником робочої рідини багаторазової дії.

Робочий орган складається з ротора 28 (рис. 5.36), семи циліндричних роликів 27 і пластини 24. Ротор при перекочуванні по зубчастому вінцю статора змінює об'єм робочих камер. Вісь ротора описує коло радіусом, що дорівнює ексцентриситету робочої пари.

У корпусі 5 встановлено радіально-упорні роликові підшипники 4, в яких обертається вихідний вал 1 з внутрішніми шліцами.

Для ущільнення вала в корпус встановлено манжету 3. Вихідний вал з'єднано із золотниковим пристроєм 10, 12 та валом 11. Торцеве притискання

золотника здійснює притискна втулка 13, яка розміщена в кришці 17. Зусилля осевого притискання створює пластинчаста пружина 22 та тиск робочої рідини, що надходить через один з каналів.

Гайкою 25 і дистанційною втулкою 6 регулюють зазор у конічних підшипниках. Для герметизації внутрішнього об'єму гідромотора встановлено гумові кільця 8, 15, 21 та інші.

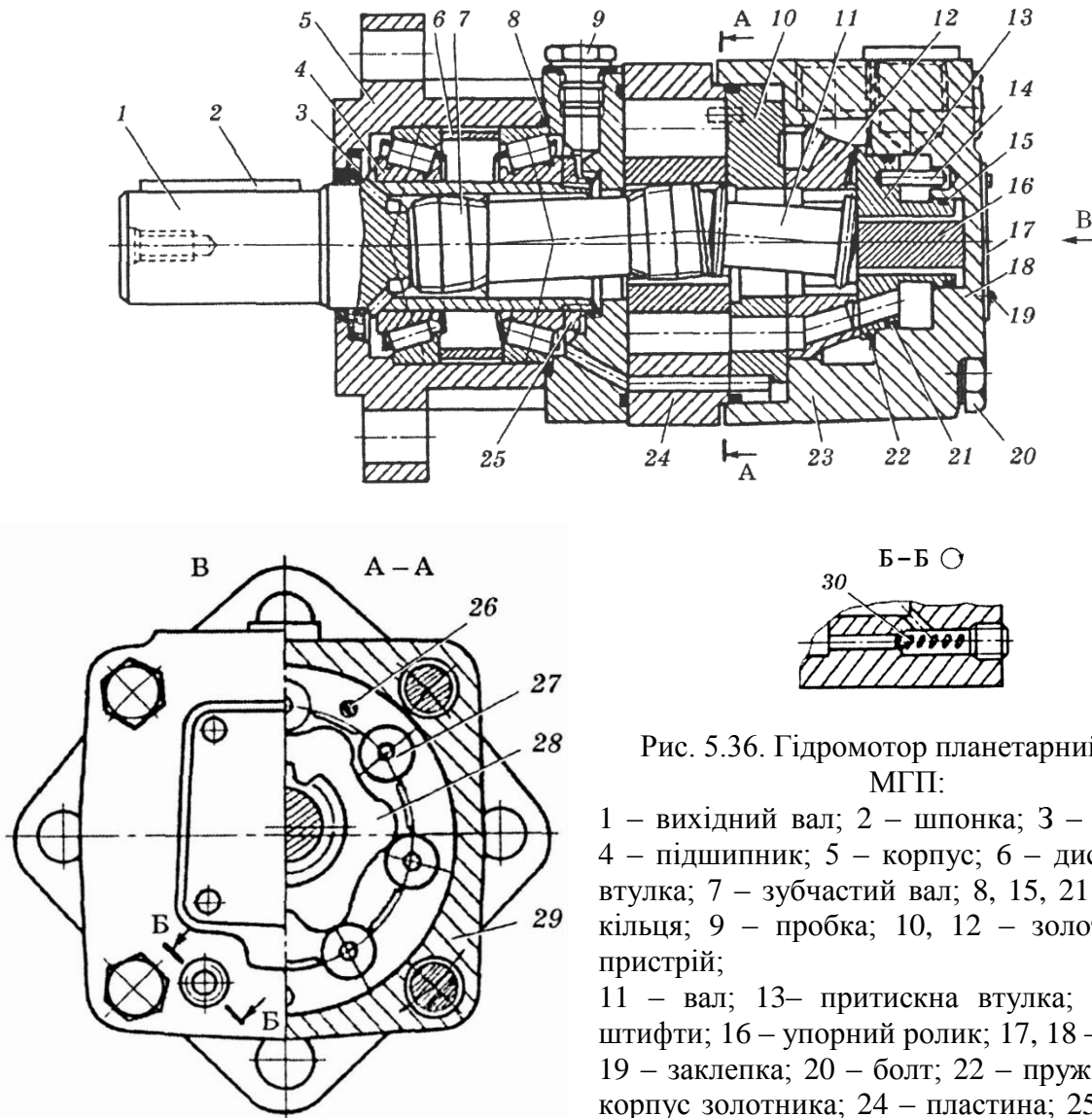


Рис. 5.36. Гідромотор планетарний типу МПГ:

- 1 – вихідний вал; 2 – шпонка; 3 – манжета; 4 – підшипник; 5 – корпус; 6 – дистанційна втулка; 7 – зубчастий вал; 8, 15, 21 – гумові кільця; 9 – пробка; 10, 12 – золотниковий пристрій; 11 – вал; 13 – притискна втулка; 14, 26 – штифти; 16 – упорний ролик; 17, 18 – кришка; 19 – заклепка; 20 – болт; 22 – пружина; 23 – корпус золотника; 24 – пластина; 25 – гайка; 27 – ролик; 28 – ротор; 29 – статор; 30 – зворотний клапан

Для збору дренажу в деталях 10, 24, 29 є отвори, які діаметральним каналом деталі 24 сполучені із зворотними клапанами 30, що розділяють порожнини низького і високого тиску.

Для зниження тиску дренажу в пластині 24 є спеціальний отвір для виведення робочої рідини, який закритий пробкою 9.

Кутове положення пластини 24 відносно статора 29 і притискної втулки 13 відносно кришки 18 зафіксовано штифтами 14, 26. Осьове зміщення карданних валів у бік кришки обмежуються упорним роликом 16.

Напрямок обертання вихідного вала залежить від розподілу входу і виходу робочої рідини до отворів на кришці. Робоча рідина під тиском надходить в один з отворів притискної втулки 13, золотника 10 та проміжної пластини і підводиться в камери змінного об'єму, змушуючи ротор 28 обкочуватися (здійснювати орбітальний рух навколо осі статора і одночасно обертатися навколо власної осі у напрямку, протилежному руху по орбіті) по внутрішньому зубчастому вінцю статора. З камер, об'єм яких зменшується, відпрацьована рідина витісняється зубцями ротора і по розподільних каналах та отворах у кришці відводиться у зливну лінію. Отже, тиск робочої рідини приводить у дію ротор, який забезпечує крутний момент. Рух ротора по орбіті перетворюється на обертання вихідного вала з передатним відношенням, що дорівнює семи.

Планетарно-роторні гідромотори типу ГПР-Ф (ПМТ) є планетарними реверсивними гідромашинами багаторазової дії. Вони мають торцевий розподільник робочої рідини і безкардану кінематичну схему передачі крутного моменту на вихідний вал.

У корпусі 4 (рис. 5.37) нарізано зуби евольвентного зачеплення. Встановлений ексцентрично ротор 6 має два зубчастих вінця – зовнішній і внутрішній. Перший із зубами корпусу 4 утворює пару з внутрішнім зачепленням. Другий входить у зачеплення з шестернею 7, що має круговий профіль зуба. Ця пара утворює робочі камери гідромотора, що з торців обмежені розподільником 8 і щогою 5, розміщеними на валу 1.

Ротор гідромотора здійснює складний рух – одночасно котиться по зубчастому вінцю шестерні 7 і по зубчастому вінцю нерухомого корпусу 4. За один оберт вала ротор здійснює шість обкочувань по зубчастому вінцю корпусу.

Отже, гідромотору типу ГПР-Ф притаманні функції об'ємної гідромашини та редуктора.

У кришці 10 встановлено золотник 11, що під дією тиску рідини з внутрішньої порожнини притискається до робочої поверхні розподільника 8, в якому є підвідні канали. Кількість каналів дорівнює кількості обкочувань ротора 6 по зубчастому вінцю корпусу 4.

У золотнику є канали, які через один сполучаються з порожнинами гідромотора. При подачі робочої рідини в одну з них робоча рідина через частину каналів золотника 11 надходить в половину робочих камер. Під дією тиску рідини ротор 6 котиться по вінцю корпусу 4, передаючи обертання на вихідний вал 1. Відпрацьована рідина з другої половини робочих камер через канали золотника 11 витісняється в іншу порожнину.

Напрямок і швидкість обертання вала 1 визначаються напрямком потоку та кількістю робочої рідини, що підводиться.

Гідромотори ГПР-Ф-160, ГПР-Ф-200, ГПР-Ф-250, ГПР-Ф-320 відрізняються один від одного лише шириною деталей робочого органу.

Гідромотори ГПР-Ф-400, ГПР-Ф-500, ГПР-Ф-630 характеризуються наявністю двох уніфікованих з ГПР-Ф-200, ГПР-Ф-250, ГПР-Ф-320 робочих органів, що доповнюють їх робочий об'єм.

У позначенні таких гідромашин букви ГПР означають гідромотор планетарний роторний, Ф – модифікацію, а цифри – робочий об'єм у кубічних сантиметрах.

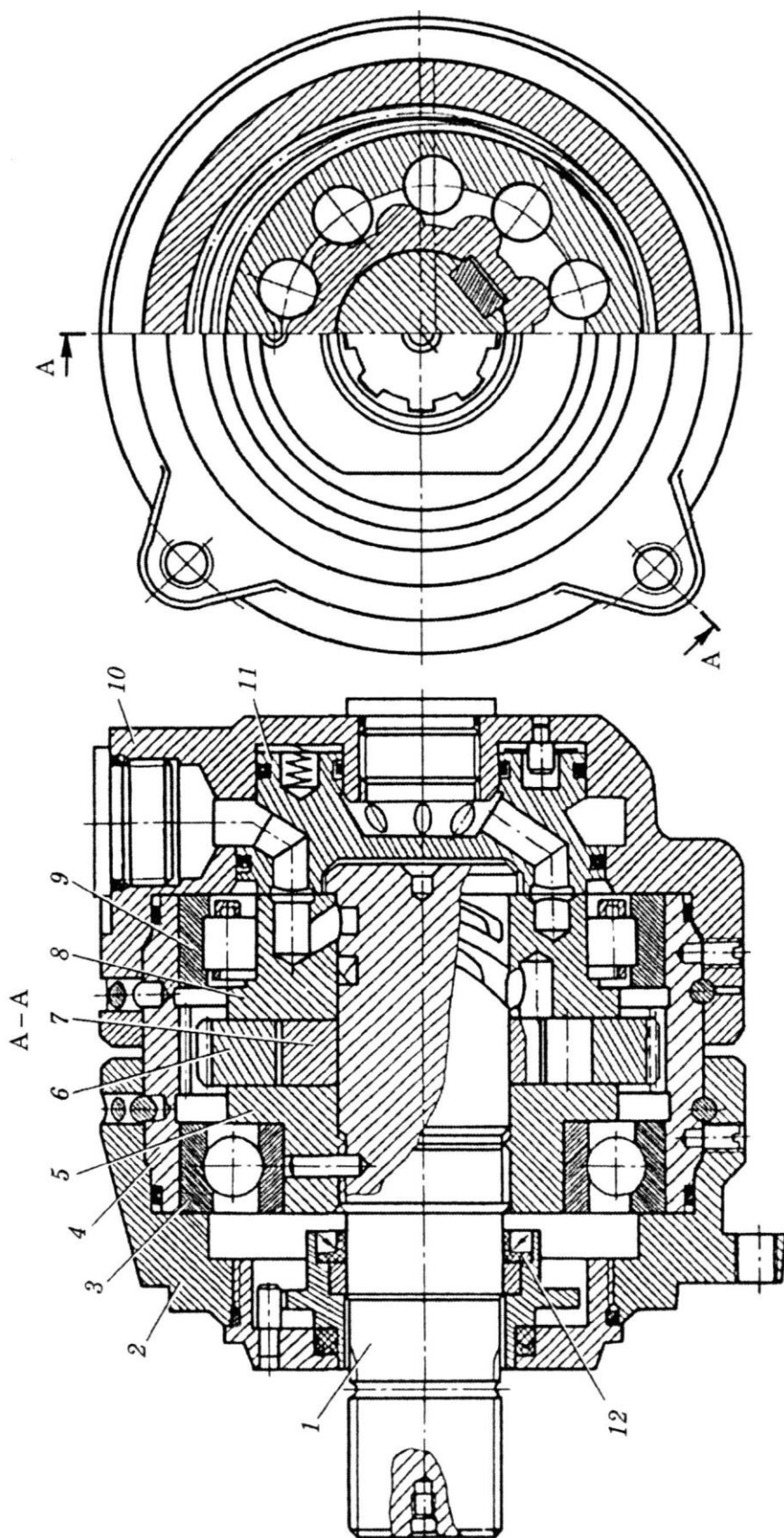


Рис. 5.37. Гідромотор планетарно-роторний типу ГПР – Ф:

1 – вал; 2, 10 – кришки; 3 – підшипник радіально-упорний; 4 – корпус; 5 – щока; 6 – ротор; 7 – шестерня; 8 – розподільник; 9 – підшипник роликів радіальний; 11 – золотник; 12 – ущільнювач

5.4.3. Планетарні гідрообертачі

Гідрообертачі призначені для приводу тихохідних (2 - 6 об/хв) високомоментних (400 - 700 Нм) робочих органів, транспортерів, машин для перевезення кормів, внесення добрив.

Застосовуються планетарні гідрообертачі марок ГВУ-Ф-4000, ГВУ-Ф 6300 (розробляє конструкторсько-технологічний інститут сільсько-господарського машинобудування (КТІСМ) м. Запоріжжя, виготовляє Ліпецький дослідно-експериментальний завод «Гідромаш»).

Будову гідрообертача показано на рис. 5.38. Гідрообертач складається з напрямної 15 із вставними роликами 20, шестерні 3 та двох кришок 12, в які запресовані заглушки 10. Кришки прикріплено до напрямної стяжними болтами з гайками. Профіль зубів шестерні круговий. Торцевий зазор між шестернею і кришками ущільнено гумовими та чавунними кільцями.

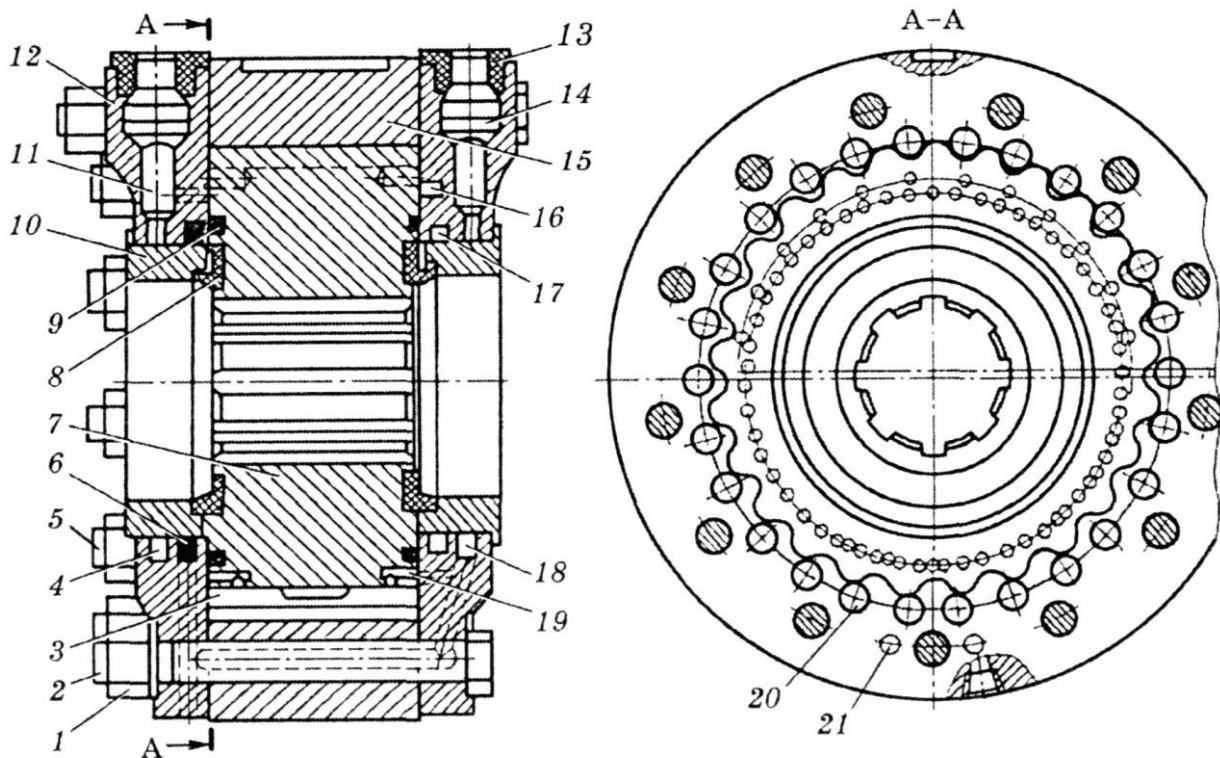


Рис. 5.38. Гідрообертач планетарний типу ГВУ-Ф:

1,5 – гайки; 2 – болт; 3 – зуб шестерні; 4, 6, 17, 18 – кільцеві канали; 7 – шестерня; 8, 9 – ущільнення; 10 – заглушка; 11, 14 – порожнини; 12 – кришка; 13 – пробка; 15 – напрямна; 16, 19 – отвори; 20 – ролик; 21 – перепускний канал

При подачі рідини, наприклад, у порожнину 14 вона через кільцевий канал 18 та аксіальні отвори в правій кришці одночасно через канал у напрямній надходить в аксіальні отвори лівої кришки. Далі рідина через отвори 19 на торцях

шестерні надходить у робочі камери, що утворені внутрішньою поверхнею напрямної і зовнішньою поверхнею шестерні. Під дією тиску рідини напрямна з роликками починає здійснювати складний рух, обкочуючись по шестерні і одночасно передаючи їй обертальний рух. Унаслідок цього відбувається необхідний для обертання розподіл рідини. Рідина витісняється на злив через два інші кільцеві канали в кришках.

Для того, щоб напрямна передавала реактивний момент і одночасно обкочувалась по шестерні, вона з'єднана з рамою машини шарнірно за допомогою важелів. Привідний вал гідрообертача, що жорстко з'єднаний з шестернею, встановлюють у підшипниках, закріплених на рамі машин.

Основні параметри. Робочий об'єм планетарної гідромашини визначають за залежністю

$$V_p = 2mb\pi D_0 \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.24)$$

де m – модуль зачеплення;

b – ширина сателіта;

D_0 – діаметр початкового кола зачеплення;

z_1 – кількість зубів сателіта;

z_2 – кількість роликів напрямної.

Інші параметри визначають аналогічно, як і для шестеренних чи поршневих гідромашин.

5.5. Пластинчасті гідромашини

Пластинчасті гідромашини – це насоси і гідромотори. Вони бувають регульованими і нерегульованими, реверсивними і нереверсивними.

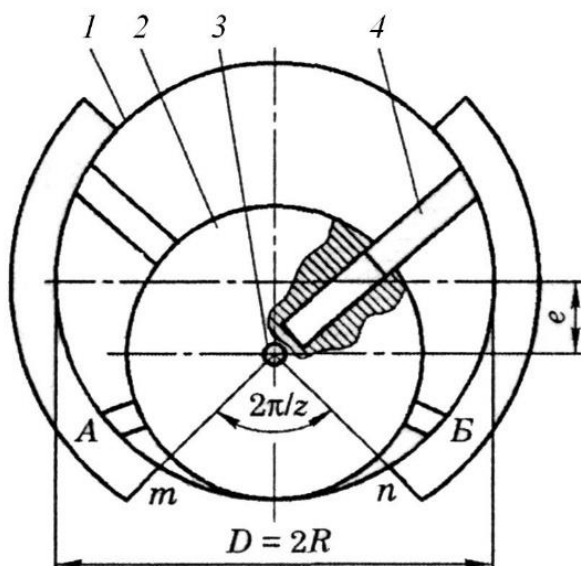


Рис. 5.39. Пластинчастий насос одноходової дії: 1 – статор; 2 – ротор; 3 – вал; 4 – пластина; mn – перемичка; e – ексцентриситет; А і Б – відповідно всмоктувальне і напірне вікна

Пластинчастим насосом називають роторний насос з робочими камерами, утвореними робочими поверхнями ротора, статора, двох суміжних пластин і бічних кришок. Вони бувають одноходової (рис. 5.39) і двоходової (рис. 5.40) дії.

Насос одноходової дії складається із статора 1 (рис. 5.39) і ротора 2, та двох бокових кришок. Ротор розміщений ексцентрично статору. В пазах ротора є пластини 4, що вільно можуть переміщуватись у пазах. Ротор приводиться в обертальний рух за допомогою вала 3. На бічних кришках є два вікна: всмоктувальне А і напірне Б. Розмір перемички mn між вікнами не більший за кутовий розмір між двома суміжними пластинами.

Під час обертання ротора пластини постійно притискаються до статора крім пружини відцентровими силами. За наявності ексцентриситету e пластини здійснюють складний рух: обертаються з ротором і зворотно-поступально рухаються в пазах. При обертанні ротора, наприклад за стрілкою годинника, робочі камери, розміщені зліва від вертикальної осі ротора, сполучається із всмоктувальним вікном A . Їх об'єм збільшується, виникає вакуум і робоча рідина під дією перепаду тисків надходить із бака та заповнює робочі камери. В зоні перемички між вікнами об'єм робочих камер не змінюється. Робочі камери, розміщені справа вертикальної осі ротора, сполучаються з напірним вікном B . Їх об'єми зменшуються, і рідина, що знаходиться в них, витискується через вікно B на вихід в напірну лінію.

Робочий об'єм пластинчастого насоса одноходової дії визначають за залежністю

$$V_p = 2e(2\pi R - zS)b, \quad (5.25)$$

де e – ексцентриситет;

R – радіус статора;

z – кількість пластин;

S – товщина пластини;

b – ширина пластини.

Робочий об'єм насоса регулюють, змінюючи ексцентриситет. Зміщенням статора можна отримати різні значення ексцентриситету по обидва

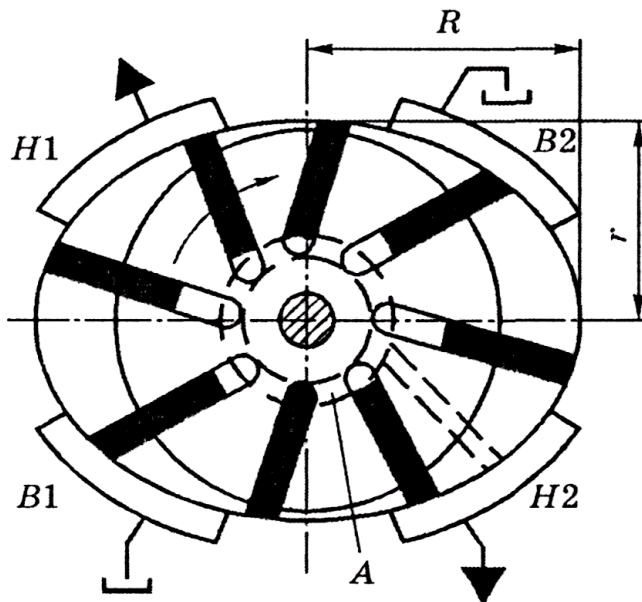


Рис. 5.40. Схема пластинчастого насоса двоходової дії:

$B1$ і $B2$ – всмоктувальні вікна; $H1$ і $H2$ – напірні вікна; A – кільцева проточка

боки ротора, що дає можливість реверсувати потік рідини.

Для розвантаження опор ротора від радіальних сил, що виникають від дії тиску рідини, застосовують пластинчасті насоси двоходової дії (рис. 5.40). Під час обертання ротора за годинниковою стрілкою всмоктування робочої рідини відбувається через діаметрально розміщені всмоктувальні вікна $B1$ і $B2$, а витискання через напірні вікна $H1$ і $H2$. Оскільки тиск рідини діє на діаметрально протилежні боки ротора, то опори ротора розвантажуються від тиску рідини. Для забезпечення підтискання пластин до статора по кільцевій проточці A підводиться рідина із напірної лінії.

Робочий об'єм пластинчастого насоса двоходової дії визначають за залежністю

$$V_p = 2e(R^2 - r^2)b, \quad (5.26)$$

де R – радіус більшої півосі статора;

r – радіус ротора.

В залежності (5.24) не враховано об'єм, що займають пластини, крім цього залежність вказує, що такі насоси нерегульовані.

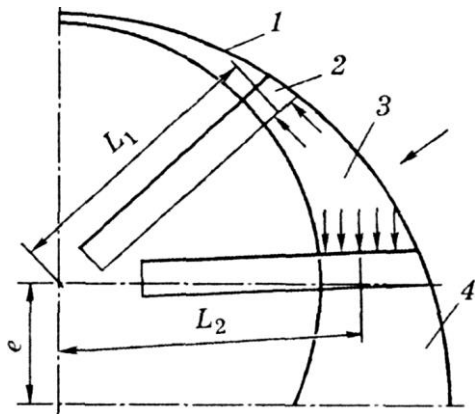


Рис. 5.41. Схема роботи пластинчастого гідромотора:

1 – статор; 2 – пластини; 3 – робоча камера; 4 – ротор; e – ексцентриситет; L_1 і L_2 – плечі дії рівнодійної сили тиску рідини

Пластинчастий гідромотор за будовою не відрізняється від пластинчастого насоса. Схема його роботи зображена на рис. 5.41.

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

$$M_i = P(S_1L_1 - S_2L_2), \quad (5.27)$$

де P – тиск робочої рідини;

S_1 і S_2 – робоча площа пластини;

L_1 і L_2 – плечі дії рівнодійної сили тиску.

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

$$M = \sum M_i.$$

В інженерних розрахунках повний крутний момент визначають за залежністю (5.16).

Пластинчасті гідромашини у гідроприводах сільськогосподарської техніки нині широкого застосування не набули. Вони можуть забезпечити потужність до 85 кВт, працювати при тисках до 18 МПа з частотою обертання вала ротора до 1800 об/хв, мал шумні, здатні забезпечити великі подачі (витрати) при тисках до 18 МПа та високому ККД, тому в перспективі вони можуть знайти застосування у гідроприводах сільськогосподарської техніки. Застосовують такі гідромашини у гідроприводах металорізальних верстатів з помірним тиском (до 14 МПа).

5.6. Гвинтові гідромашини

Гвинтові гідромашини представлені в гідроприводах машин переважно насосами. В гідроприводах сільськогосподарської техніки вони набувають застосування завдяки тому, що забезпечують рівномірну подачу рідини при невисоких тисках і малошумні.

Залежно від кількості гвинтів насоси бувають одно-, дво-, три- і багатогвинтовими. Найбільш широко застосовують тригвинтові насоси з циклоїдальним зачепленням.

На рис. 5.42 показано насос, що має три двозахідні гвинти, із яких середній 5 – ведучий і два інших 4 – ведені. Напрямки навивки на ведучому і веденому гвинтах протилежні. У корпусі 1 встановлено обойму 2, залиту бабітом і сполучену своїми вікнами із всмоктувальним патрубком 6. Гвинти розміщені в обоймі з мінімальними зазорами. При зачепленні вони утворюють робочі камери, які під час обертання, перемішуються разом з рідиною вздовж осі до напірного патрубка 3.

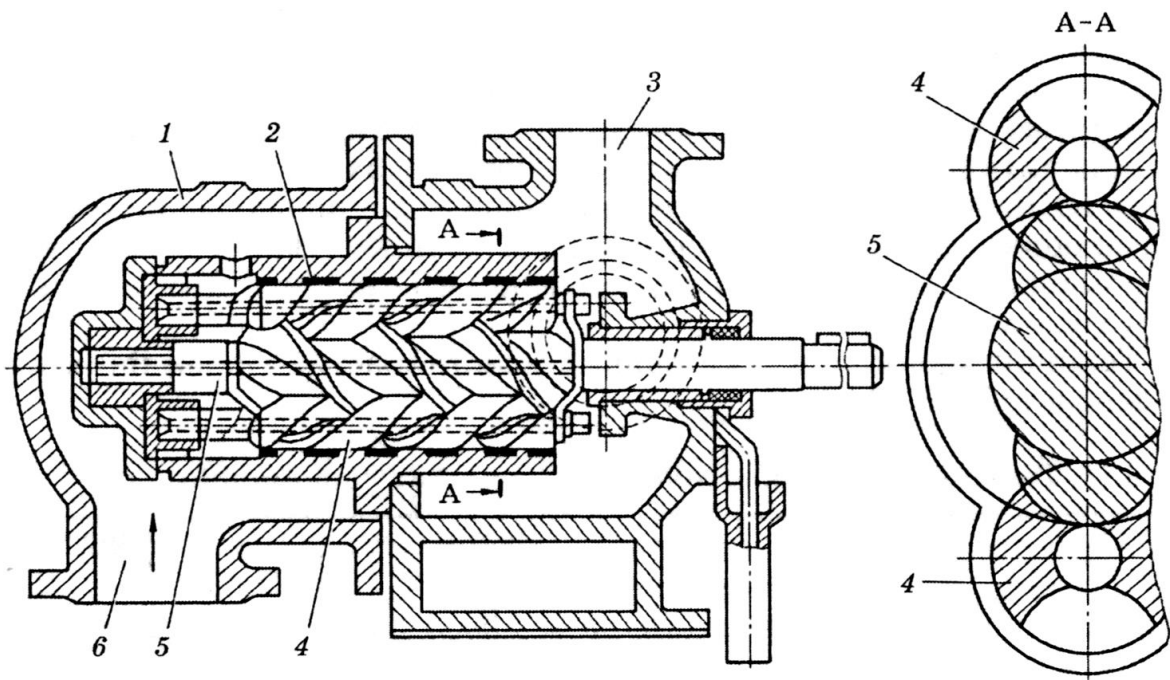


Рис. 5.42. Тригвинтовий насос:

1 – корпус; 2 – обойма; 3 – напірний патрубок; 4 – ведені гвинти; 5 – ведучий гвинт; 6 – всмоктувальний патрубок

При такому конструктивному виконанні гвинти розвантажені від радіальних сил тиску, а виникаючі осьові сили сприймаються упорними підшипниками. Основне навантаження припадає на ведучий гвинт, а ведені гвинти виконують роль замикачів (герметизаторів) робочих камер.

Насоси призначені для подачі чистих мінеральних олів, нафтопродуктів та інших добре змащувальних і неагресивних рідин.

Тригвинтові насоси здатні створювати тиск до 10...20 МПа. Причому, чим більший тиск, тим довгими мають бути гвинти для забезпечення необхідної герметичності. Мінімальна довжина гвинта $L = 1,25t$, де t – крок гвинтів. Залежно від тиску довжину гвинта тригвинтового насоса приймають в межах: при $P = 1,5...2,0$ МПа – $L = (1,5...2)t$, при $P = 5...7,5$ МПа – $L = (3..4)t$; при $P = 15...20$ МПа – $L = (6...8)t$.

Робочий об'єм насоса з трьома однаковими гвинтами -

$$V_p = (S - S_2)t = 1,243d_3^2t, \quad (5.28)$$

де S – площа перерізу розточки корпусу;

S_2 – площа перерізу гвинтів;

t – крок гвинта;

d_3 – внутрішній діаметр ведучого гвинта або зовнішній діаметр веденого гвинта.

$$t = \frac{10}{3}d_3. \quad (5.29)$$

Об'ємний ККД для насосів високого тиску приймають $\eta_v = 0,7...0,8$, а для насосів низького тиску $\eta_v = 0,90...0,95$.

5.7. Порівняльні характеристики гідромашин

Аналізуючи параметри насосів і гідромоторів, описаних в розділі 5, можна зробити наступні висновки.

Найпоширеніші у гідроприводах сільськогосподарської техніки шестеренні насоси. Практично на будь-якому тракторі й самохідній сільськогосподарській машині встановлено такий насос. Це пов'язано з тим, що шестеренні гідромашини мають малу масу на одиницю потужності (0,41 -0,95 кг/кВт), коли у аксіально-поршневих гідромашинами (0,68 – 4,10 кг/кВт). Крім цього вони невибагливі до чистоти робочої рідини (тонкість фільтрації – 63 мкм, в той час як для аксіально-поршневих 10 мкм).

Недоліки шестеренних гідромашин:

– тиск робочої рідини у западинах шестерень збільшується від порожнини всмоктування до напірної порожнини, що спричинює виникнення невірноважених зусиль і потребу в додаткових пристроях для їх зрівноваження;

- основним каналом втрат (витікання) рідини (75 - 80 %) є торцеві зазори між шестернями і кришками (чи втулками), що потребує додаткових пристроїв для усунення таких втрат;
- частина рідини запирається у западинах при зачепленні шестерень, що зумовлює компресію рідини, а отже, й неврівноважені зусилля;
- низький момент зрушення (0,3 – 0,4 від номінального крутного моменту), коли шестеренного гідромотора;
- шестеренні насоси і гідромотори нерегульовані, тобто конструкція не дає змоги змінювати робочий об'єм;
- шестеренні гідромашини, як правило, зібрані або для лівого або для правого обертання, тобто вони нереверсивні.

Основна перевага аксіально-поршневих гідромашин порівняно з шестеренними в тому, що вони мають більший ККД, реверсивні, можуть бути регульованими і нерегульованими, гідромотори мають значно вищий момент зрушення.

Доцільними, особливо у гідроприводах ведучих коліс, є аксіально-поршневі насоси і гідромотори з похилим диском.

Планетарні насоси і гідромотори відрізняються від аксіально-поршневих компактністю, вартістю, малою частотою обертання.

Планетарні гідромотори мають високий момент зрушення (близький до номінального), можуть працювати з високим тиском на зливі, що дає змогу включати їх у лінію гідроприводу послідовно.

5.8. Гідродвигуни

Гідродвигуни гідравлічну енергію, що створює насос чи гідроаккумулятор, перетворюють на механічну енергію. До них крім гідромоторів, належать гідроциліндри, гідродвигуни із зворотно-поступальним рухом та поворотні гідродвигуни.

5.8.1. Гідроциліндри

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, сільфоні та ін.

Поршневим гідроциліндром називають циліндр, в якому робочі камери утворені поверхнями корпусу 1 (рис. 5.43, а) і поршня 3 зі штоком 4.

Гідроциліндр має дві порожнини: безштокову *A*, яка обмежена робочими поверхнями корпусу і поршня і штокову *B*, що обмежена поверхнями корпусу, поршня і штока.

Поршневі гідроциліндри поділяють за такими ознаками: за напрямком дії робочої рідини – однобічної (див. рис. 5.43, *б*) та двобічної (див. рис. 5.43, *а*) дії; за кількістю штоків – з однобічним штоком (див. рис. 5.43, *а*) і двобічним штоком (див. рис. 5.43, *в*); за типом вихідної ланки – з рухомим штоком (див. рис. 5.43, *а, б і в*) і з рухомим корпусом (див. рис. 5.43, *г*).

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

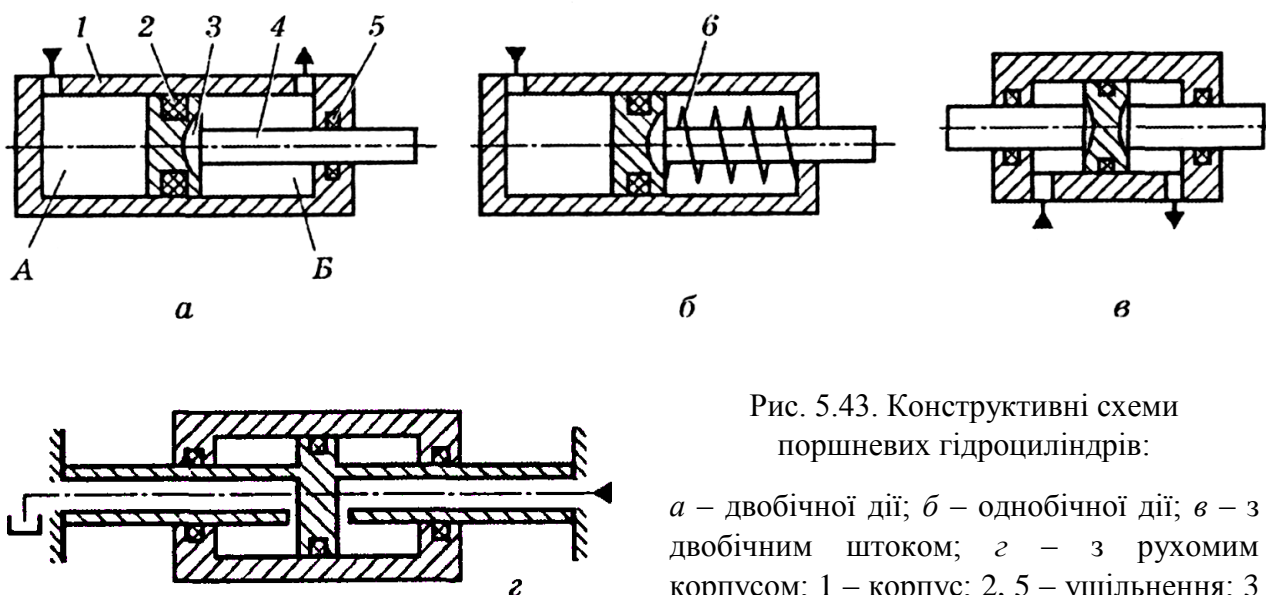


Рис. 5.43. Конструктивні схеми поршневих гідроциліндрів:

а – двобічної дії; *б* – однобічної дії; *в* – з двобічним штоком; *г* – з рухомим корпусом; 1 – корпус; 2, 5 – ущільнення; 3 – поршень; 4 – шток; 6 – пружина; *A* і *B* – порожнини

У гідроциліндрах двобічної дії рух вихідної ланки в обох напрямках здійснюється під дією потоку робочої рідини.

Гідроциліндри з двобічним 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 гідроциліндрів для герметизації рухомих з'єднань встановлено ущільнювальні кільця.

Принцип дії гідроциліндра наступний. При сполученні поршневої порожнини *A* (див. рис. 5.48, *a*) з напірною лінією гідроприводу поршень 3 разом зі штоком 4 під дією тиску рідини переміщується вправо. При цьому одночасно відбувається витіснення робочої рідини із штокової порожнини *B* у зливну лінію гідроприводу. При підведенні робочої рідини під тиском у порожнину *B* поршень зі штоком переміщується у зворотному напрямку.

У гідроприводах сільськогосподарських машин і тракторів переважно застосовують поршневі гідроциліндри двобічної дії. Загальну будову таких гідроциліндрів показано на рис. 5.44.

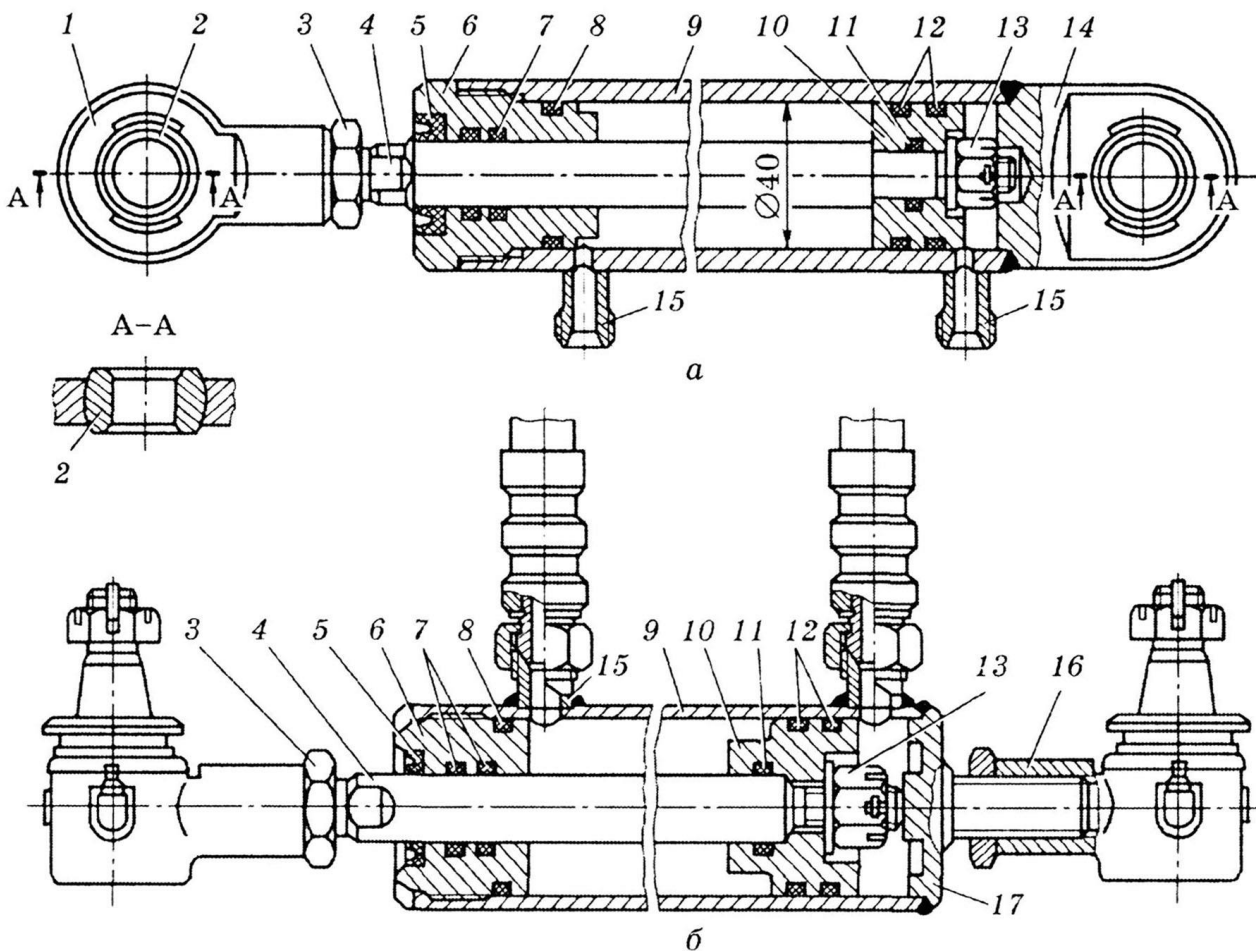


Рис. 5.44. Поршневі гідроциліндри гідроприводів комбайна «Енисей-1200»:

a – 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 керування вивантажувальним шнеком, механізмами відключення жатки і зворотної прокрутки молотильного барабана (див. рис. 5.44, а) – це гільза 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, буртик якої шестигранний. Всередині гільзи розміщено поршень 10, який прикріплено до штока 4. З другого боку штока прикріплено вушко 1. З боку різьби під вушком зроблено лиску під ключ для утримання штока від провертання під час загвинчування корончатої 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, що мають зовнішню сферичну поверхню. Манжета 5 запобігає потраплянню пилу і бруду в порожнину циліндра.

Гідроциліндр моста керованих коліс (див. рис. 5.44, б) має аналогічну будову.

Поршневі гідроциліндри такого типу, наприклад, гідроциліндр рульового керування комбайна КСК-100, маркують так 50×28–160, де (в мм) 50 – діаметр циліндра; 28 – діаметр штока; 160 – хід поршня.

Гідроциліндр рульового керування зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» маркують ГЦ63/25.ПП540.33-200, де (в мм) 63 – діаметр циліндра; 25 – діаметр штока; 200 – хід поршня.

В гідроприводах навісних систем тракторів, а також для керування положенням робочих органів різних сільськогосподарських машин застосовують поршневі гідроциліндри, які випускали в трьох виконаннях згідно ГОСТ 8755-80. Виконання позначають цифрами 2, 3 і 4 для номінальних тисків 14, 20 і 25 МПа. До групи виконання 2 входять циліндри діаметрами 55, 75, 90, 100 і 110 мм; виконання 3 – діаметрами 50, 60, 63, 80, 100 і 125 мм; виконання 4 – діаметрами 63, 80 і 100 мм. Буква Ц означає циліндр, а цифри – внутрішній діаметр циліндра та хід поршня в міліметрах.

Наприклад, гідроциліндр з внутрішнім діаметром 80 мм з ходом поршня 200 мм виконання 4 позначають так: Ц80×200–4 ГОСТ 8755-80.

Позначення гідроциліндрів німецької фірми «Mannesmann Rexroth GmbH» містить дані про конструктивне виконання, максимальний робочий тиск, діаметр поршня і штока, а також хід поршня. Наприклад, CD 250 B 125/70×350 – це гідроциліндр серії CD розрахований на максимальний робочий тиск 250 бар

(25 МПа) виконання В з діаметром циліндра 125 мм, штока – 70 мм і ходом 350 мм.

В деяких поршневих гідроциліндрах встановлено гідромеханічний клапан для регулювання ходу штока (поршня) при втягуванні в циліндр, тобто, щоб зупинити навісний пристрій з навісною машиною в будь-якому положенні і обмежувати заглиблення робочих органів навісних і гідрофікованих машин. Частково його використовують і тоді, коли переїжджають на великі відстані з навісною машиною, піднятою в транспортне положення. Будову гідромеханічного клапана показано на рис. 5.45.

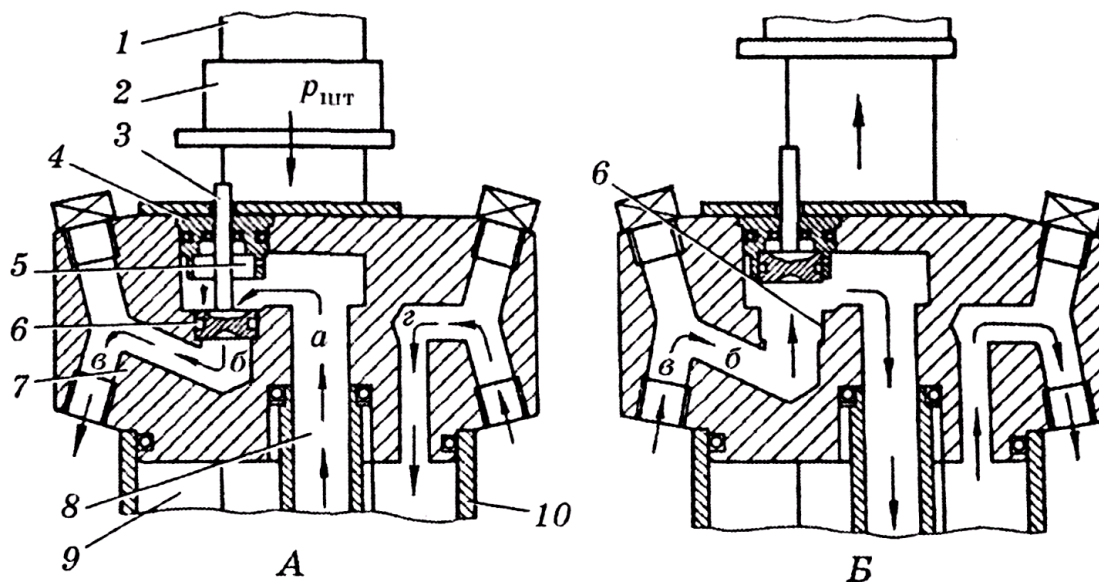


Рис. 5.45. Схема роботи гідромеханічного клапана обмеження ходу штока гідроциліндра:

А – клапан закритий; *Б* – клапан відкритий; 1 – шток поршня; 2 – пересувний упор; 3 – стрижень запірнього елемента клапана; 4 – корпус клапана; 5 – сідло в корпусі клапана; 6 – сідло в передній кришці циліндра; 7 – передня кришка; 8 – трубопровід; 9 – штокова порожнина циліндра; 10 – циліндр; *а, б і в* – канали безштокової порожнини; *г* – канал штокової порожнини

Під час втягування штока 1 (див. рис. 5.50, *А*) робоча рідина із безштокової порожнини циліндра надходить по трубопроводу 8 та каналу *а* через отвір сідла 6 в передній кришці циліндра і далі по каналах *б* та *в* на злив. Як тільки пересувний упор 2, закріплений на необхідній довжині штока за допомогою гайки-баранчика, натисне на стрижень 3 запірнього елемента клапана, останній перекриє отвір сідла і цим самим закриє вихід рідини із безштокової порожнини гідроциліндра.

Внаслідок перекриття отвору сідла над запірним елементом клапана тиск рідини різко підвищується. Під тиском рідини запірний елемент клапана

повністю сідає у своє сідло і втягування штока поршня, а отже і опускання машини призупиняється. Між пересувним упором і стержнем запірнього елемента клапана утвориться зазор 6-12 мм.

Під час піднімання машини робоча рідина, що надходить від гідророзподільника під тиском по каналах *в* і *б* (рис. 5.45, *Б*) під запірний елемент клапана, виштовхує його із сідла, запірний елемент сідає в сідло 5 і робоча рідина під тиском надходить в поршневу порожнину гідроциліндра, а з штокової через канал *г* – на злив.

Якщо перед підніманням машини зазор між стрижнем запірнього елемента клапана 3 і упором 2 буде менший, ніж 10 мм, гідромеханічний клапан не відкриється, оскільки стрижень 3 впирається в упор 2. Робоча рідина в поршневу порожнину не надходить і піднімання навісної машини не відбувається.

При переїзді на далекі відстані після підняття навісної машини в транспортне положення необхідно запірний елемент клапана посадити у сідло передньої кришки, натиснувши на його стрижень 3 пальцем або дерев'яним предметом.

Поршневий гідроциліндр гідроприводу гальм має дещо іншу будову і принцип дії порівняно з описаними вище. Будову колісного гідроциліндра показано на рис. 5.46.

Принцип дії гідроциліндра наступний. При подачі робочої рідини від насоса (головного циліндра) по трубопроводу в порожнину між поршнями 3 циліндра 4 поршні розходяться в обидва боки і штовхачами 8 діють на колодки гальм, розтягуючи пружину, що їх з'єднує. При цьому колодки розходяться, притискаються до гальмівного барабана і гальмують колесо. Якщо відпустити педаль головного циліндра (насоса), в його порожнині створюється розрідження і під дією пружини колодок поршні колісного гідроциліндра сходяться, витискуючи рідину в насос (головний циліндр).

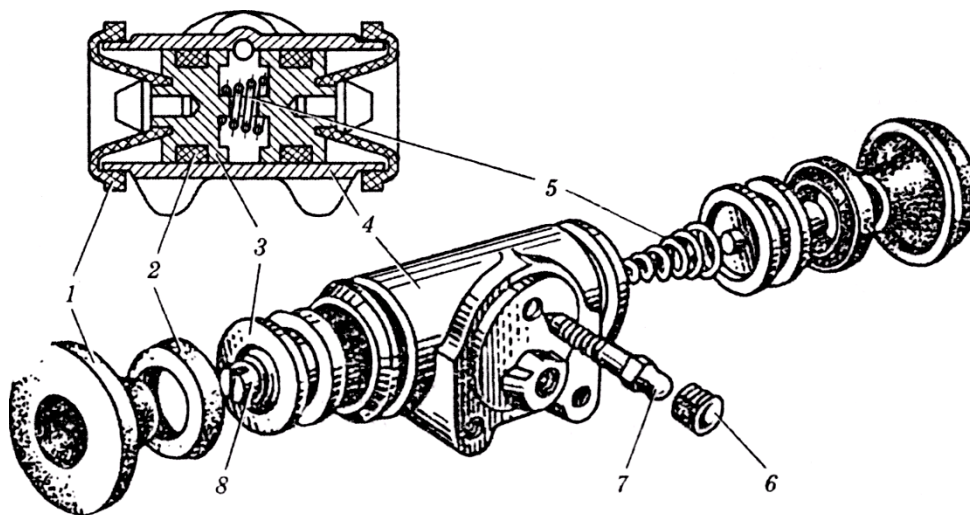


Рис. 5.46. Колісний поршневий гідроциліндр гальм:

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

Розрахунок основних параметрів поршневих гідроциліндрів. Для гідроциліндрів встановлено наступні основні параметри і розміри: номінальний тиск $P_{ном}$, МПа; діаметр циліндра D , мм; діаметр штока d , мм, хід поршня l , мм і маса циліндрів, m , кг. Робочі площі поршнів S_n визначають за залежностями:

– з боку безштокової порожнини для циліндрів з однобічним штоком (див. рис. 5.43, *a* і *б*)

$$S_{1n} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (5.30)$$

– з боку штокової порожнини для циліндрів з однобічним (див. рис. 5.48, *a*) і двобічним (див. рис. 5.43, *в* і *г*) штоками за умови, що діаметри правого і лівого штоків однакові

$$S_{2n} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \quad (5.31)$$

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

$$F = \Delta P S_n, \quad (5.32)$$

де $\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад тисків в порожнинах гідроциліндра, Па;
 S_n – площа поршня, м².

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

$$F = F_{zm} + R_m + R_{in} \quad (5.33)$$

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

$$R_m = f\pi DbP_k z, \quad (5.34)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f=0,1\dots0,2$;
 D – діаметр циліндра;
 b – ширина контактної кільця (ущільнення);
 P_k – контактний тиск;
 z – кількість ущільнюючих кілець.

Сила інерції елементів гідроциліндра, що рухаються, виникає при прискоренні чи сповільненні руху потоку рідини. В загальному випадку

$$R_{in} = ma \quad (5.35)$$

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

При рівномірному русі сила інерції дорівнює нулю.

Фактичне зусилля на штоці гідроциліндра

$$F_\phi = F\eta_m \quad (5.36)$$

де F – теоретичне зусилля;
 η_m – механічний ККД гідроциліндра, $\eta_m = 0,85\dots0,95$.

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

$$v_n = \frac{Q}{S_n} \quad (5.37)$$

де Q – витрата робочої рідини, м³/с;
 S_n – робоча площа поршня, м².

В гідроциліндрі двобічної дії з однобічним штоком при прямому і зворотному ході і постійній витраті рідини швидкості поршня різні:

$$v_{1n} = \frac{Q}{S_{1n}} = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad v_{2n} = \frac{Q}{S_{2n}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (5.38)$$

Час t (хв) повного ходу поршня при нагнітанні рідини у безштокову порожнину циліндра визначають за залежністю

$$t = \frac{l}{v_{1n}} = \frac{\pi D^2 l}{40Q}, \quad (5.39)$$

де l – хід поршня, м;
 v_{1n} – швидкість поршня, м/хв;
 D – діаметр поршня, см;
 Q – витрата рідини, л/хв.

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

$$t = \frac{l}{v_{2n}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)l}{40Q} \quad (5.40)$$

де v_{2n} – швидкість поршня, м/хв;
 d – діаметр штока.

Потужність, що підводиться до гідроциліндра

$$N = \frac{Q(P_1 - P_2)}{61,2\eta}, \quad (5.41)$$

де $P_1 - P_2$ – різниця тисків у порожнинах гідроциліндра, МПа;
 η – загальний ККД гідроциліндра.

Теоретична корисна потужність N_m (Вт) гідроциліндра

$$N_m = (P_1 - P_2)v_{1n}S_{1n} = (P_1 - P_2)v_{2n}S_{2n} \quad (5.42)$$

Плунжерним гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною робочими поверхнями корпусу і плунжера, що виконує функцію штока. Такі циліндри однобічної дії. Будову їх показано на рис. 5.47.

Принцип дії таких гідроциліндрів наступний. При сполученні напірної лінії гідроприводу із штуцером 2 плунжер 5 під дією сили тиску рідини переміщується вправо. Якщо порожнину гідроциліндра сполучити через штуцер 2 зі зливною лінією гідроприводу, плунжер під дією сили, що створює вага робочого органу чи інших зовнішніх сил, переміщується вліво у вихідне положення.

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

Розрахунок основних їх параметрів аналогічний розрахунку параметрів поршневих гідроциліндрів.

При проектуванні гідроприводів часто доводиться визначати діаметр циліндра, який створить відповідне зусилля при відомому тиску в гідросистемі, або зусилля, яке створить гідроциліндр при відомих тиску і діаметрі. Для практичних розрахунків можна користуватися діаграмою поданою на рис. 5.49. Наприклад необхідно визначити зусилля, яке створить гідроциліндр діаметром 112 мм при робочому тиску 10 МПа. Для цього через точки, що відповідають вказаним параметрам проводимо пряму лінію до шкали зусиль і знаходимо його величину, а саме – 100000 Н.

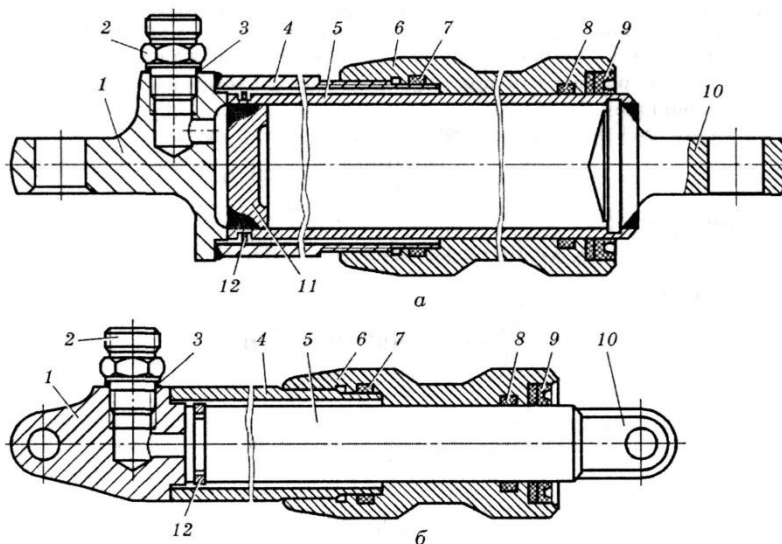


Рис. 5.47. Плунжерні гідроциліндри:

a – піднімання жатної частини комбайнів «Нива», «Енисей»; *б* – піднімання мотовила і закриття клапана копнувача комбайнів «Нива», «Енисей»; 1 – дно плунжера; 2 – штуцер; 3 – прокладка; 4 – гільза; 5 – плунжер; 6 – головка гільзи; 7, 8 – ущільнювальні кільця; 9 – манжета; 10 – головка плунжера; 11 – дно; 12 – упорне кільце

Телескопічним гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною поверхнями корпусу і декількох концентрично розміщених поршнів або плунжерів, що переміщуються один відносно одного (рис. 5.48).

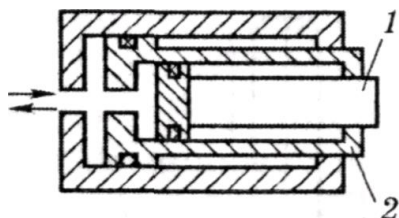


Рис. 5.48. Конструктивна схема телескопічного гідроциліндра:

1 і 2 – поршні зі штоками

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, наприклад, у вантажних автомобілях-самоскидах.

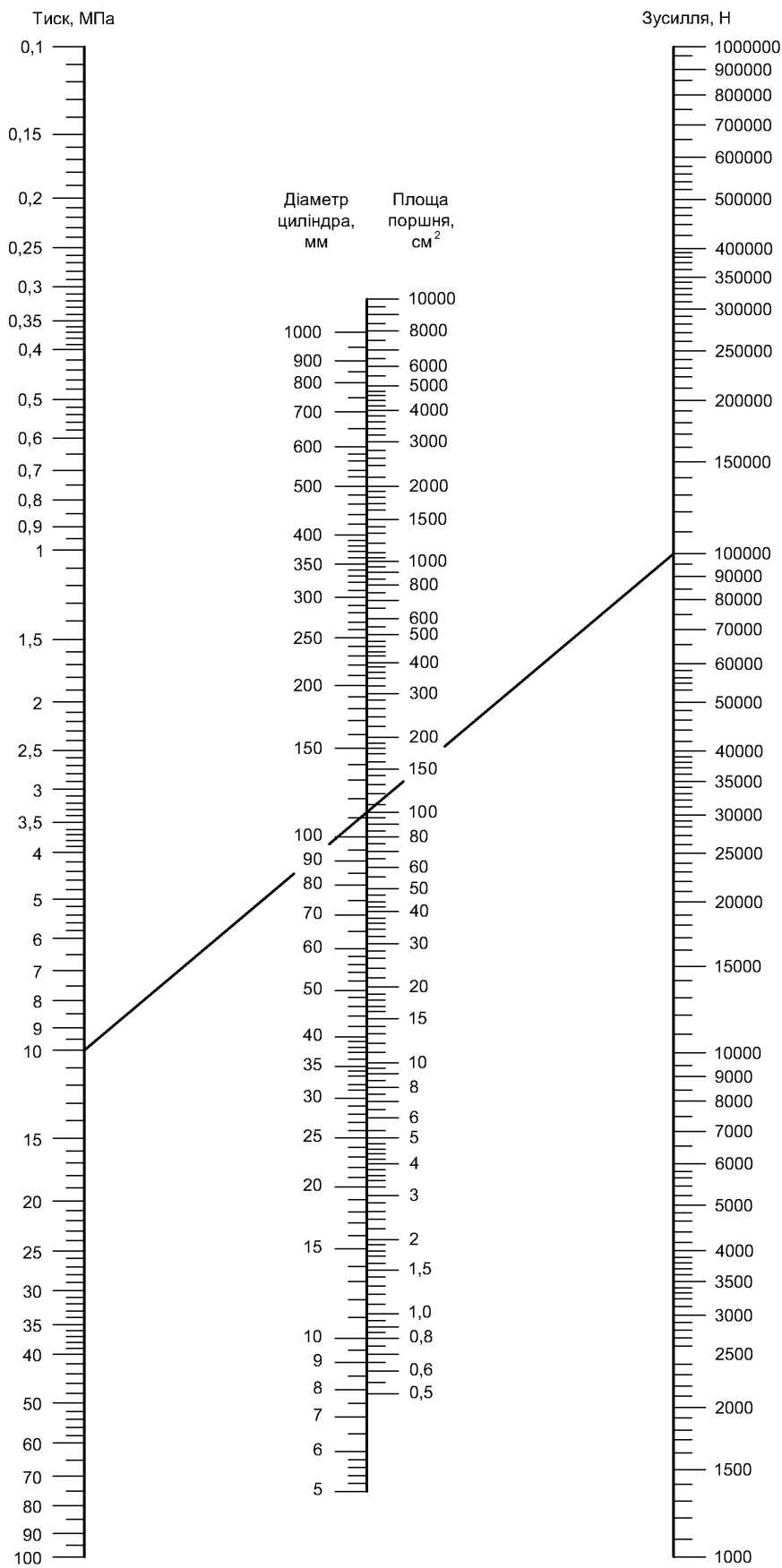


Рис. 5.49. Діаграма для визначення зусиль, що створює гідроциліндр

У таких гідроциліндрах рух починається з поршня більшого діаметра. Потім, коли поршень 2 доходить до упору, відносно нього починає рухатись поршень 1. Кількість циліндрів в подібній (рис. 5.48) «штатній» схемі може бути до шести.

Тандем-циліндри застосовують в тому випадку, коли необхідно мати значні зусилля на штоці за умови, що довжина циліндра не обмежена, але обмежена можливість застосування циліндрів великих діаметрів, зокрема в системах дублювання керування літаків та залізничного транспорту.

Схему такого гідроциліндра показано на рис. 5.50.

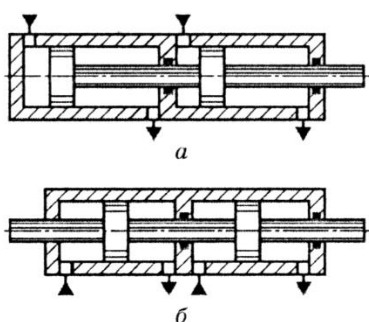


Рис. 5.50. Схеми тандем-циліндрів

a – з одnobічним штоком; *б* – з двобічним штоком

Зусилля F на штоці тандем-циліндра визначають за залежністю

$$F = P(S_1 + S_2), \quad (5.43)$$

де P – тиск рідини, що підводиться до гідроциліндра,

S_1 і S_2 – площа відповідно першого і другого поршнів.

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}; \quad S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2).$$

де D і d – діаметри поршня і штока.

Швидкість переміщення поршнів тандем-циліндра визначають за формулою

$$v_n = \frac{Q}{S_1 + S_2}, \quad (5.44)$$

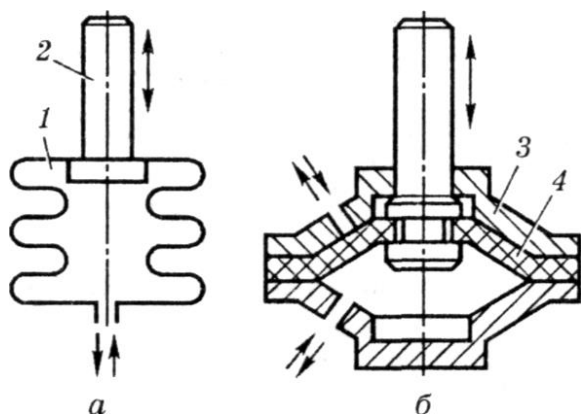


Рис. 5.51. Схеми гідроциліндрів:

a – сільфонного; *б* – мембранного; 1– сільфон; 2– шток; 3 – корпус; 4 – мембрана

Сільфонні гідроциліндри (рис. 5.51, *a*) застосовують при незначних переміщеннях штока 1, переважно у приладах гідроавтоматики. Сільфони 2 виготовляють із металу, а при незначних тисках рідини – із гуми, фторопласту тощо. Зовнішній діаметр сільфона може бути від 5 до 250 мм, робочий тиск у межах 0,20 – 15 МПа.

Мембранні гідроциліндри (див. рис. 5.51, *б*) також застосовують при незначних переміщеннях штока у виконавчих механізмах гідроавтоматики. Робоча камера в таких циліндрах утворена корпусом 3 і мембраною 4.

Для гідроциліндрів, які працюють при швидкості переміщення поршня більше ніж 0,1 м/с необхідно застосовувати гальмування в кінці їх ходу, щоб уникнути удару поршня в денце гідроциліндра. Такі удари негативно відбиваються на довговічності самих гідроциліндрів і деталей виконавчих механізмів. Таке гальмування називають також демпфуванням, а механізми, які його здійснюють – демпферами (див. рис. 5.52).

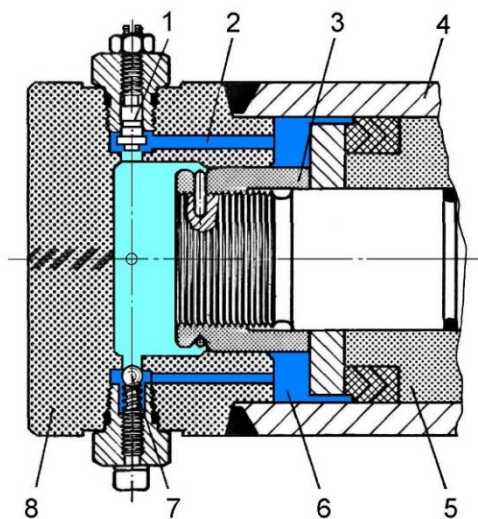


Рис. 5.52. Схема регульованого демпфера:

- 1 – дросельний клапан; 2 – канал дроселя;
- 3 – конічний демпфер; 4 – гільза циліндра;
- 5 – поршень; 6 – підпоршнева порожнина;
- 7 – зворотній клапан; 8 – денце циліндра

Коли поршень 5 з конічним демпфером 3 входить у отвір денця 8, переріз випускного вікна для робочої рідини, що витікає з підпоршневої порожнини 6, зменшується. У певний момент вікно закривається повністю і робоча рідина витікає лише через дросельний клапан 1 і канал 2.

За допомогою дросельного клапана 1 можна регулювати інтенсивність гальмування: чим менший отвір – тим інтенсивніше гальмування в кінці ходу поршня.

При зворотному ході поршня робоча рідина надходить через зворотній клапан 7.

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

5.8.2. Гідродвигуни зворотно-поступального руху

Гідродвигуном зворотно-поступального руху (ДЗПР) називають гідродвигун, в якого вихідна ланка має обмежений зворотно-поступальний рух і при одноразовому вмиканні в роботу він автоматично здійснює коливальний рух з певними частотою та амплітудою.

ДЗПР застосовують для приводу ножів різальних апаратів косарок, жаток, пристроїв для підрізання виноградної лози, для приводу в коливальний рух площадок (вібраторів) руйнування склепін в бункерах зернозбиральних комбайнів.

Гідродвигун типу ДЗПР-80×8000 призначений для приводу ножів різальних апаратів з ходом 76,2 мм. Частота коливань штока в цьому гідродвигуні – в межах 4,7 - 11,7 цикла за секунду. Робочий об'єм 80 см³ за один цикл, максимальний тиск 16 МПа, зусилля на штоці 5 кН, маса 13 кг.

Основою такого гідродвигуна є поршневий гідроциліндр з двобічним штоком та розподільник з циліндричним золотником.

Принцип дії двигуна наступний. Робоча рідина, що підводиться під тиском по напірній лінії 9 (рис. 5.53) корпусу 1, надходить по каналу 10 золотника 4 під штовхач 12, а також по каналу 14 корпусу 1 в праву порожнину 17 гідроциліндра.

Під дією тиску рідини золотник 4 і поршень 18 гідроциліндра перекривають канал 7 корпусу зливної лінії 8. При цьому проточка 21 штока поршня сполучає канал 6 і канал 3 торця золотника із напірним каналом 9. Золотник зміщується вправо і своєю проточкою сполучає напірний канал 9 з лівою порожниною 20 гідроциліндра через канали 5 і 6. Поршень зі штоком зміщується вправо.

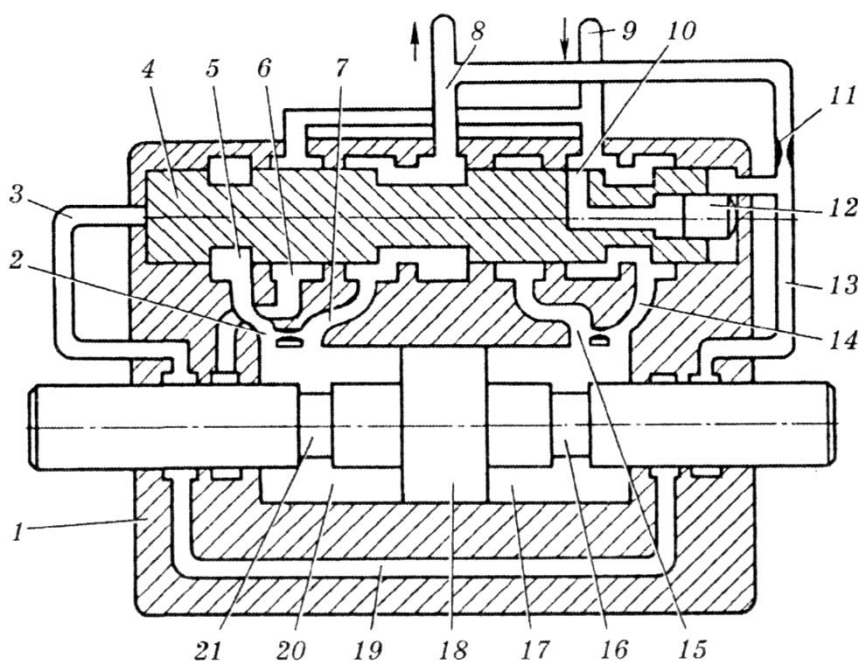


Рис. 5.53. Гідродвигун ДЗПР 80×8000:

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

Внаслідок переміщення штока вправо його проточка 21 роз'єднує канали 6 та 3 і під лівим торцем золотника створюється запертий об'єм. При подальшому переміщенні вправо поршня, він у крайньому положенні перекриває канал 15, через який зливається рідина із порожнини 17 гідроциліндра. При

цьому проточка 16 штока сполучає канали 19 і 13, завдяки чому рідина із запертого об'єму в лівій порожнині торця золотника надходить на злив. Оскільки права порожнина торця золотника під торцем штовхача 12 постійно знаходиться під тиском рідини, то золотник зміщується вліво, сполучаючи своєю проточкою напірний канал 9 з порожниною 17 гідроциліндра. Внаслідок цього поршень рухається вліво. Для забезпечення плавної роботи гідродвигуна в його конструкції передбачено нерегульовані дроселі 2 і 11. Дросель 2 призначений для згладжування стрибка тиску при зміні напрямку руху поршня, а дросель 11 демпфірує удари золотника об корпус при переході його з одного положення в інше.

Вібратори типу ГА-40000Б призначені для приводу в коливальний рух площадок зернових бункерів комбайнів «Нива», «Енисей», «Дон», «Славутич» та ін. з метою руйнування склепінь зерна при його вивантаженні. За конструкцією і принципом дії вони аналогічні ДЗПР-80×8000, а відрізняються технічними даними та деякими конструктивними елементами.

Вібратор ГА-40000Б має робочий об'єм 12 см³, номінальний тиск 4,0 МПа, частоту коливань 3,5 цикл/с, зусилля на штоку 2 кН, загальний ККД – 0,70, хід штока 3 мм, масу 5,8 кг.

Будову і принцип дії вібратора показано на рис. 5.54.

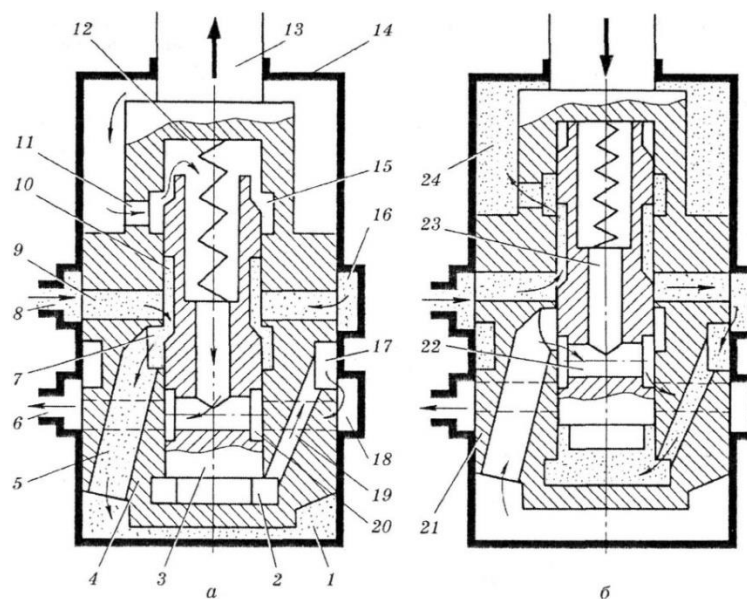


Рис. 5.54. Схема роботи вібратора:

a і *б* – в нижньому і верхньому положеннях 1 і 24 – нижня і верхня порожнини корпусу; 2, 7 і 15 – внутрішні кільцеві виточки поршня; 3 – золотник; 4 – поршень; 5 і 19 – косі отвори; 6 і 8 – отвори, відповідно для зливання і підведення оливи; 9 і 21 – наскрізні радіальні отвори поршня; 10 і 20 – кільцеві виточки золотника; 11 – радіальний отвір поршня; 12 – пружина; 13 – шток; 14 – корпус; 16 і 18 – кільцеві виточки корпусу; 17 – зовнішня кільцева виточка поршня; 22 – радіальний отвір золотника; 23 – осьовий канал золотника

При крайньому нижньому положенні золотника (рис. 5.54, а) олива від розподільника під тиском подається насосом у нижню порожнину 1 корпусу. В цей час верхня порожнина корпусу і нижня внутрішня виточка 2 поршня сполучені зі зливом. Поршень разом із золотником переміщуються вгору. Коли зовнішня виточка 17 поршня сполучається з верхньою виточкою 16 корпусу (див. рис. 5.54, б), олива під тиском подається по косому отвору 19 в нижню внутрішню виточку 2 поршня під золотник. Золотник, стискаючи пружину, переміщується вгору відносно поршня і сполучає своєю верхньою виточкою 10 верхню порожнину 24 корпусу з напірною лінією, а нижньою виточкою 20 – нижню порожнину 1 корпусу із зливом. Поршень переміщується вниз. Як тільки зовнішня виточка 17 поршня сполучиться з нижньою виточкою 18 корпусу (див. рис. 5.54, а), нижня внутрішня виточка 2 поршня сполучиться зі зливом. Золотник під дією пружини переміститься вниз і процес зворотно-поступального руху поршня повториться.

5.8.3. Поворотні гідродвигуни

Поворотним гідродвигуном називають такий гідродвигун, в якого кут повороту вихідної ланки обмежений, тобто не перевищує 360° .

Такі гідродвигуни застосовують в рульових керуваннях тракторів і сільськогосподарських машин, в конструкціях сільськогосподарських машин для керування робочими органами при повороті в межах $0 - 360^\circ$, а також широко у гідроприводах верстатів. За конструкцією робочих камер вони бувають поршневіми, пластинчастими, мембранними.

Поршневі поворотні гідродвигуни мають робочі камери, утворені поверхнями корпусу і поршня. Поршнів може бути два або чотири з одним або з двома рейково-зубчастими передачами, або з кривошипно-шатунним механізмом (проріджувач сходів цукрових буряків ПСА-2,7).

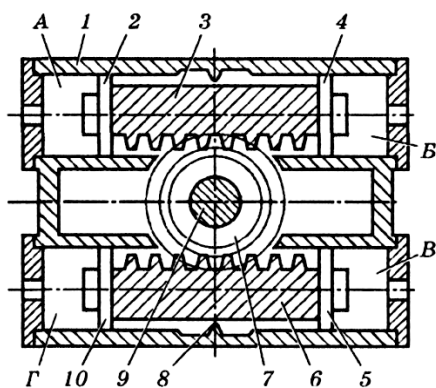


Рис. 5.55. Схема чотирипоршневого дворейкового поворотного гідродвигуна:

1 – корпус циліндрів; 2, 4, 5, 10 – поршні; 3 і 6 – рейки; 7 – шестерня; 8 – упор; 9 – вихідний вал; А, Б, В, Г – робочі камери

Чотирипоршневий поворотний гідродвигун (рис. 5.55) має корпус циліндрів 1, чотири поршні 2, 4, 5 і 10, жорстко з'єднані із зубовими рейками 3 і 6. Рейка входить в зачеплення з шестернею 7, закріпленою на вихідному валу 9. Упорами 8 встановлюють зазор в зачепленні і певне положення рейок з метою усунення їх повороту.

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

Крутний момент на валу поршневого поворотного гідродвигуна дорівнює

$$M = \frac{\Delta P S_n D_0 z}{2}, \quad (5.45)$$

де ΔP – перепад тисків;

S_n – площа поршня;

D_0 – діаметр початкового кола шестерні;

z – кількість одночасно працюючих поршнів.

Кутова швидкість вала

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_0 z}, \quad (5.46)$$

де Q – витрата рідини;

d – діаметр поршня.

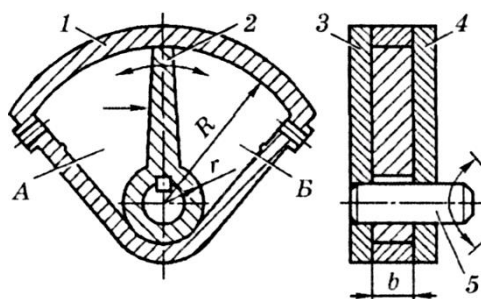


Рис. 5.56. Схема однопластинчатого

поворотного гідродвигуна:

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

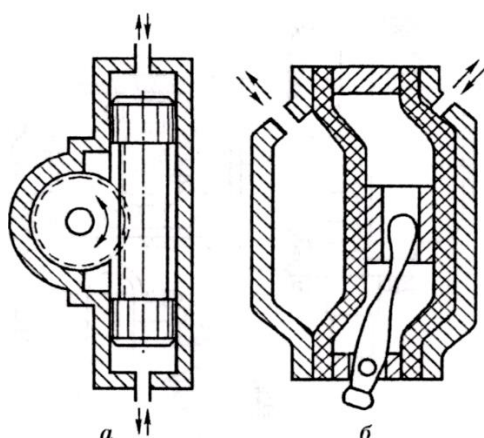


Рис. 5.57. Схеми поворотних гідродвигунів:

а – двопоршневого однорейкового; б – мембранного

Пластинчасті поворотні гідродвигуни за кількістю пластин поділяють на одно-, дво- і трипластинчасті. Однопластинчастий поворотний гідродвигун має корпус 1 (рис. 5.56) з бічними кришками 3 і 4 та пластиною 2, жорстко закріпленою на валу 5. При підведенні під тиском рідини в одну із камер А або Б пластина з валом повертатиметься на певний кут.

Крутний момент на валу такого поворотного гідродвигуна

$$M = \Delta P S l, \quad (5.47)$$

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

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

R і r – великий і малий радіуси пластины;

b – ширина пластины.

Кутова швидкість вала

$$\omega = \frac{2Q}{d(R^2 - r^2)}. \quad (5.48)$$

Будову двопоршневого однорейкового і мембранного поворотних гідродвигунів показано на рис. 5.57.

Поворотні гідродвигуни практично безінерційні гідромашини, їх застосовують при тисках до 20 МПа.

5.9. Привід насосів та з'єднання гідромотора з валом виконуючого органа

У мобільних машинах (тракторах, автомобілях, комбайнах тощо) привід насосів здійснюється безпосередньо від двигуна, або від гідравлічної системи відбору потужності (ГСВП), а в стаціонарних – переважно від електродвигуна.

У всіх випадках не бажано на привідний вал насоса встановлювати шків чи зірочку, бо це призводить до швидкого виходу з ладу робочого комплекту насоса. Як правило, привід насоса здійснюють через муфти від розподільних шестерень двигуна (рис. 5.58), або від колінчастого вала двигуна клинопасовою передачею на спеціальний вал, встановлений на підшипниках автономного корпусу, (рис. 5.59).

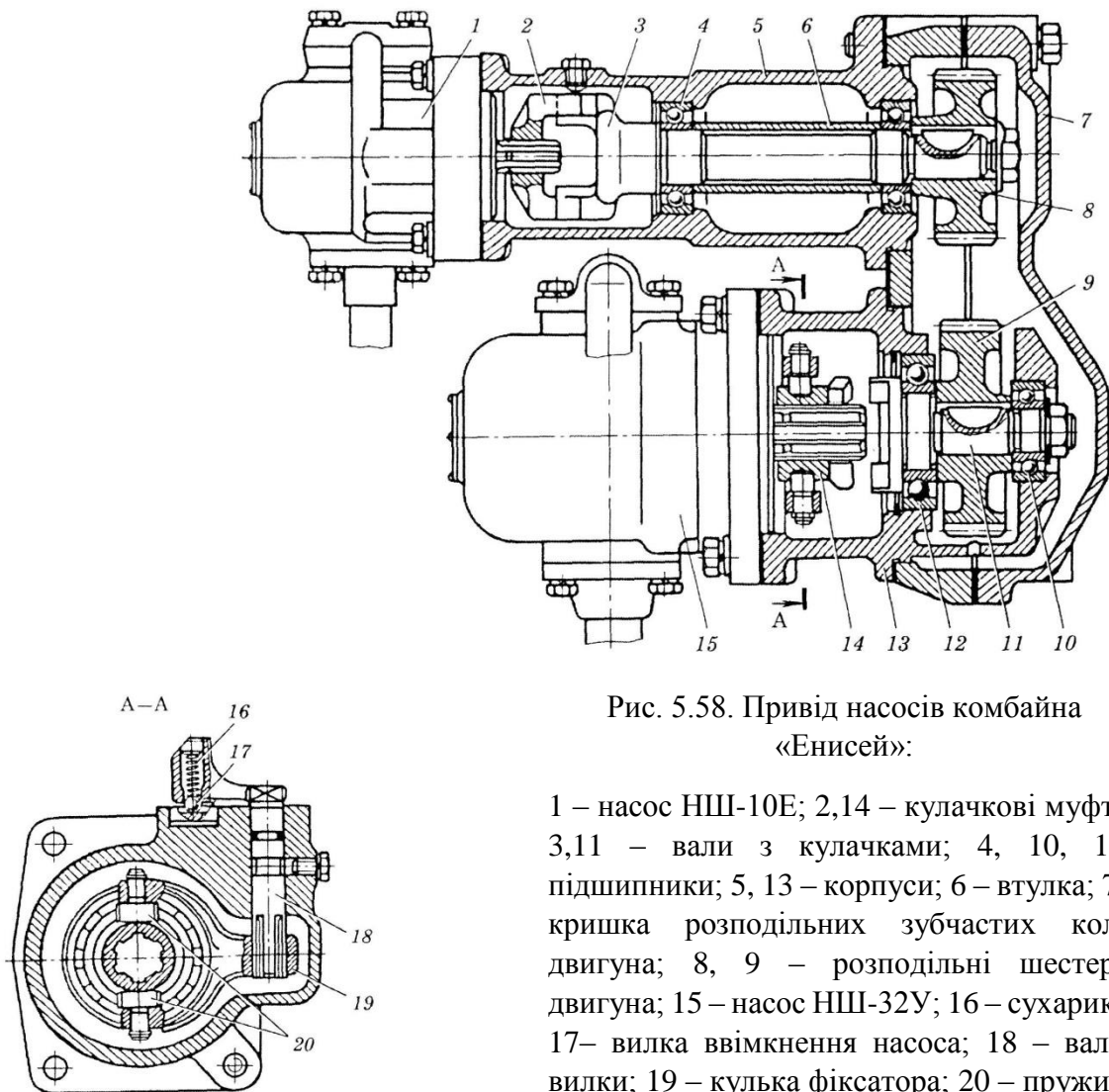


Рис. 5.58. Привід насосів комбайна «Енисей»:

1 – насос НШ-10Е; 2,14 – кулачкові муфти; 3,11 – вали з кулачками; 4, 10, 12 – підшипники; 5, 13 – корпуси; 6 – втулка; 7 – кришка розподільних зубчастих коліс двигуна; 8, 9 – розподільні шестерні двигуна; 15 – насос НШ-32У; 16 – сухарики; 17 – вилка ввімкнення насоса; 18 – валик вилки; 19 – кулька фіксатора; 20 – пружина фіксатора

У тракторах типу ДТ-75 насос приводиться в дію від вала приводу вентилятора (рис. 5.60), а в автомобілях – від коробки відбору потужності, встановленої на картері коробки передач (рис. 5.61).

При передачі крутного моменту від гідромотора на виконуючий орган використовують спеціальні муфти: гумово-пальцьові, кулачкові, зубчасті. На рис. 5.62 показано привід розкидального диска від гідромотора машини типу КСА-3 для внесення добрив.

В таких конструкціях приводу знижуються дії радіальних сил на вал гідромашини і відповідно підвищується надійність та довговічність приводу.

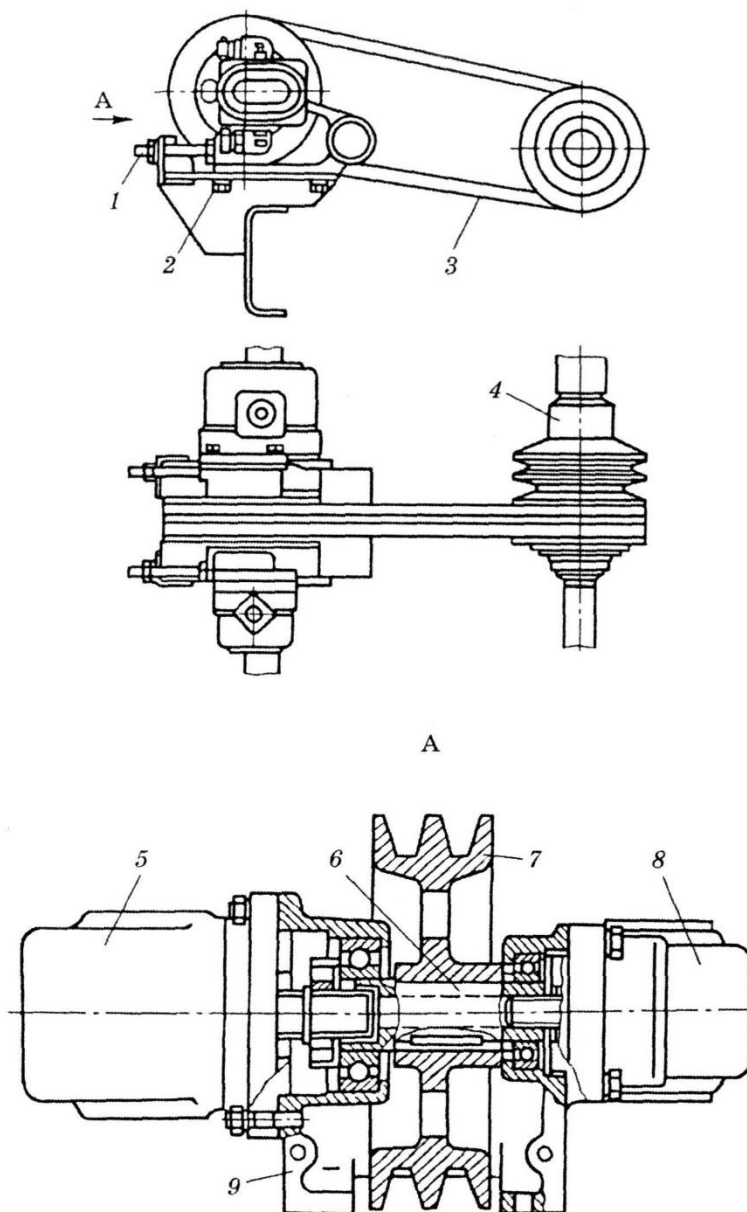


Рис. 5.59. Привід насосів комбайна КСК-100:

1 – натяжний пристрій; 2 – болт кріплення корпусу; 3 – клинопасова передача; 4 – вал дизеля; 5 – насос НШ-32-2; 6 – привідний вал; 7 – шків; 8 – насос НШ-10Е-Л; 9 – корпус

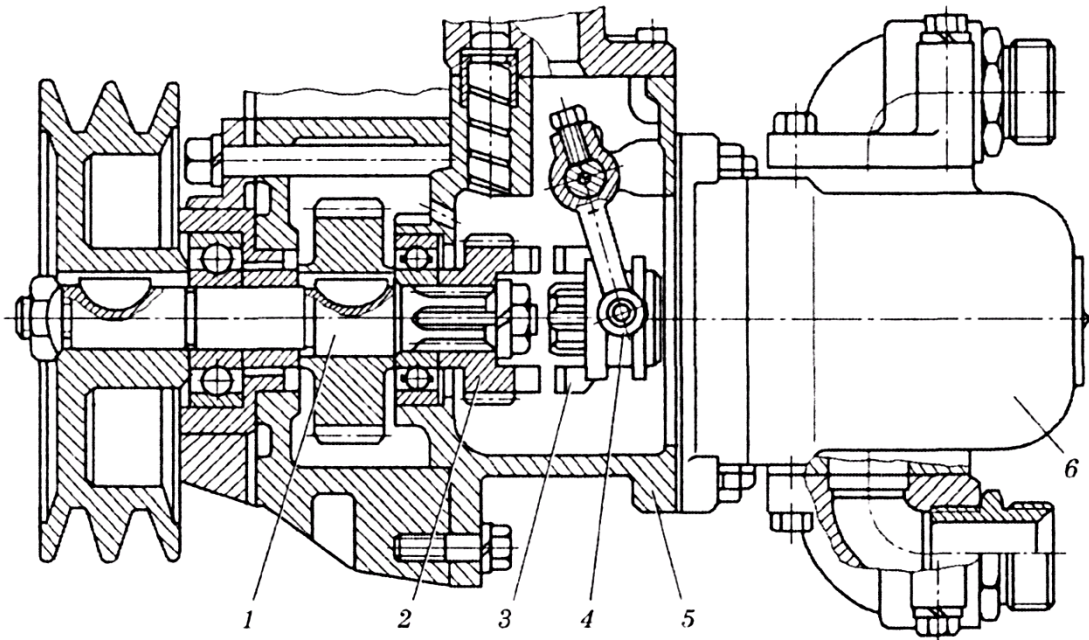


Рис. 5.60. Привід насоса гідроприводу трактора типу ДТ-75:

1 – валик приводу вентилятора дизеля; 2 і 3 кулачкові напівмуфти; 4 – вилка; 5 – корпус приводу насоса; 6 – насос

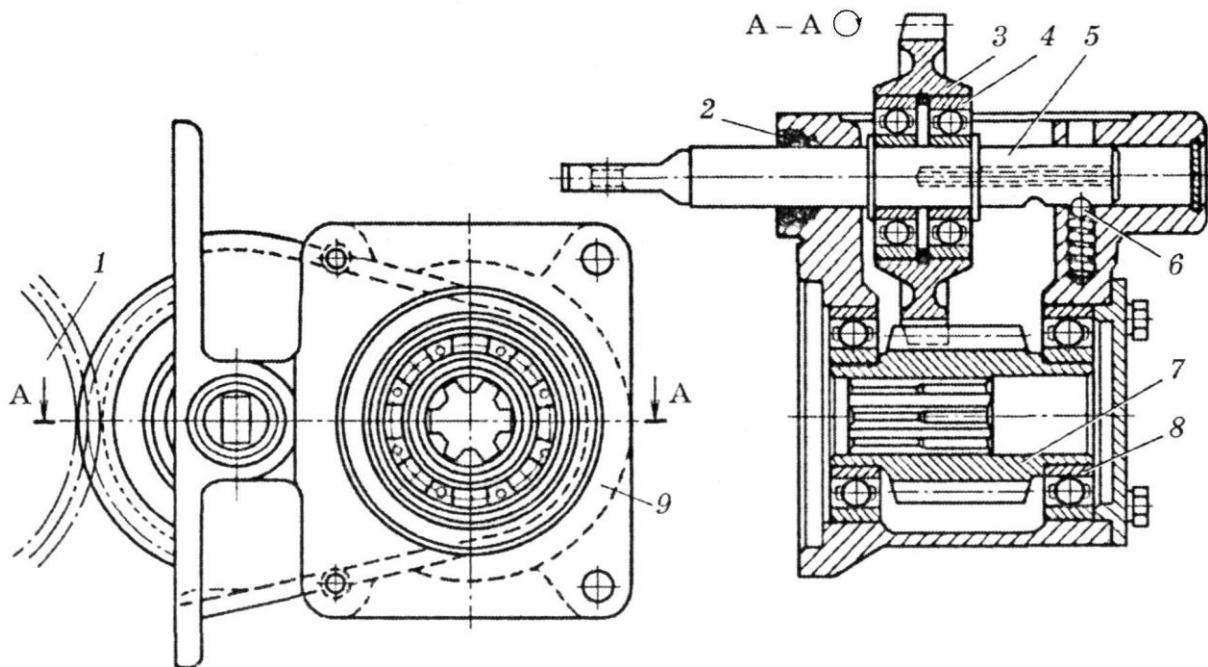


Рис. 5.61. Привід насоса гідроприводу автомобіля-самоскида типу ГАЗ-САЗ-53Б:

1 – шестерня третьої передачі; 2 – ущільнення; 3 – ведуча шестерня; 4 і 8 – підшипники; 5 – вісь; 6 – фіксатор; 7 – ведена шестерня зі шліцами під вал насоса; 9 – картер

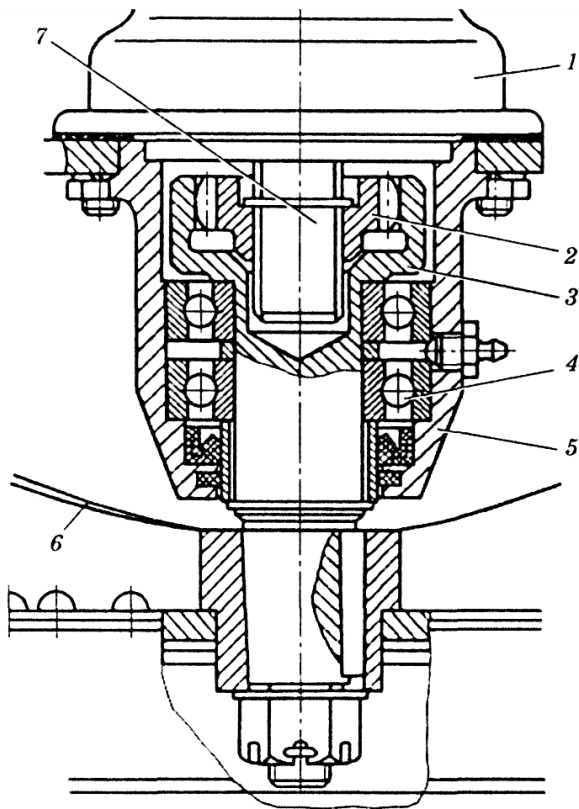


Рис. 5.62. Привід розкидального диска від гідромотора машини типу КСА-3 для внесення мінеральних добрив:

1 – гідромотор; 2 – зубча-ста втулка; 3 – вал диска; 4 – підшипник кочення; 5 – корпус підшипників; 6 – диск; 7 – вал гідромотора

Привід аксіально-поршневих регульованих насосів гідроприводів ведучих коліс також може здійснюватись безпосередньо від колінчастого вала двигуна через спеціальну зубчасту муфту (коренезбиральна машина КС-6Б), карданну передачу (коренезбиральна машина КБ-6), або спеціальним валом, як на коренезбиральній машині КС-6В та зернозбиральному комбайні СК-10.

Вал приводу гідронасоса коренезбиральної машини КС-6В (рис. 5.63) складається з вала 6, на обох кінцях якого зроблено лунки в які встановлено кульки 2. Кульки фіксуються затискачем 1 із стопорним кільцем 10. На обидва кінці вала надіті шліцові півмуфти 5 і 8. в муфтах зроблено отвори для кріплення до шківа двигуна і фланця гідронасоса. Із сторони вала (зсередини) між валом і муфтами встановлені ущільнення 9 з гумовими кільцями 3 і 7, які фіксуються стопорним кільцем 4. Всередині півмуфт є шість шліців, поміж які заходять кульки 12.

Завдяки наявності кульок осі півмуфт 5 і 8 можуть на певний кут відхилитися від осі вала 6 і компенсувати не співвісність вала двигуна і вала гідронасоса.

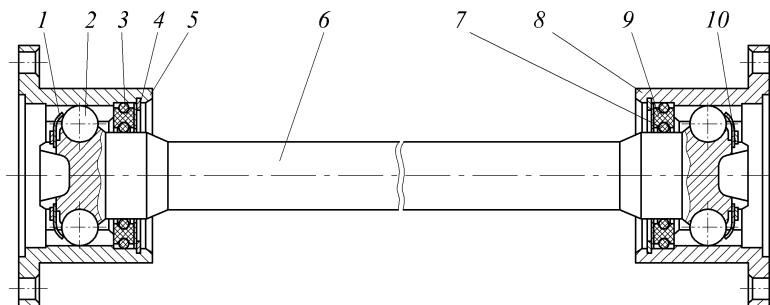


Рис. 5.63. Вал приводу гідронасоса коренезбиральної машини КС-6В

1 – затискач ; 2 – кулька; 3 і 7 – гумові кільця; 4 і 10 – стопорні кільця; 5 і 8 – шліцові півмуфти; 6 – вал; 9 – ущільнення

6. ГІДРОАПАРАТУРА

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

Будь-який гідроапарат має запірно-регулювальний елемент, яким є рухома деталь (золотник, кран, клапан), що при переміщенні частково або повністю перекриває робочий поперечний переріз (робоче вікно) проходу рідини. Залежно від типу запірно-регулювального елемента гідроапарати поділяють на золотникові, кранові та клапанні.

У клапанних гідроапаратах робоче вікно (прохід) для рідини утворюється між кромками сідла корпусу 1 (див. рис. 6.1, *а*) і клапана 2, у золотникових гідроапаратах – між гострими кромками розточки корпусу 1 (рис. 6.1, *б*) і циліндричного пояска золотника 2, а у кранових гідроапаратах – між кромками каналів корпусу 1 (див. рис. 6.1, *в*) та крана (пробки) 2.

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

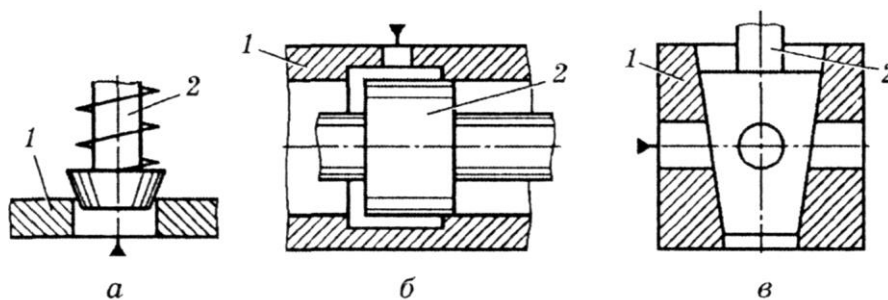


Рис. 6.1. Типи запірно-регулювальних елементів гідроапаратів:

а – клапанний; *б* – золотниковий; *в* – крановий; 1 – корпус; 2 – запірно-регулювальний елемент

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

6.1. Гідророзподільники

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

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

Будь-який розподільник має корпус і запірно-регулювальний елемент. За конструкцією запірно-регулювального елемента їх поділяють на золотникові, кранові та клапанні.

Золотникові розподільники за конструкцією золотника поділяють на розподільники з циліндричним (рис. 6.2, *a*) і плоским золотниками (рис. 6.2, *д* і *е*).

У *кранових розподільниках* запірно-регулювальний елемент виконують у вигляді циліндричної, конічної або сферичної пробки (див. рис. 6.2, *б*, *в* і *г*), а у *клапанних* – у вигляді кульки чи конуса.

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

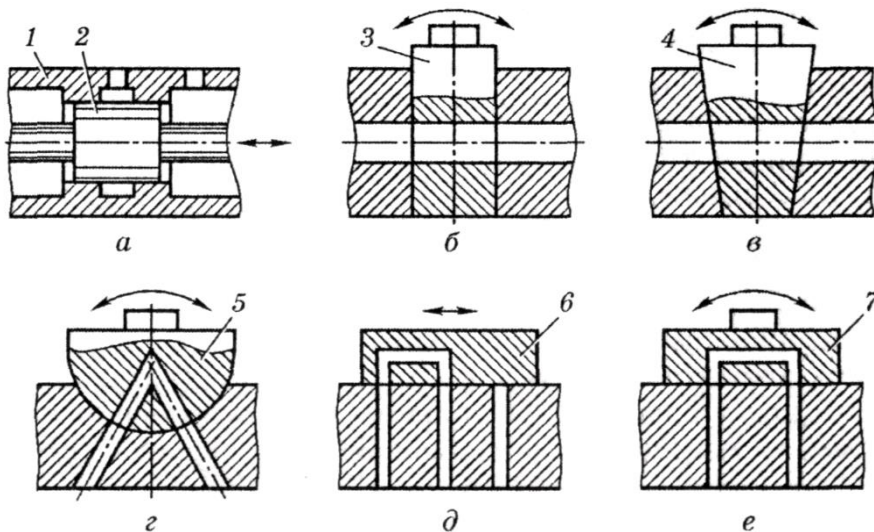


Рис. 6.2. Схеми розподільників:

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

Щодо способу відкривання робочого вікна слід зазначити таке.

У *спрямівному розподільнику* запірно-регулювальний елемент займає завжди крайні робочі положення (рис. 6.3). Характер зовнішньої керованої дії дискретний («Відкрито» – «Закрито»), при цьому параметри потоку рідин (тиск і витрата) не змінюються.

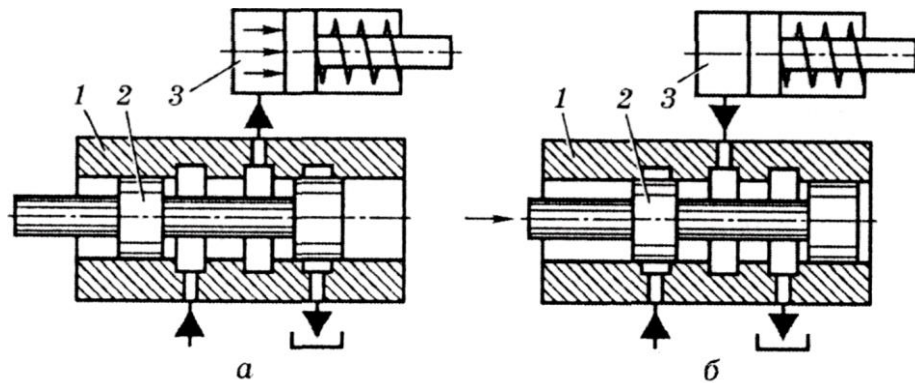


Рис. 6.3. Схема спрямівного розподільника 3/2 з циліндричним золотником:

a – подача робочої рідини в гідродвигун; *б*– злив; 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – гідро двигун

У *дроселювальному розподільнику* (рис. 6.3) запірно-регулювальний елемент може займати безліч проміжних положень, утворюючи дроселювальні щілини. Характеристика сигналів керування – неперервна (аналогова), тобто чим більший зовнішній керуючий сигнал, тим більше робоче вікно (щілина), а відповідно і більша витрата рідини. У дроселювальному розподільнику витрата і тиск робочої рідини змінні.

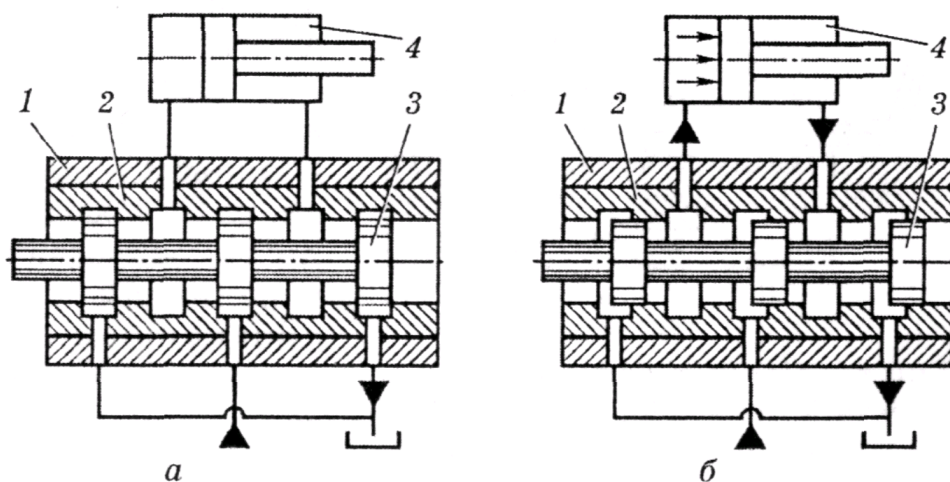


Рис. 6.3. Схема дроселювального розподільника 4/3 з циліндричним золотником:

a – вихідна позиція; *б* – робоча позиція; 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – золотник; 4 – гідродвигун

Дроселювальні розподільники широко використовують у стежних гідроприводах, наприклад, гичкозбиральних і коренезбиральних машинах, кукурудзозбиральних комбайнах для автоматичного водіння цих машин по рядках.

Спрямівні розподільники в основному застосовують у гідроприводах для зміни положень виконуючих органів, наприклад піднімання і опускання жатної частини комбайна, мотовила тощо.

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

Виготовляють золотники із високовуглецевої сталі, загартованої до твердості HRC 50. Висока твердість золотника зменшує можливість його заклинювання при потраплянні в зазори дрібних твердих частинок, які в цьому разі руйнуються твердими поверхнями сполученої пари. В деяких золотникових розподільниках для зменшення сил тертя та усунення облітерації золотникам надають поступальних або поворотних коливань невеликої амплітуди (10 - 100 мкм) і високої частоти 500 Гц.

Корпуси золотників виготовляють із чавуну, а іноді зі сталі. Корпус повинен мати достатню жорсткість, щоб він не деформувався при затягуванні болтів або за високого тиску робочої рідини, оскільки деформація може спричинити заклинювання золотника.

6.1.1. Золотникові розподільники

У гідроприводах сільськогосподарської техніки найширшого застосування набули розподільники з циліндричним золотником.

Основними складовими частинами робочої секції такого розподільника є корпус 3 (рис. 6.4) і запірно-регулювальний елемент 2 (циліндричний золотник). Напрямок потоку робочої рідини змінюють зміщенням золотника в осьовому напрямку.

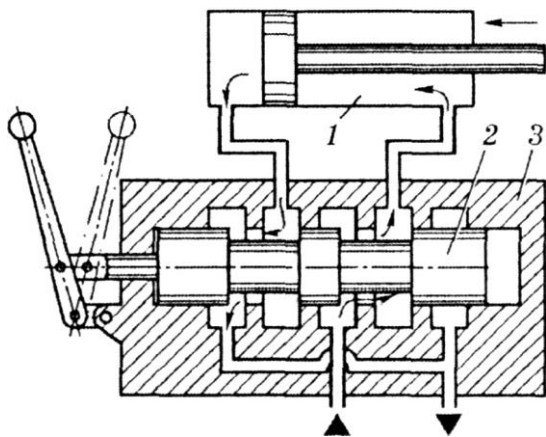


Рис. 6.4. Схема роботи розподільника з циліндричним золотником:
1 – гідроциліндр; 2 – золотник; 3 – корпус

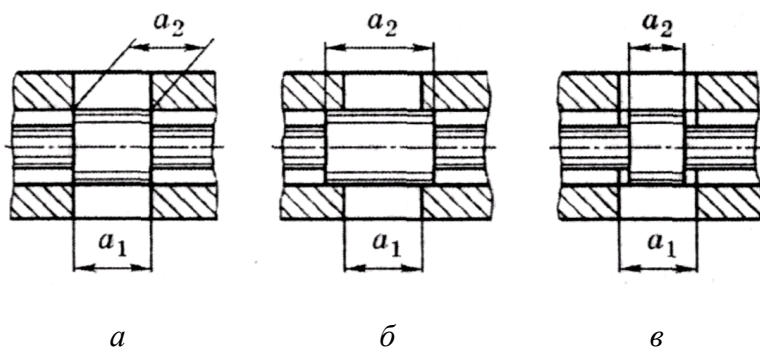


Рис. 6.5. Схеми перекривання робочих вікон в золотникових розподільниках:
а – нульове; б – позитивне; в – негативне

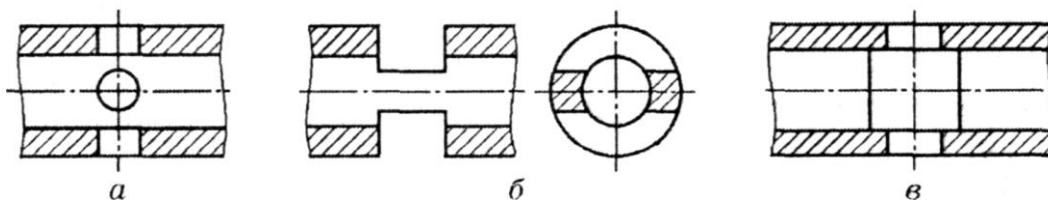


Рис. 6.6. Робчі вікна в корпусах розподільників з циліндричними золотниками:
а – круглий отвір; б – паз; в – отвір з внутрішньою розточкою

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

Перекривання робочих вікон у золотникових розподільниках може бути нульовим ($a_1 = a_2$), позитивним ($a_2 > a_1$) і негативним ($a_2 < a_1$) відповідно (рис. 6.5, а, б, в).

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

Робчі вікна у корпусах розподільників з циліндричними золотниками виконують у вигляді круглих отворів, пазів, отворів з внутрішньою розточкою (рис. 6.6).

При переміщенні циліндричного золотника можливі гідравлічні удари в системі. Для усунення такого явища на робочих кромках поясків золотника роблять конічні фаски (рис. 6.7, б), дроселюючі прорізи (див. рис. 6.7, в), які

забезпечують достатньо плавну зміну тиску в камерах гідродвигуна. При цьому однакові профілі дроселюючих прорізів розміщують систематично.

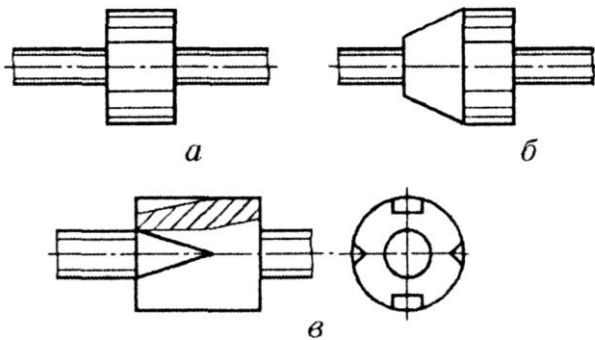


Рис. 6.7. Робочі кромки поясків циліндричних золотників:
а – торцева; б – конічна; в – профільована

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

У гідроприводах сільськогосподарської техніки широко застосовують розподільники з циліндричними золотниками, що складаються із окремих секцій, з'єднаних болтами в один блок (секційні розподільники) і моноблокові (всі золотники розміщені в загальному блоці). Застосовують розподільники також і однозолотникові, тобто у вигляді однієї секції.

Секційні розподільники типу ГА-34000 з ручним керуванням застосовують у гідроприводах зернозбиральних («Нива», «Енисей»), кукурудзозбиральних («Херсонєць-200»), томатозбиральних (СКТ-2), картоплєзбиральних (ККП-2) комбайнів, коренєзбиральної машини КС-6Б та інших сільськогосподарських машин. Такі розподільники мають п'ять, шість, сім, вісім робочих секцій і одну переливну. Загальну будову розподільника ГА-34000 показано на рис. 6.8.

У розподільнику ГА-34000 гідроприводу комбайна СК-5М «Нива» є вісім робочих і одна переливна секції. Шість робочих секцій мають гідрозамки, а дві без гідрозамків. Для керування поршневиими гідроциліндрами в секціях встановлено двобічні гідрозамки, а для плунжерних – одnobічні. Секції без гідрозамків застосовують для керування гідроциліндрами автозчіпки, механізму приводу очистки сітки повітрозбірника дизеля та вібраторів бункера.

У робочій секції з двобічним гідрозамком є золотник 20 (рис. 6.9) з центрувальною пружиною 11, що затиснута між двома шайбами 10 і 13. Ця пружина повертає золотник із робочого положення в нейтральне. Дистанційна втулка 14 обмежує хід золотника.

Гідрозамок – це сідло 6, гумове кільце 4, встановлене в проточці конуса. Останній закінчується штоком 5. Конус притиснутий до сідла пружиною 3. Сідло загвинчено в корпус 2 гідрозамка, а останній – в корпус 8 секції. Під'єднувальні отвори 1 і 9 для штуцерів трубопроводів гідроциліндра розміщені в торцях

корпусів гідрозамків. В розточці корпусу секції між штоками конусів розміщено поршень 7.

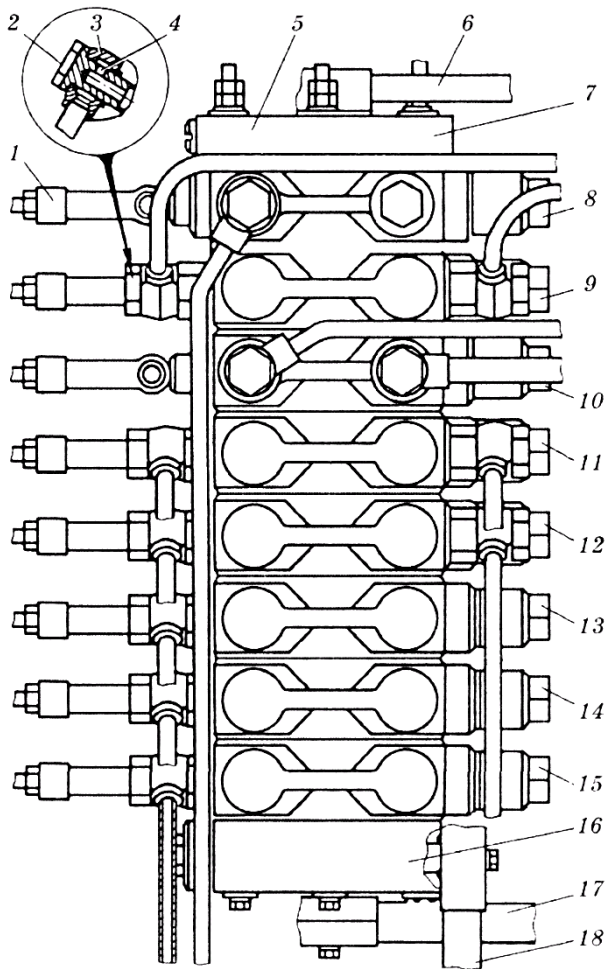


Рис. 6.8. Секційний розподільник
ГА-34000:

1 – тяга; 2 – порожнистий болт; 5 – поворотний кутник; 4 – дросельний отвір; 5 – трубопровід до гідроциліндра; 6 і 18 – зливні трубопроводи; 7 – верхня кришка; 8 – секція без гідрозамків керування гідроциліндром автозчіпки; 9 – секція з двобічним гідрозамком керування гідроциліндром варіатора ходової частини; 10 – секція без гідрозамків керування вібраторами і механізмом приводу очистки сітки повітрязбірника; 11, 12 – секції з двобічними гідрозамками керування гідроциліндрами варіатора молотильного апарата і переміщення мотовила по горизонталі; 13, 14 і 15 – секції з однобічним гідрозамком для керування гідроциліндрами піднімання і опускання мотовила, жатки, варіатором мотовила; 16 – переливна секція; 17 – напірний трубопровід від насоса

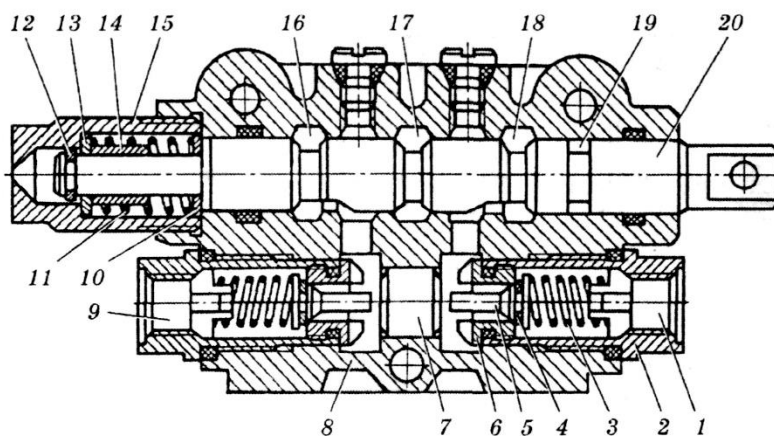


Рис. 6.9. Робоча секція з двобічним гідрозамком:

1, 9 – під'єднувальні отвори; 2 – корпус гідрозамка; 3 – пружина; 4 – гумове кільце; 5 – шток; 6 – сідло; 7 – поршень; 8 – корпус секції; 10, 13 – шайби; 11 – пружина золотника; 12 – стопорне кільце; 14 – дистанційна втулка; 15 – стакан; 16, 18 – зливні канали; 17 – напірний канал; 19 – канал керування; 20 – золотник

Робоча секція з однобічним гідрозамком (рис. 6.10, *a*) відрізняється лише наявністю одного запірнього елемента.

У робочій секції без гідрозамків (рис. 6.10, *б*) під'єднувальні отвори трубопроводів гідроциліндра розміщені в корпусі секції.

Переливна секція розвантажує насос від максимального тиску рідини під час холостого ходу гідроприводу (нейтральне положення золотників робочих секцій). В ній змонтовано запірний елемент у вигляді золотника 5 (рис. 6.11), що підтиснутий пружиною 4 до сідла.

Коли всі золотники робочих секцій знаходяться в нейтральному положенні, рідина від насоса по каналу 10 (рис. 6.12, *a*), дросельному отвору 11 золотника переливної секції і каналах 2, 5 і 8 надходить у зливну лінію 9 гідроприводу.

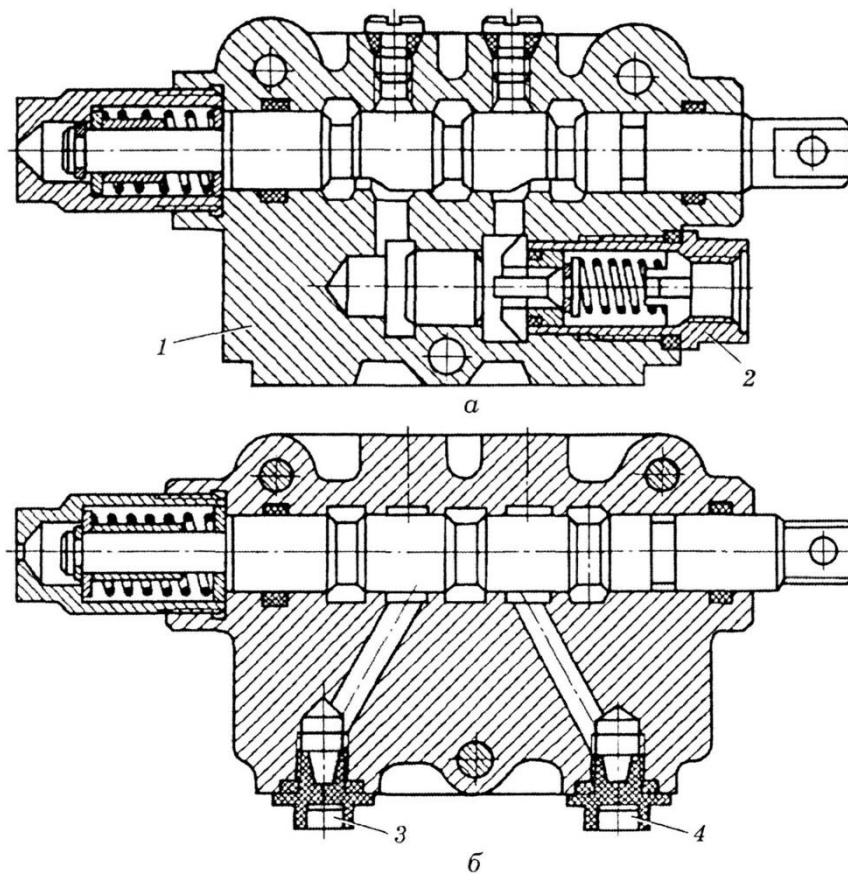


Рис. 6.10. Робочі секції розподільника:

a – з однобічним гідрозамком; *б* – без гідрозамка; 1 – корпус секції; 2 – корпус гідрозамка; 3 і 4 – під'єднувальні отвори (закриті пробками)

Оскільки потік рідини в канал керування 2 обмежується малим дросельним отвором 11 золотника переливної секції, тиск в ньому і порожнині 1 значно

менший, ніж в напірному каналі 10. Внаслідок цього золотник стискає пружину, піднімається вгору і сполучає напірний канал із зливним 9.

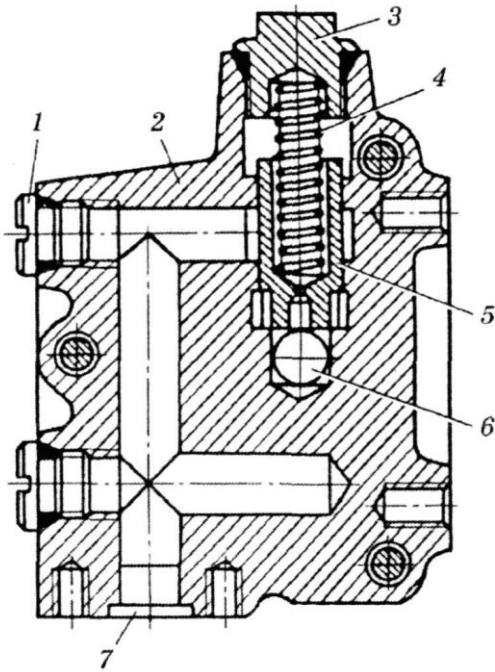


Рис. 6.11. Переливна секція:
1 – заглушка; 2 – корпус; 3 – пробка; 4 – пружина; 5 – золотник; 6 – нагнітальний канал; 7 – зливний канал

Золотник розподільника, виведений із нейтрального положення (див. рис. 6.12, б і в), своїм буртиком перекриває канал керування 2. Завдяки цьому тиск в порожнині і в каналі 10 вирівнюється, золотник переливної секції гідравлічно зрівноважується і під дією пружини опускається в нижнє положення. При цьому напірний канал 10 роз'єднується золотником переливної секції із зливним каналом 9 і рідина надходить у напірну лінію робочих секцій.

Якщо золотник робочої секції підняти вгору (див. рис. 6.12, б) і утримувати в цьому положенні, рідина із напірного каналу надходить у верхню порожнину 12 поршня 13, відтискує запірний елемент гідрозамка від свого сідла і по трубопроводу надходить в одну із порожнин гідроциліндра.

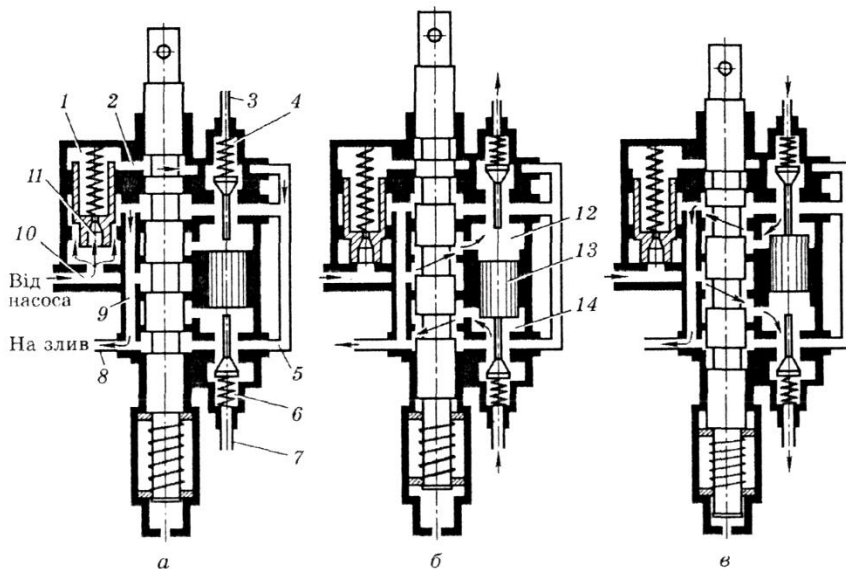


Рис. 6.12. Положення золотника розподільника:

а, б і в – нейтральне, верхнє і нижнє положення: 1 – післядросельна порожнина золотника переливної секції; 2 – канал керування; 3 і 7 – трубопроводи до гідроциліндрів; 4 і 6 – верхні порожнини запірних елементів гідрозамка; 5, 8 і 9 – зливні канали; 10 – напірний канал; 11 – дросельний отвір; 12 і 14 – порожнини поршня; 13 – поршень

Одночасно з цим поршень 13 під дією високого тиску рідини змішується вниз і відкриває другий запірний елемент гідрозамка. При цьому друга порожнина гідроциліндра сполучається із зливом.

При переміщенні золотника робочої секції вниз див. (рис. 6.12, в), процес повторюється. Тільки рідина під тиском надходить в нижню порожнину поршня.

При роботі секції з однобічним гідрозамком рідина поступає в порожнину плунжерного гідроциліндра при верхньому положенні золотника, а зливається при нижньому.

В робочих секціях без гідрозамків порожнини гідроциліндрів сполучаються з напірним каналом або зливними проточками золотника.

П'ятисекційний гідророзподільник з ручним керуванням гідроприводу зернозбирального комбайна «Дон» призначений для керування такими гідроциліндрами: піднімання і опускання жатної частини, вертикального та горизонтального переміщення мотовила, варіатора мотовила, механізму вмикання і вимикання робочих органів молотарки.

Розподільник має п'ять робочих секцій і дві кришки 7 і 15 (рис. 6.13), що з'єднані між собою трьома болтами 8 з гайками 12. Керують п'ятьма секціями двома рукоятками. В такому розподільнику немає переливної секції. П функцію виконує запобіжно-переливний клапан, що спільний для всього основного гідроприводу.

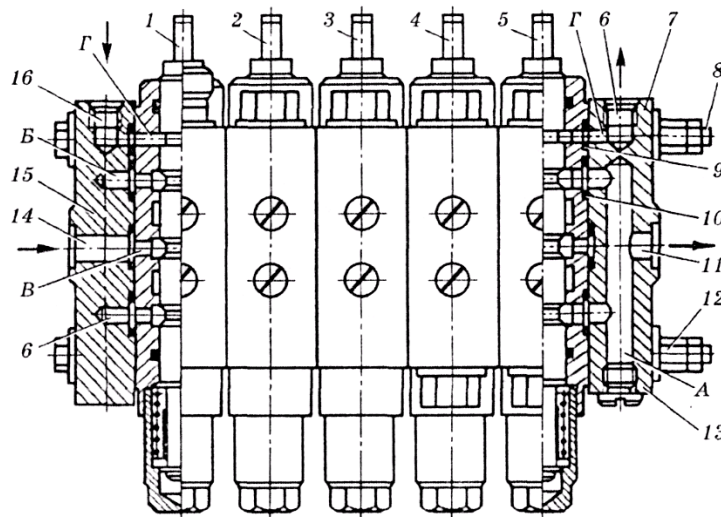


Рис. 6.13. П'ятисекційний гідророзподільник з ручним керуванням:

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

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

Робочі секції гідророзподільника двох типів: з двобічним гідро-замком та однобічними. Будова їх і принцип дії аналогічний секціям розподільника типу ГА-34000.

Секційні гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням типу 73.00.00.000 В(РЭГ-50). Їх встановлюють в основному гідроприводі зернозбирального комбайна «Дон». Вони бувають три- і двосекційними. За будовою і принципом дії ці гідророзподільники складаються із трьох робочих секцій 3, 4 і 6 (рис. 6.14) з електромагнітними приставками 10 і двох кришок 1 і 9. Секції і кришки стягнуті болтами 13 і закріплені гайками 12.

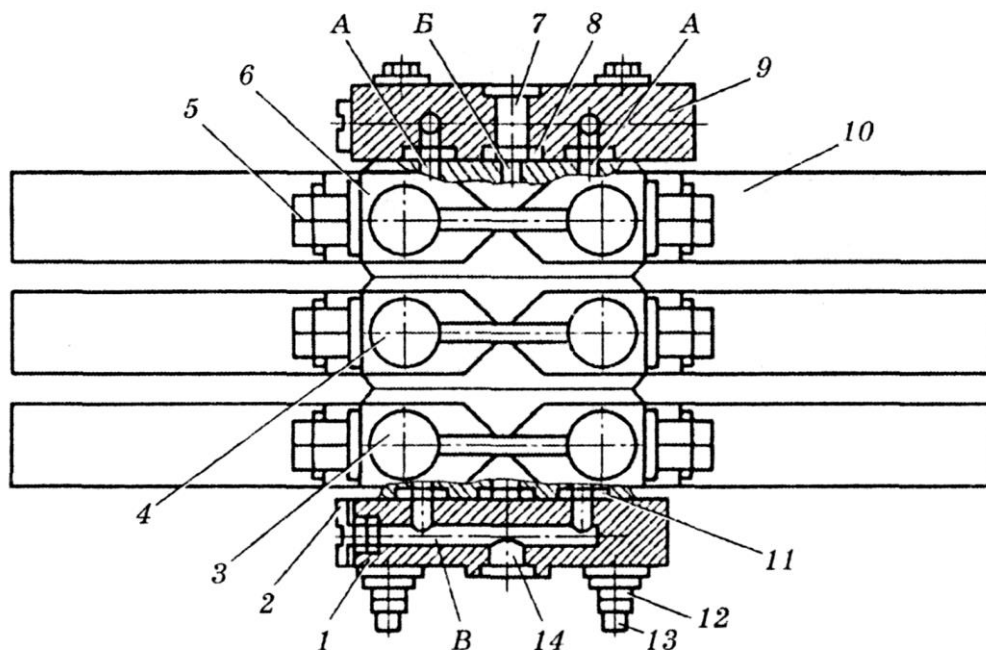


Рис. 6.14. Трисекційний гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням:

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

У кришці 9 є отвір 7 для підведення рідини від напірної лінії гідроприводу. В кришці 1 зроблено канал *В*, що сполучає канали зливу *А* секцій, і отвір 14 для відведення рідини в лінію зливу гідроприводу. Кожна секція має напірний канал *В*, спільний для всіх секцій, так як і зливні канали *А*. Секція 4 має двобічний

гідрозамок, секція 3 не має гідрозамка. Секція розподільника складається з електромагнітної приставки 2 (рис. 6.15), золотника 14, запірних елементів 17 і 20 та поршня 18 гідрозамка і корпусу 16.

Електромагнітна приставка – це два електромагніти 1 і 10 та клапани 8, вставлені в електромагніти. Клапани перекривають напірний канал 3 з порожнинами 12 керування золотника.

При вмиканні електромагніта 10 клапан 8 відходить від свого сідла 6 і напірний канал 3 сполучається через порожнину 7 і канал керування 11 з порожниною 12 золотника 14. Під тиском рідини золотник зміщується вліво, сполучивши своєю кільцевою проточкою напірний канал з порожниною 19 поршня 18 гідрозамка. Завдяки тиску рідини запірний елемент 20 клапана гідрозамка відходить від свого сідла і рідина під тиском надходить через під'єднувальний отвір 21 в одну із порожнин гідроциліндра. Одночасно під дією тиску рідини поршень 18 зміщується вправо і відкриває запірний елемент 17, а рідина з другої порожнини гідроциліндра зливається через під'єднувальний отвір 15 і зливний канал 5 в лінію зливу гідроприводу.

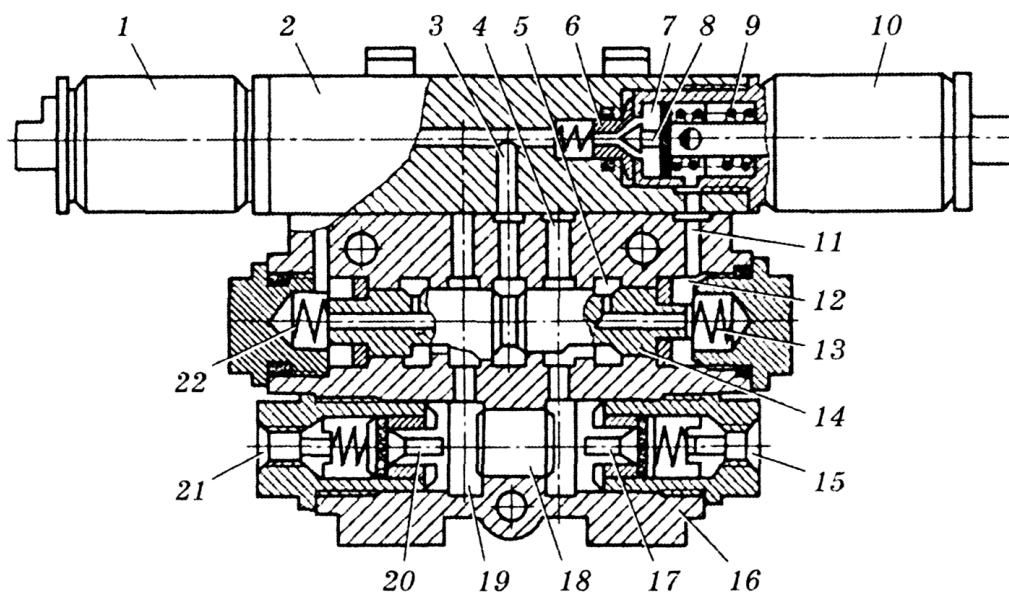


Рис. 6.15. Секція гідророзподільника з електрогідравлічним керуванням:

1 і 10 – електромагніти; 2 – електромагнітна приставка; 3 – напірний канал; 4, 7, 12 і 19 – порожнини; 5 – зливний канал; 6 – сідло; 8 – клапан; 9, 13 і 22 – пружини; 11 – канал керування; 14 – золотник; 15 і 21 – під'єднувальні отвори до порожнин гідроциліндра; 16 – корпус секції; 17 і 20 – запірні елементи клапанів гідрозамка; 18 – поршень

Коли вмикають електромагніт 1, процес повторюється в зворотному напрямку.

Якщо електромагніти вимкненні, золотник 14 під дією пружин 13 і 22 повертається в нейтральне положення (тиску рідини в порожнинах 12 немає, оскільки вони сполучені зі зливними каналами 5 через осьові канали в золотнику). При вимкнених електромагнітах запірні елементи клапанів гідрозамків притискуються пружинами до своїх сідел, тиску рідини в порожнинах 19 немає, оскільки вони завдяки лискам на золотнику сполучені із зливом.

У таких розподільниках переливної секції також немає. Її функції виконує запобіжно-переливний клапан. Останній перемикається в режим переливного клапана за допомогою гідроклапана з електромагнітним керуванням.

Моноблокові золотникові гідравлічні розподільники (далі – розподільники) набули найширшого застосування у гідроприводах тракторних навісних систем. Такі розподільники мають спільний корпус для всіх робочих секцій.

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

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

ГОСТ 8754–80 передбачає такі позначення і маркування розподільника: буква Р означає розподільник; перші дві цифри – номінальну пропускну спроможність (л/хв); цифра через дефіс – виконання за номінальним тиском; цифра через косу лінію – виконання за конструкцією; останні цифри – тип золотника в порядку розміщення від переливного клапана.

Наприклад, марка розподільника Р80-2/1-332 означає: пропускну спроможність 80 л/хв, виконання 2 за тиском, виконання 1 за конструкцією, два золотники типу 3 і один золотник типу 2.

Розподільник для роботи при номінальному тиску робочої рідини 10 МПа – це виконання 1; 14 МПа – виконання 2; 16 МПа – виконання 3 і 20 МПа – виконання 4.

За конструктивними виконаннями виготовляють такі розподільники:

- виконання 1 – лінія керування переливним клапаном сполучена із зливом в бак всередині розподільника;
- виконання 2 – лінія керування переливним клапаном сполучена із зливом поза розподільником;
- виконання 3 – розподільник без переливного клапана;

- виконання 4 – те саме, що і 2, для роботи з регулятором глибини оранки;
- виконання 5 – те саме, що і 1, для роботи з трелювальним трактором;
- виконання 6 – те саме, що і 2, для роботи із суматором (поєднувачем) потоку.

Типи золотників характеризуються такими відмінностями:

- тип 1 немає фіксації у позиціях «Піднімання», «Опускання» і «Плаваюче»; у таких золотниках є бустерний пристрій для автоматичного повернення із позицій «Піднімання», «Опускання» в нейтральне положення;

- тип 3 відрізняється від типу 2 тим, що фіксованого положення в позиції «Опускання» немає;

- тип 4 не фіксується в позиціях «Піднімання» і «Опускання»; «Плаваючого» положення немає; такі золотники використовують на навантажувачах;

- тип 5 – золотник з електрогідравлічним керуванням.

Золотники типів 2 і 3 застосовують у гідроприводах навісних систем тракторів сільськогосподарського призначення.

Раніше промисловість випускала розподільники з пропускною спроможністю 75 л/хв (P-75-23, P-75-33, P-75-43, P-75-43ПГ1А, P-75-ПГ2Б, P-75-42, P-75-42ПГ1, P-75-22, і P-80-23P) і 150 л/хв (P-150-23-30-000, P-150-13-20-000, P-150-13-10-000 і P-150-23-20-000).

Нині освоєно виробництво розподільників: P-80-2/1-44, P-80-2/2-44, P-80-2/1-22, P-80-2/1-444, P-80-2/2-444, P-80-2/3-444, P-160-2/3-444, P-160-2/1-220-20, P-160-2/1-111-10, P-160-2/1-222-30 і P-160-2/1-111-20.

Моноблокові розподільники типу P-75. Розподільник складається з корпусу 11 (рис. 6.16), у розточках якого розміщені золотники 12, переливний 2 і запобіжний 3 клапани. До корпусу прикріплено дві алюмінієві кришки: нижня 4 з порожниною В зливу і верхня 13, в якій шарнірно закріплені три важелі для керування положенням золотників. В корпусі є порожнина Б лінії високого тиску (від насоса) і напірний канал, що сполучені між собою, канал керування Ж і зливний канал Е, а також канали Г і Д, сполучені із трубопроводом гідроциліндра.

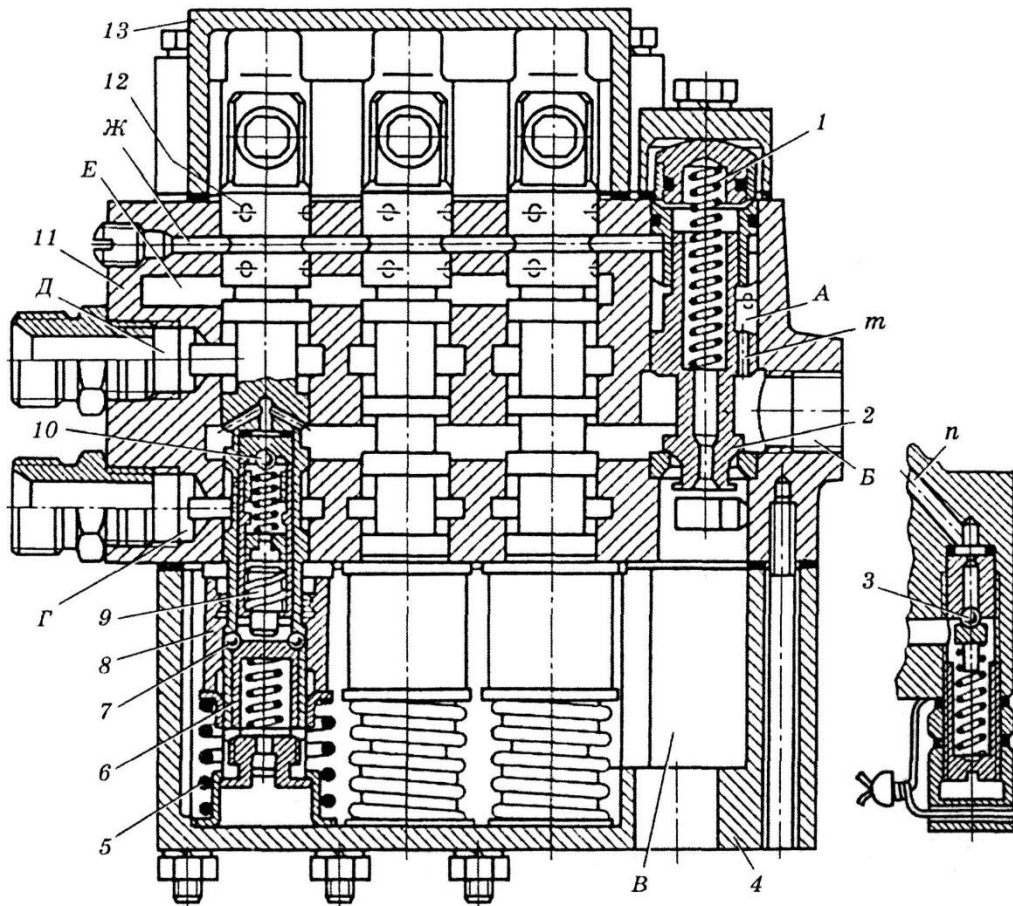


Рис. 6.16. Гідророзподільник типу Р-75:

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

Порожнина Б може сполучатись з каналами Г і Д, а останні – з порожниною В за допомогою буртиків золотника. Порожнина Б також може сполучатись із каналом Ж через дросельний отвір т, порожниною А і проточками на золотнику. Канали Ж, Е і Г постійно сполучені із порожниною зливу В, а порожнина А – з каналом n. Порожнина Б може сполучатись із порожниною В за допомогою запірних елементів переливного клапана 2.

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

У розподільниках тракторів МТЗ-80/82, обладнаних силовими регуляторами, канал керування Ж не сполучений із зливним каналом Е. Замість пробки на каналі Ж загвинчено штуцер, через який робоча рідина відводиться до

силового регулятора. Крім того, в переливний клапан додатково вмонтовано стрижневий клапан.

У положенні золотника «Нейтральне» (рис. 6.17, *а*) робоча рідина з порожнини *Б* високого тиску (від насоса) через дросельний отвір переливного клапана 2 надходить у канал керування *Ж*, а з нього – в зливний канал *Е*, порожнину зливу *В* і в бак. Оскільки потік рідини в порожнину *А* переливного клапана обмежується малим отвором, запірний елемент переливного клапана буде гідравлічно незрівноважений і він, стискаючи пружину, опуститься вниз. Порожнини *Б* і *В* сполучаються і робоча рідина, що нагнітається насосом, надходить на злив. При цьому порожнини гідроциліндра роз'єднані із зливною і напірною лініями буртиками золотника. Отже, коли хоч один із золотників знаходиться в нейтральному положенні (канал керування не перекритий буртиком золотника), насос розвантажений завдяки клапану 2 (зусилля стиску пружини до 50 Н нерегульоване).

У найнижчому положенні золотника «Плаваюче» (рис. 6.17, *б*) запірний елемент переливного клапана 2 також буде в нижньому положенні (відходить від свого сидла), робоча рідина від насоса надходить на злив. Порожнини гідроциліндра будуть сполучені між собою і порожниною зливу *В* розподільника.

У положеннях золотника «Піднімання» (див. рис. 6.21, *в*) чи «Опускання» відповідні буртики перекривають канал керування. Запірний елемент переливного клапана гідравлічно зрівноважується (тиск в порожнинах *А* і *Б* однаковий) і під дією пружини піднімається вгору. Лінії напірна і зливу роз'єднуються (порожнини *Б* і *В*). Інші порожнини гідроциліндра буртиками золотника сполучаються із напірною лінією *Б* і *Д* та із зливною *Г* і *В* або *Б* і *Г* та *Д* і *В*.

У положеннях «Піднімання», «Опускання» і «Плаваюче» золотник 12 встановлюють вручну за допомогою важеля 15. Утримується золотник в цих положеннях фіксувальним пристроєм.

Після закінчення операції «Піднімання», «Опускання» золотник повертається в положення «Нейтральне» автоматично, а із положення «Плаваюче» – вручну.

Золотник гідророзподільника типу Р-75 має корпус (рис. 6.18, *б*) циліндричної форми з шістьма буртиками, у розточках якого розміщені бустерний (див. рис. 6, 18, *в*) і фіксувальний 3, 4, 5 і 7 пристрої. На нижньому кінці корпусу золотника розміщені стакани 6, 9 і пружина 10, що утримує корпус у нейтральному положенні.

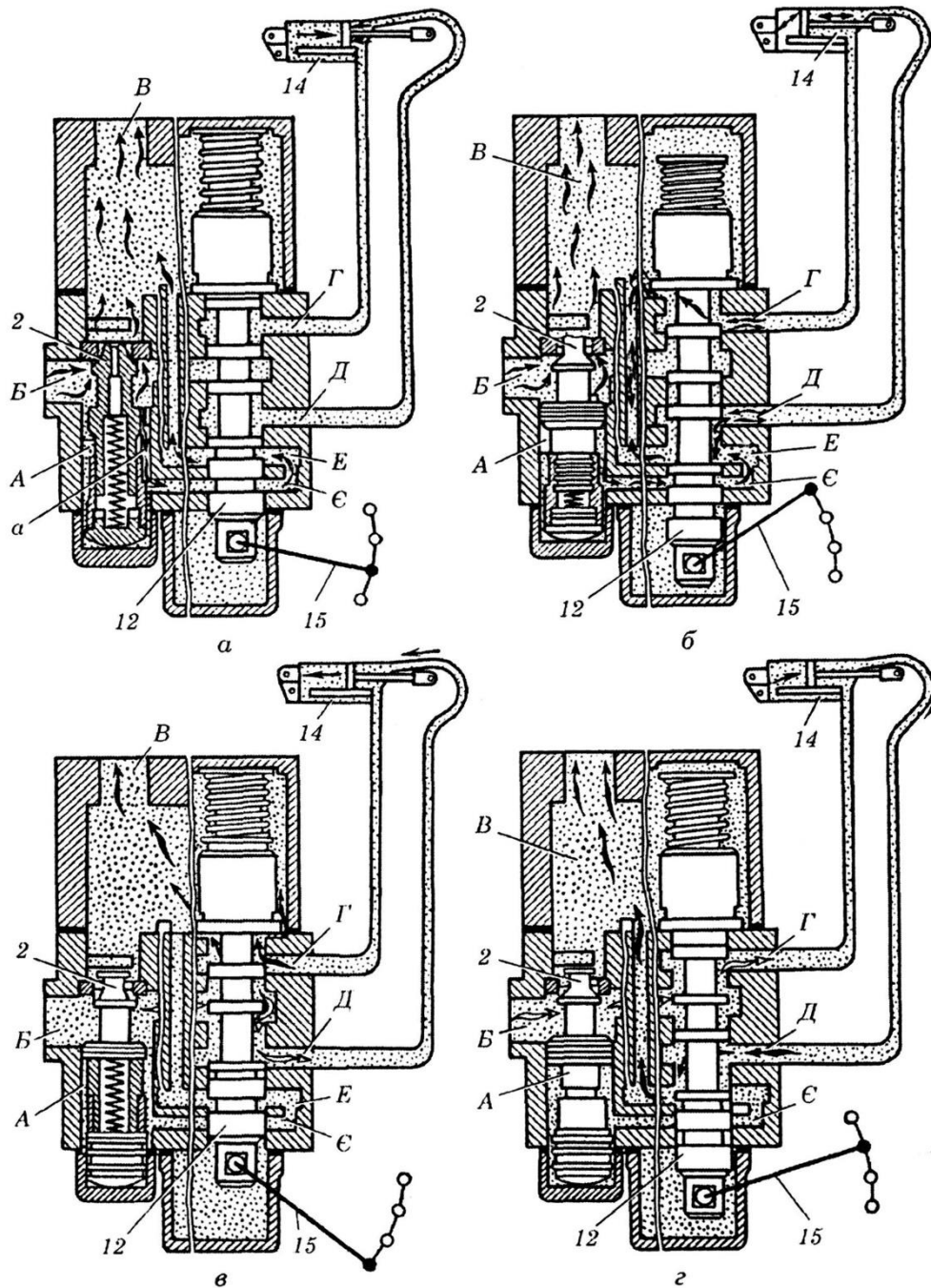


Рис. 6.17. Схема роботи гідророзподільника типу Р-75 при положеннях золотника:

а – нейтральне; *б* – плаваюче; *в* – піднімання; *г* – опускання; 2, 12, А, Б, В, Г, Д, Е і Ж – ті самі, що і на рис. 6.16; 14 – гідроциліндр; 15 – важіль розподільника

Бустерний пристрій призначений для повернення золотника в нейтральне положення після піднімання чи опускання навісної машини. Фіксувальний пристрій утримує золотник у всіх положеннях, крім нейтрального.

Взаємодія фіксаторного і бустерного пристроїв така. Будь-яке положення золотника досягається переміщенням його в осьовому напрямку за допомогою важеля. Обойма 3 фіксатора нерухома в корпусі розподільника. Тому при переміщенні корпусу 2 золотника, наприклад, униз, верхній стакан 6 також переміщується вниз, стискаючи пружину 10 (нижній стакан 9 впирається в дно кришки).

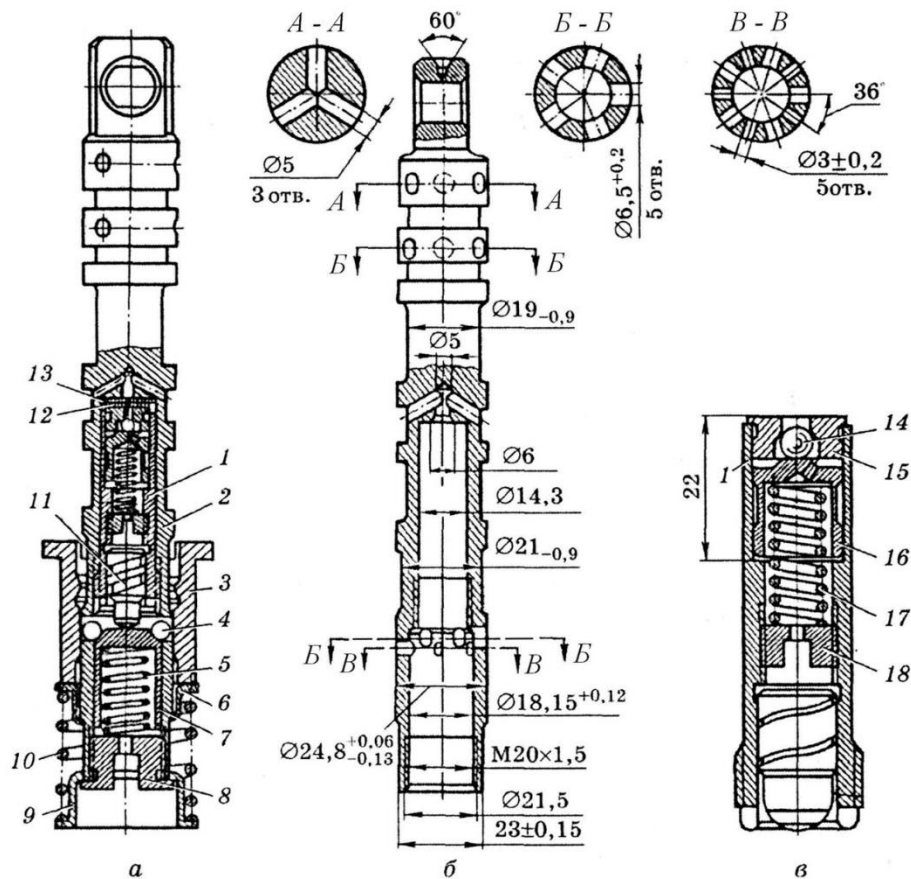


Рис. 6.18. Золотник гідророзподільника типу P-75:

a – золотник в зборі; *б* – корпус золотника; *в* – бустерний пристрій в зборі; 1 – гільза; 2 – корпус золотника; 3 – обойма фіксатора; 4 – кулька фіксатора; 5 – пружина фіксатора; 6 – верхній стакан; 7 – втулка фіксатора; 8 – пробка; 9 – нижній стакан; 10 – пружина корпусу золотника; 11 – бустер (штовхач); 12 – прокладка; 13 – фільтр (сітка); 14 – кулька бустерного пристрою; 15 – сідло кульки; 16 – напрямна; 17 – пружина бустера; 18 – регулювальний гвинт

Кульки 4 фіксатора, що вільно розміщені в отворах стінки корпусу золотника, виштовхуються назовні конічною частиною втулки 7 фіксатора, яка підтискується пружиною 5. Як тільки кульки розмістяться навпроти нижньої розточки обойми 3, втулка спрямує кульки з отворів стінки корпусу золотника в розточку обойми фіксатора на половину їх діаметра. Завдяки зусиллю пружин 5 і 10 кульки надійно фіксуються у розточці обойми і цим самим золотник фіксується в заданому положенні, наприклад, «Піднімання».

Як тільки операція «Піднімання» закінчиться (поршень гідроциліндра у крайньому положенні), тиск в гідросистемі підвищиться. Завдяки цьому кулька 14 бустерного пристрою відходить від свого сідла 15, стискуючи пружину 17, і робоча рідина надходить до бустера 11. Останній, переміщуючись униз, тисне на втулку 7 фіксатора, яка, стискуючи пружину 5, також зміщується вниз. Тепер кульки фіксатора можуть вільно переміщуватись в радіальному напрямку корпусу золотника. Під дією пружини 10 кульки виштовхуються золотником із розточки обойми і він повертається в нейтральне положення.

На буртиках корпусу золотника (переріз А – А) є отвори для гідравлічного розвантаження від дії бокових сил. Між четвертим і п'ятим буртиками зроблено отвори для підведення робочої рідини до бустерного пристрою. В перерізі Б – Б показано отвори для розміщення кульок фіксаторного пристрою, а в перерізі В – В – отвори для підведення робочої рідини із бустерного пристрою.

На зовнішній поверхні бустера є гвинтова канавка для перепускання робочої рідини на злив. Вона запобігає заїданню бустера в гільзі.

Тиск спрацювання бустерного пристрою регулюють стисканням пружини 17 за допомогою регульовального гвинта 18.

Запобіжний клапан 3 (див. рис. 6.16) обмежує максимально допустимий тиск робочої рідини в гідроприводі. Запірний елемент клапана – кулька. Тиск спрацювання клапана регулюють стисканням пружини за допомогою гвинта. Запобіжний клапан гідророзподільника типу Р-75 прямої дії, але він під'єднаний в систему з переливним клапаном 2 так, що разом вони утворюють клапан напрямної дії.

Односекційні золотникові розподільники ГА-35000А застосовують у гідроприводах рульового керування зернозбиральних комбайнів СК-5М «Нива», «Енисей-1200», самохідної косарки-плющилки КПС-5Г тощо.

Загальну будову розподільника тиску ГА-35000А наведено на рис. 6.19. Такі розподільники шестилінійні трипозиційні з відкритим центром (проточні) з гідравлічним керуванням.

Переміщення золотника у крайнє праве або ліве положення здійснюється завдяки перепаду тиску робочої рідини на торцях золотника у камерах 3 і 16 (рис. 6.20, а) корпусу, що створюється насосом-дозатором 1, який приводиться в роботу вручну рульовим колесом. Повертання золотника у нейтральне (вихідне) положення відбувається завдяки пружині 31.

При непрацюючому двигуні, тобто коли шестеренний насос гідроприводу рульового керування не працює, робоча рідина із порожнин 19 і 20 гідроциліндра перекачується насосом-дозатором через розподільник при крайніх положеннях золотника (див. рис. 6.20, з, д).

При працюючому дизелі (насос працює також) шестеренним насосом рідина нагнітається у відповідні порожнини гідроциліндра через насос-дозатор і розподільник при крайніх положеннях золотника (зусилля на рульовому колесі зменшується) (див. рис. 6.24, б, в).

Односекційні золотникові розподільники застосовують і у гідроприводах рульових керувань тракторів та автомобілів. Проте у більшості випадків

зміщення золотника здійснюється завдяки осьовому зусиллю, що виникає, наприклад на черв'яку (черв'ячна передача).

Застосовують односекційні розподільники з циліндричним золотником у гідроприводі клапана копнувача зернозбирального комбайна, для зміни кута нахилу диска аксіально-поршневого насоса гідроприводу ведучих коліс тощо.

У розподільниках із циліндричним золотником, наприклад, чотирилінійним, робоча рідина надходить від насоса крізь вікно 1 (рис. 6.21) і золотник, а з розподільника вона спрямовується крізь вікно 2 до гідродвигуна. Злив рідини із гідродвигуна здійснюється через вікна 4 і 5 та золотник.

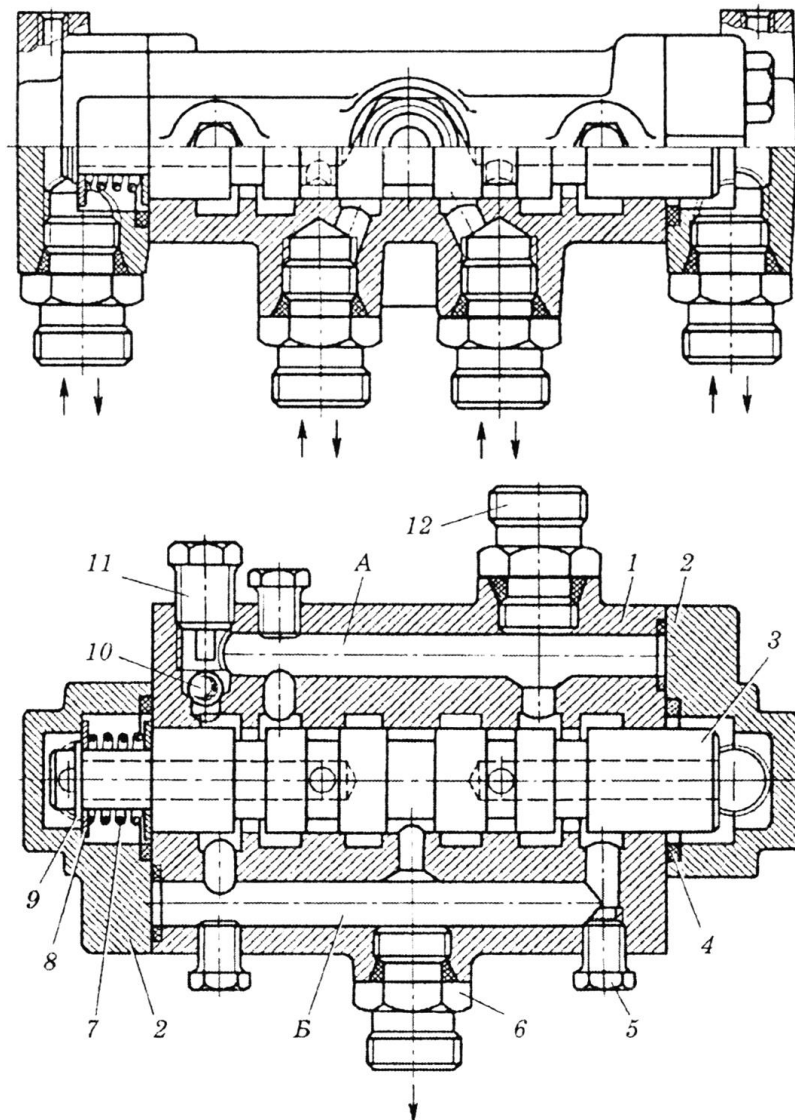


Рис. 6.19. Розподільник типу ГА-35000А гідрооб'ємних рульових керувань:

1 – корпус; 2 – кришка корпусу; 3 – золотник; 4 – ущільнювальне кільце; 5, 11 – заглушки; 6 – штуцер зливу; 7 – пружина; 8 – шайба; 9 – замкове кільце; 10 – кульковий зворотний клапан; 12 – штуцер напірний; А і Б – канали

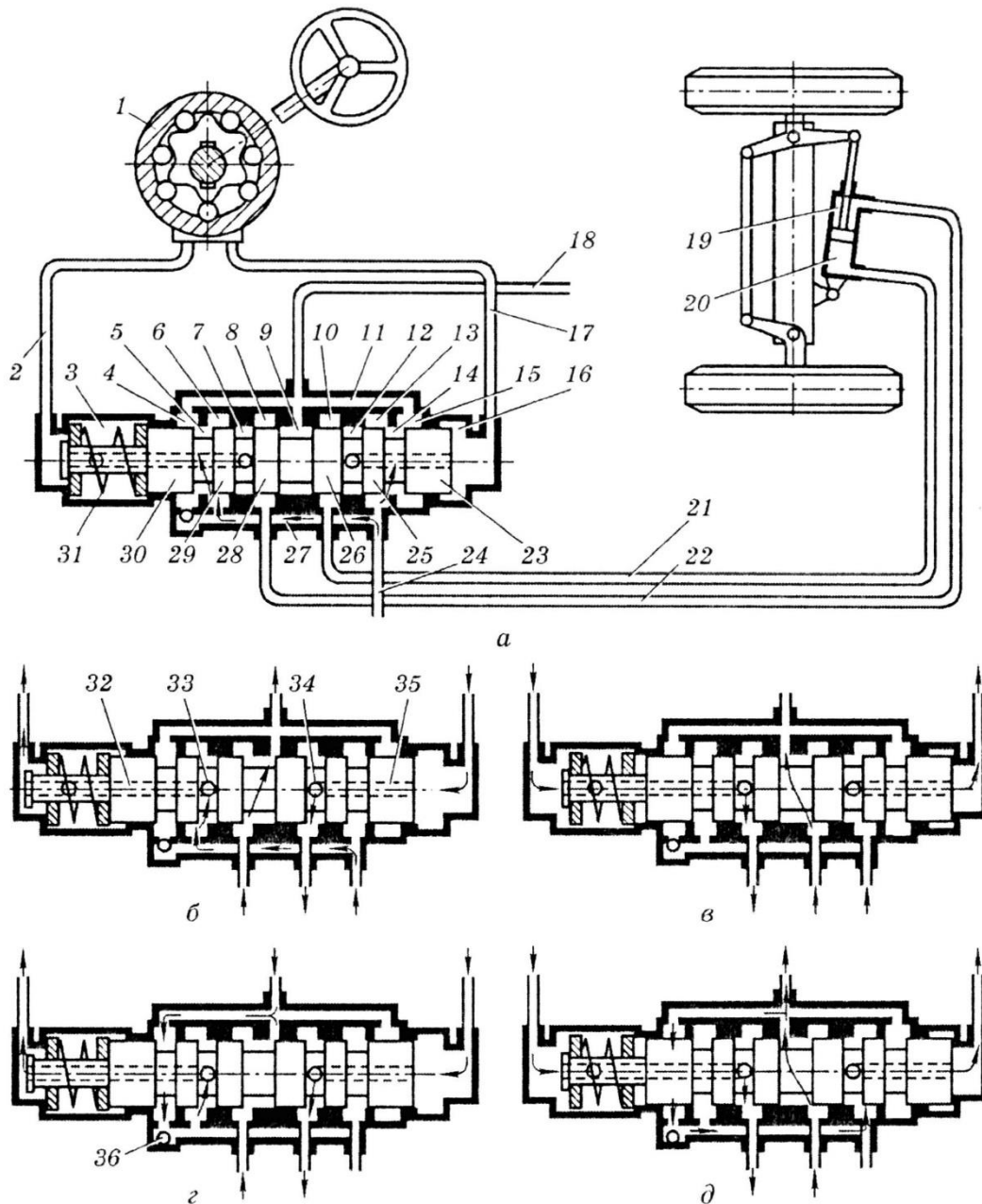


Рис. 6.20. Схема роботи розподільника типу ГА-35000А:

a – нейтральне положення золотника; *б, г* – положення золотника при обертанні рульового колеса за стрілкою годинника відповідно при працюючому і непрацюючому дизелі; *в, д* – положення золотника при обертанні рульового колеса проти стрілки годинника відповідно при працюючому і непрацюючому дизелі; 1 – насос-дозатор; 2, 17, 18, 21, 22 і 24 – гідропроводи; 3 і 16 – торцеві камери розподільника; 4, 6, 8, 10, 13 і 15 – розточки корпусу; 5, 7, 9, 12 і 14 – виточки золотника; 11 – зливний канал; 19 і 20 – порожнини гідроциліндра; 23, 25, 26, 28 і 29 – пояски (буртики) золотника; 27 – напірний канал; 30 – корпус розподільника; 31 – центрувальна пружина; 32, 35 – осьові канали золотника; 33, 34 – радіальні отвори; 36 – зворотний кульковий клапан

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

Витрату рідини визначають за залежністю

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (6.1)$$

де μ – коефіцієнт витрати, $\mu = 0,60 \dots 0,75$;

S – площа перекритого прохідного перерізу;

ρ – густина рідини;

P_1 – тиск на вході у розподільник;

P_2 – тиск на виході із розподільника.

$$S = \pi D x, \quad (6.2)$$

де D – діаметр золотника;

x – ширина робочої щілини перекритого каналу.

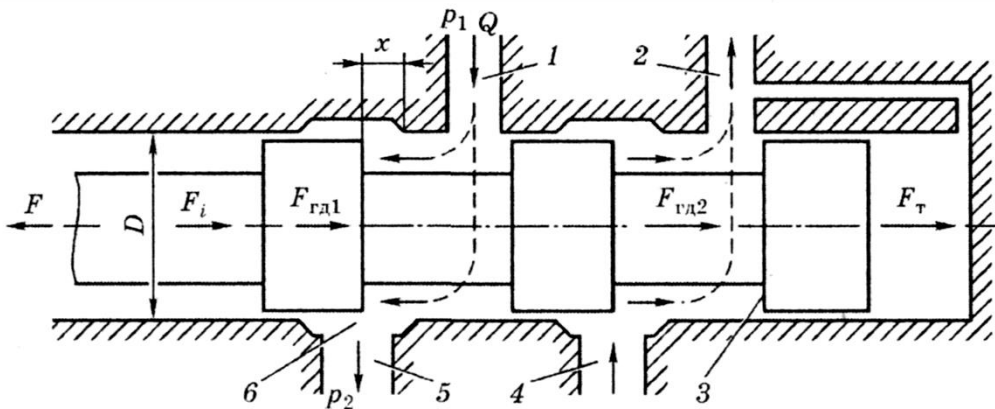


Рис. 6.21. До визначення параметрів золотникового розподільника:

1, 2, 4, 5 – вікна; 3 – торець зливної кромки; 6 – вихідна щілина

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

$$F = F_i + F_{гд} + F_m, \quad (6.3)$$

де F_i – сила інерції;

$F_{гд}$ – гідродинамічна сила;

F_m – сила тертя.

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

$$F_i = ma. \quad (6.4.)$$

Сила тертя F_m дорівнює сумі сил тертя спокою F_{mc} і сили тертя F_{mm} при переміщенні з мащенням.

Сила тертя спокою згідно з експериментальними даними становить

$$F_{mc} = (0,23 \dots 0,34)F. \quad (6.5)$$

Силу тертя при переміщенні з мащенням визначають із залежності:

$$F_{mm} = \frac{\rho v S u}{\delta}, \quad (6.6)$$

де v – кінематична в'язкість;

u – швидкість руху золотника;

δ – радіальний зазор між золотником і корпусом.

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

$$F_{zd} = F_{zd1} + F_{zd2} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho(P_1 - P_2)}. \quad (6.7)$$

де F_{zd1} – сила, що виникає в зоні кромки вихідної щілини 6 (див. рис. 6.21);

F_{zd2} – сила, що виникає в результаті дії потоку на торець зливної кромки 3;

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

6.1.2. Кранові розподільники

Кранові розподільники застосовують при невеликих витратах і тисках робочої рідини. Це пояснюється ускладненням підтримки витрати рідини в заданих межах, а також збільшенням зусиль для їх вмикання в роботу.

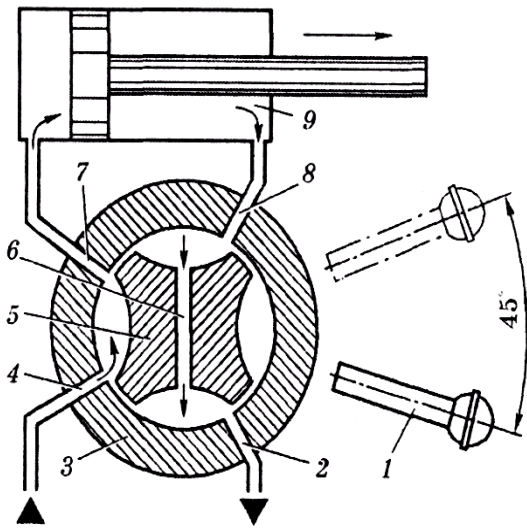


Рис. 6.22. Схема роботи кранового розподільника:

1 – рукоятка; 2, 4, 7 і 8 – отвори; 3 – корпус;
5 – пробка; 6 – радіальний канал;
9 – гідроциліндр

Крановий розподільник має корпус 3 (рис. 6.22), у циліндричний отвір якого вільно вставлено пробку 5. У пробці є радіальний канал 6, а у корпусі отвори 2 і 4 для підведення робочої рідини від насоса і зливу в бак та отвори 7 і 8 для під'єднання до гідродвигуна.

Пробка під дією зусилля, прикладеного до рукоятки 1, може повертатись відносно своєї вертикальної осі. Так, при положенні пробки, як показано на рис. 6.26, робоча рідина від насоса надходить через отвори 4 і 7 корпусу в безштокову порожнину гідроциліндра 9. Штокова порожнина гідроциліндра сполучається із зливом через отвори 8 і 2 корпусу і радіальний канал 6 пробки.

Пробки кранових розподільників виготовляють циліндричної, конічної та сферичної форми.

На рис. 6.23 показано крановий розподільник з циліндричною пробкою кормозбирального комбайна КПКУ-75.

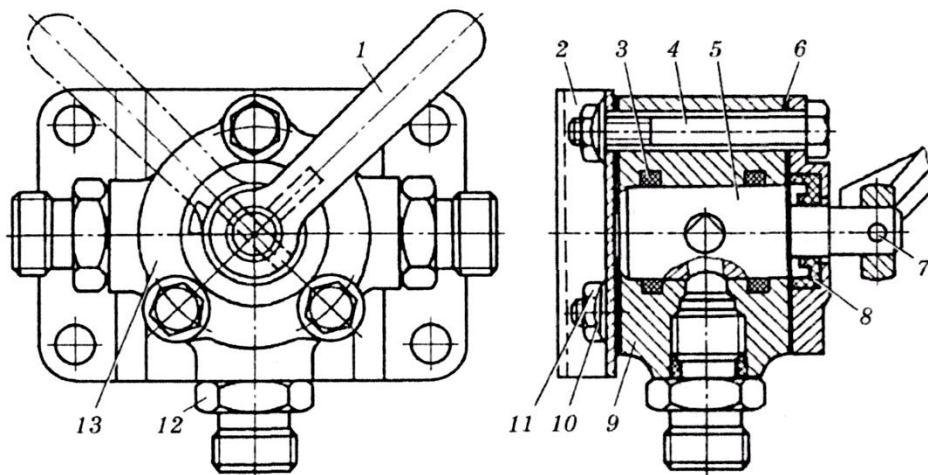


Рис. 6.23. Двопозиційний триходовий крановий розподільник гідроприводу кормозбирального комбайна КПКУ-75:

1 – рукоятка; 2 і 13 – кришки; 3 – ущільнювальне кільце; 4 – болт; 5 – пробка; 6 – прокладка; 7 – штифт; 8 – манжета; 9 – корпус; 10 – шайба; 11 – гайка; 12 – штуцер

Пробки кранових розподільників можуть не тільки повертатися навколо вертикальної осі, а й переміщуватися в осьовому напрямку вздовж вісі. Повертати пробку із робочого положення в нейтральне можна вручну або автоматично за допомогою спеціального механізму. Фіксується пробка в будь-яких положеннях рукояткою, яку переміщують в пазах напрямної пластини.

Кранові розподільники з циліндричними пробками типу 34-9-6 і 34-9-2 застосовували у гідроприводах зернозбиральних комбайнів СК-3, СК-4, СКД-5. Нині кранові розподільники набули застосування в кормозбиральних комбайнах КПКУ-75, льонозбиральних комбайнах ЛК-4, підбирачах трести ПТП-1 та ін.

Аналогічну будову і принцип дії мають кранові розподільники типу Г-71-31, БГ-71-31, ПГ-71-31, які застосовують у гідроприводах верстатів.

6.1.3. Клапанні розподільники

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

За конструкцією запірно-регулювального елемента клапанні розподільники бувають кулькові та конічні, а за переміщенням цього елемента – з ручним, механічним, електромагнітним та гідравлічним керуванням. Клапанний розподільник складається із корпусу 1 (рис. 6.24), кулькового чи конічного елемента 2, штовхача 3 і пружини 4. Корпус має дві порожнини: напірну *A* і робочу *B*, яка під'єднана до споживача.

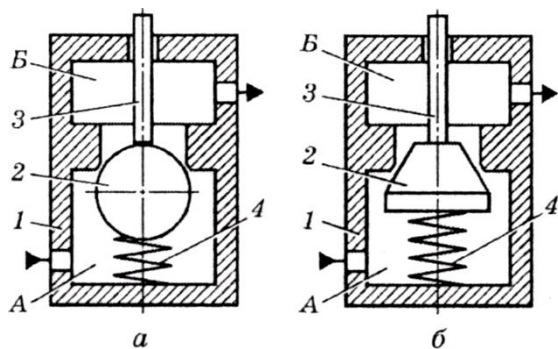


Рис. 6.24. Схеми клапанних розподільників: *a* – кулькового; *б* – конічного; 1 – корпус; 2 – запірно-регулювальний елемент; 3 – штовхач; 4 – пружина; *A* – напірна порожнина; *B* – робоча порожнина

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

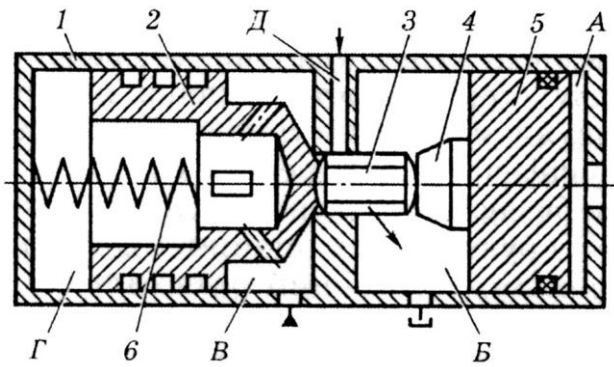


Рис. 6.25. Клапанний розподільник 3/2 з гідравлічним керуванням:

1 – корпус; 2 і 4 – запірні елементи; 3 – штовхач; 5 – ущільнювальне кільце; 6 – пружина; порожнини: *A* – керування; *B* – зливна; *B* – напірна; *Г* – торцева; *Д* – робоча

На рис. 6.25 показано клапанний розподільник 3/2 з гідравлічним керуванням. У вихідній позиції, коли гідравлічного сигналу керування немає (порожнина *A* сполучена зі зливною лінією керування), пружина 6 притискає запірний елемент 2 до свого сідла. При цьому напірна порожнина *B* роз'єднана із робочою порожниною *Д*, а остання сполучена із зливною порожниною *Б* через проточні канали штовхача 3.

Якщо підвести робочу рідину під тиском у порожнину *A* (по напірній лінії керування), запірний елемент 4 та штовхач 3 змістяться вліво до контакту запірного елемента 4 із своїм сідлом.

Штовхач при цьому відтисне запірний елемент 2 від свого сідла. Завдяки цьому напірна порожнина *B* сполучається із робочою порожниною *Д*.

Нині клапанні розподільники в гідроприводах сільськогосподарської техніки вітчизняного виробництва застосовуються не так часто, як золотникові і кранові. На закордонних машинах вони застосовуються частіше.

На рис. 6.26 зображено головний розподільник для системи з постійним потоком і перепускним клапаном, що застосовується на сільськогосподарських машинах виробництва німецької фірми «CLAAS».

У нейтральному положенні (див. рис. 6.26, *a*) перепускний клапан не активований і потік масла надходить через канали золотника *U* на злив. Завдяки великому поперечному перерізу каналів тиск циркуляції досить малий.

Якщо для ввімкнення однієї з функцій необхідно створити тиск, тоді перепускний клапан активується одночасно з розподільником відповідної функції. Золотник *U* перекриває з'єднання між лініями *P* і *T*, причому для м'якого перемикавання спочатку перекривається верхній канал.

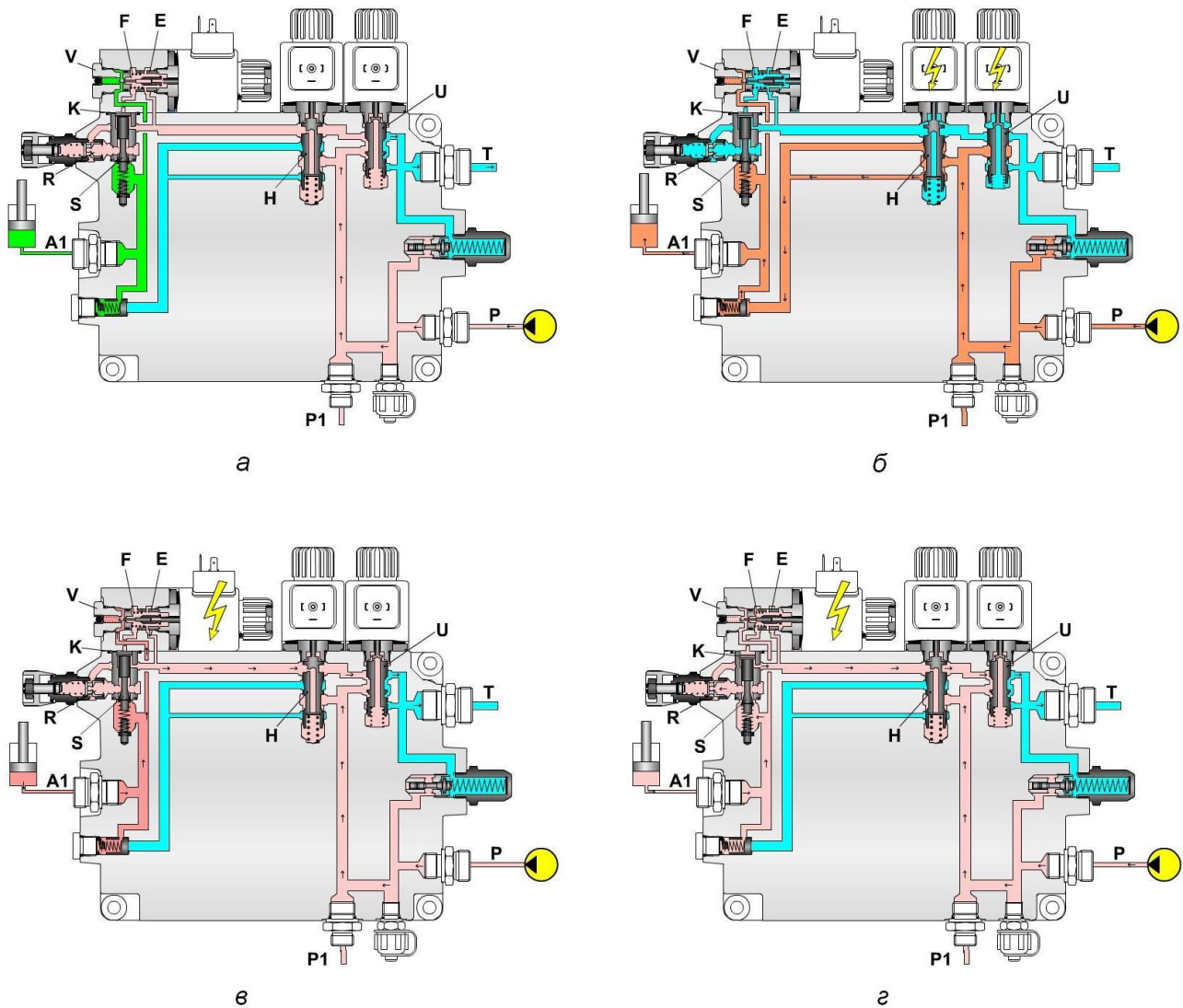


Рис. 6.26. Головний розподільник для системи з постійним потоком і перепускним клапаном:
а – нейтральне положення; *б* – повільне і швидке піднімання; *в* – повільне опускання;
г – швидке опускання

Для повільного піднімання (див. рис. 6.26, *б*) на електромагнітний клапан подається напруга з широтно-імпульсною модуляцією близько 50%. Сили, що діє на золотник *Н*, достатньо тільки для того, щоб, стиснувши пружину, відкрити нижній, вузький канал, де і рухається обмежений потік оливи. Решта оливи потрапляє на злив через запобіжний клапан, досягши максимального можливого тиску в системі.

Для швидкого піднімання включення відбувається з максимальним зусиллям і золотник просувається до кінцевого положення, відкриваючи обидва канали до споживача.

Для повільного опускання (див. рис. 6.26, *в*) на електромагнітний клапан подається напруга з широтно-імпульсною модуляцією близько 45%, що створює зусилля достатнє для відкриття зворотного клапана в блоці попереднього управління *V*, але недостатнє для стиснення пружини *F*. Золотник *E* в цьому випадку залишається в початковому положенні, і канал з'єднання до лінії зливу залишається відкритим. Навантаження споживача виштовхує масло через зворотний клапан і отвори в золотнику *E* в канал з'єднання з лінією зливу до бака. Потік при цьому дроселює унаслідок невеликого перетину в сідлі зворотного клапана.

Для швидкого опускання (див. рис. 6.26, *г*) на електромагнітний клапан подається постійна напруга 12 В, що створює зусилля, достатнє як для відкриття зворотного клапана в блоці попереднього управління *V*, так і для стиснення пружини *F*. Золотник *E* перекидає канал з'єднання до лінії зливу, і тиск в порожнинах до і після сідла зворотного клапана, де відбувається дроселювання потоку, вирівнюється і діє на площину *K* випускного клапана *S*. В результаті різниці площ випускний клапан *S* відкриває доступ до лінії зливу через регулятор потоку. Швидкість опускання залежить в основному лише від налаштування регулятора потоку *R*.

6.2. Гідралічні клапани

6.2.1. Загальні відомості

Гідроклапан (далі – клапан) – це складовий елемент гідроприводу. Він належить до автоматичних гідроапаратів.

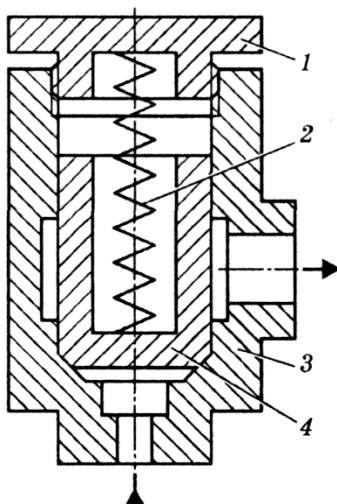


Рис. 6.27. Схема клапана:
1 – регулювальний пристрій; 2 – пружина; 3 – корпус; 4 – запірний елемент

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

Клапан будь-якого типу складається із корпусу 3 (рис. 6.27) і запірний чи запірно-регулювальний елемент 4. У корпусі є канали для підведення і відведення робочої рідини та сідло під запірний елемент. Наявність пружини 2 та регулювального пристрою 1 залежить від призначення клапана та інших ознак їх класифікації.

Під дією тиску робочої рідини запірний елемент 2 відходить від свого сідла, стискаючи пружину 4, і робоча рідина проходить крізь канал, що при цьому утворився.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки застосовують регулювальні та спрямівні клапани.

До регулювальних клапанів належать клапани тиску (напірні, редуційні, різниці тиску та інші). Напірні клапани бувають запобіжними і переливними. Клапани тиску призначені для регулювання тиску робочої рідини. Спрямівні клапани (роздільники і поєднувачі потоків, зворотні клапани, гідрозамки та інші) керують потоком робочої рідини.

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

6.2.2. Клапани тиску

Клапани тиску призначені для регулювання тиску робочої рідини у напірних і зливних гідролініях.

Класифікують клапани наступним чином: за призначенням – напірні (запобіжні та переливні), редуційні, різниці тисків та інші; за дією потоку рідини на запірно-регулювальний елемент – прямої і непрямої дії.

Запобіжні клапани призначені для обмеження у гідроприводах тиску робочої рідини, що перевищує встановлені параметри.

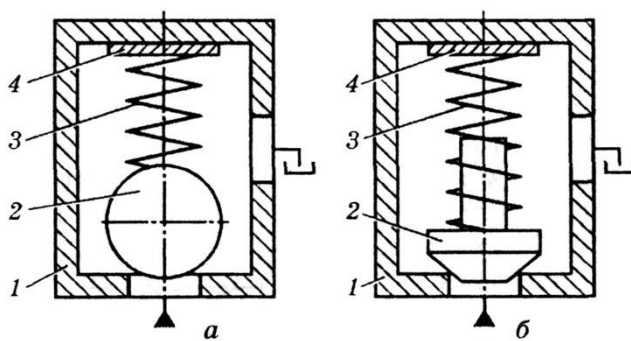


Рис. 6.28. Схеми запобіжних клапанів прямої дії:

a – кулькового; *б* – конусного; – корпус; 2 – кулька або конус; 3 – пружина; 4 – регулювальна шайба

У запобіжних клапанах прямої дії величина відкриття робочого прохідного перерізу змінюється в результаті безпосередньої дії потоку робочої рідини на запірно-регулювальний елемент.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки найбільш поширені запобіжні клапани із запірно-регулювальним елементом у вигляді кульки (кулькові), (рис. 6.28, *a*), але застосовують ще конусні (рис. 6.28, *б*), тарілчасті (див. рис. 6.31) та золотникові (див. рис. 6.27).

Принцип дії таких клапанів однаковий. Він ґрунтується на зрівноваженні сил стискання пружини і рідини на запірно-регулювальний елемент. У цьому разі клапан «закритий», тобто напірна і зливна лінії роз'єднані.

Коли сила тиску рідини перевищує силу стискання пружини, запірно-регулювальний елемент відходить від свого сидла і гідролінії (напірна і зливна) сполучаються. Тиск у напірній лінії зменшується.

При цьому тиск рідини, при якому клапан «відкривається», більший ніж тиск, при якому клапан «закривається».

У клапанах прямої дії тиск рідини у напірній лінії (тиск спрацювання клапана) регулюють зміною стиску пружини 3 (рис. 6.28) за допомогою регулювальних шайб 4, встановлених у пробках 2 (рис. 6.29), або гвинтом 6 (рис. 6.30), чи гвинтом 4 (рис. 6.31).

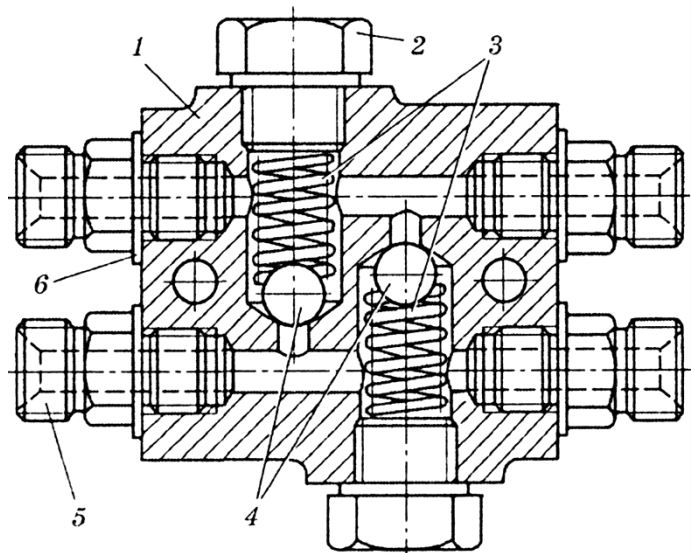


Рис. 6.29. Запобіжний клапан обмеження крутного моменту на валу гідромотора ГДП-630 гідроприводу підбирача-стогоутворювача СПТ-60:

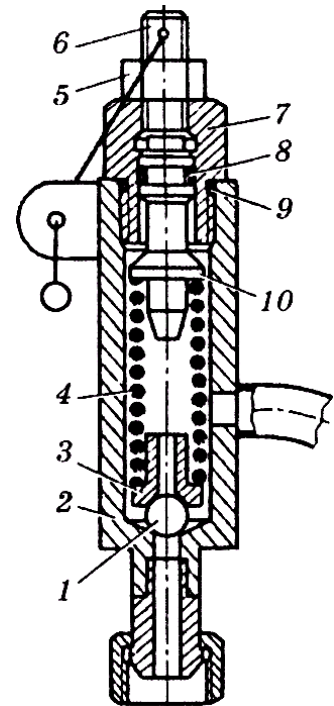
1 – корпус; 2 – пробка; 3 – пружина; 4 – кулька; 5 – штуцер; 6 – прокладка

Рис. 6.30. Запобіжний клапан обмеження крутного моменту на валу гідромотора 210.20 чи ГПР-Ф-160А гідроприводу підбирача-завантажувача ПТН-4,0:

1 – кулька; 2 – корпус; 3 – напрямна; 4 – пружина; 5 – контргайка; 6 – регулювальний гвинт; 7 – втулка; 8, 9 – ущільнювальні кільця; 10 – упор

Для запобіжних клапанів прямої дії характерні такі недоліки. При роботі клапанів тиск рідини залежить від її витрати. Так, при регулюванні їх на тиск відкриття 5 МПа і при витраті рідини 45 л/хв тиск рідини в момент спрацювання підвищується до 7 МПа і більше, а це призводить до надмірного нагрівання робочої рідини і в цілому знижується якість роботи гідроприводу.

При проектуванні таких клапанів на тиск спрацювання 15 – 35 МПа регулювальні пружини повинні мати великі габаритні розміри, оскільки існує потреба у великих зусиллях їх стискання.



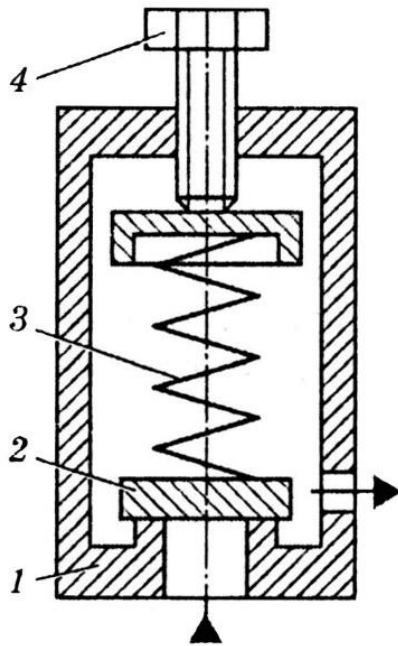


Рис. 6.31. Схема запобіжного клапана прямої дії тарілчастого: 1 – корпус; 2 – тарілка; 3 – пружина; 4 – гвинт

У зв'язку з цим перевага надається клапанам непрямої дії. Їх іноді називають сервоклапанами, хоча така назва у ДСТУ не передбачена.

У запобіжному клапані непрямої дії розміри робочого прохідного перерізу змінюються основним запірно-регулювальним елементом внаслідок дії потоку робочої рідини на допоміжний запірно-регулювальний елемент.

Основний запірно-регулювальний елемент, як правило, виготовляють у вигляді золотника 10 (рис. 6.32) а допоміжний – у вигляді кульки б або конуса 2 (рис. 6.33).

При роботі насоса олива із напірної лінії 16 (див. рис. 6.32, б) гідроприводу через отвір 15 золотника надходить у післядросельну порожнину 18, а з неї через отвори в шпинделі – до кульки б. Якщо тиск у напірній лінії 16 не перевищує встановленого (6,3 МПа), кулька б притиснута до свого сідла пружиною 8. Тиск оливи в лінії 16 і порожнині 18 однаковий. Золотник 10 гідравлічно зрівноважений і пружина 11 утримує його в крайньому нижньому положенні.

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

Якщо ж тиск буде менший за встановлений, кулька б під дією пружини 8 піднімається і закриває отвір, який сполучає порожнину 18 із зливним каналом 17. Перетікання оливи із порожнини 18 припиняється, тиск у ній зрівнюється з тиском в лінії 16, і золотник під дією пружини 11 опускається вниз, зливна 19 та напірна 16 лінії роз'єднуються.

Останнім часом у гідроприводах, наприклад, комбайнів «Дон», застосовують запобіжно-переливні клапани, що працюють в режимі запобіжного клапана непрямої дії і виконують функцію клапана переливної секції

гідророзподільника. Тому у секційних розподільниках таких гідроприводів переливної секції немає.

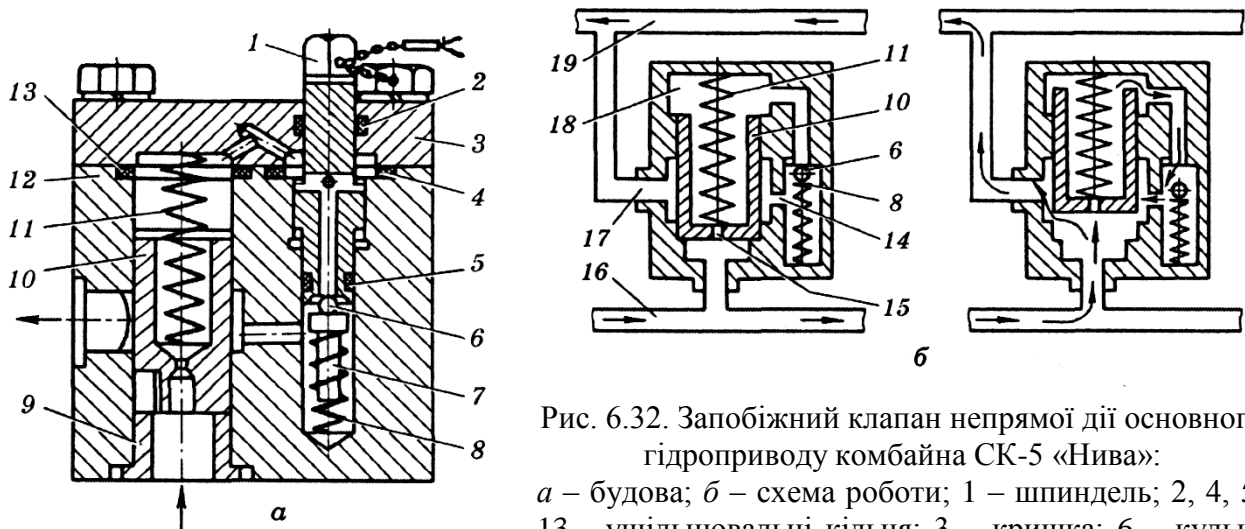


Рис. 6.32. Запобіжний клапан непрямої дії основного гідроприводу комбайна СК-5 «Нива»:
a – будова; *б* – схема роботи; 1 – шпindelь; 2, 4, 5 і 13 – ущільнювальні кільця; 3 – кришка; 6 – кулька; 7 – тарілочка; 8 і 11 – пружини; 9 – втулка; 10 – золотник; 12 – корпус; 14 – отвір; 15 – дросельний отвір; 16 – напірна лінія; 17 – зливний канал; 18 – післядросельна порожнина; 19 – зливна лінія

Запобіжно-переливний клапан складається з основного (переливного) і допоміжного (запобіжного). Запірним елементом переливного клапана є порожнистий золотник 7 (див. рис. 6.33), який через осердя 9 підтиснутий пружиною 11 до сідла 6. В осерді є дросельний отвір 8. Запірний елемент допоміжного клапана – конус 2, який пружиною I підтиснутий до сідла в кришці 12.

У кришці 12 є порожнина *B*, під'єднана до каналу лінії керування секційного розподільника з ручним керуванням. Ця порожнина сполучена із зливним отвором 4 і каналом з післядросельною порожниною *B*.

У корпусі 5 переливного клапана є кільцева виточка 10, сполучена із зливним отвором 4, а також порожнина *A* для під'єднання напірної лінії насоса.

У режимі запобіжного цей клапан працює так. При підвищенні тиску рідини в напірній лінії гідроприводу (наприклад, коли шток гідроциліндра знаходиться у крайньому положенні, а золотник розподільника утримується в робочому положенні), аналогічний тиск буде і в порожнинах *B* і *B*. Це пов'язано з тим, що рідина не зливається з порожнини *B* через канал лінії керування, оскільки він перекритий буртиком золотника розподільника. Тоді під дією надмірного тиску рідини конус 2 допоміжного клапана відходить від свого сідла і порожнина *B* сполучається через канал 3 із зливним отвором 4.

пружини мають невелику жорсткість. На рис. 6.34, *a* зображено переливний клапан золотникового типу прямої дії.

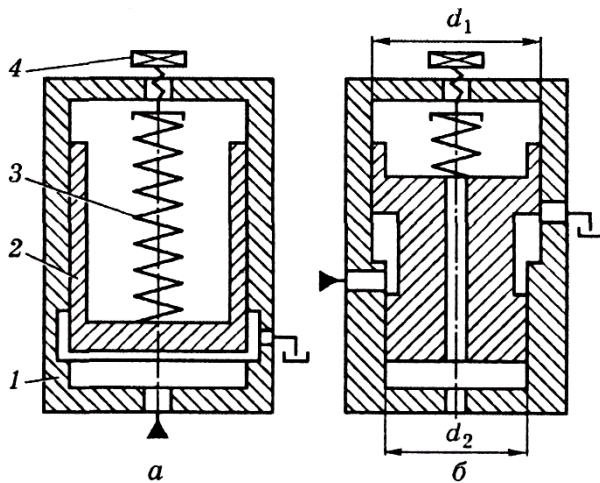


Рис. 6.34. Переливні клапани прямої дії:
a – золотниковий; *б* – золотниковий диференціальний; 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – регулювальний гвинт

З метою зменшення розмірів пружини іноді застосовують клапани з диференціальним золотником (див. рис. 6.34, *б*). Такий клапан має на золотнику 2 два циліндричні пояски різних діаметрів (d_1 і d_2). Пружина 3 сприймає тиск рідини, що діє на площу, яка дорівнює різниці площ торців поясків золотника. Чим більша витрата рідини, що зливається із напірної лінії, тим більший поперечний переріз каналу зливу. При цьому зміна тиску в напірній лінії пропорційна висоті підняття золотника, жорсткості пружини і різниці торцевих площ циліндричних поясків золотника.

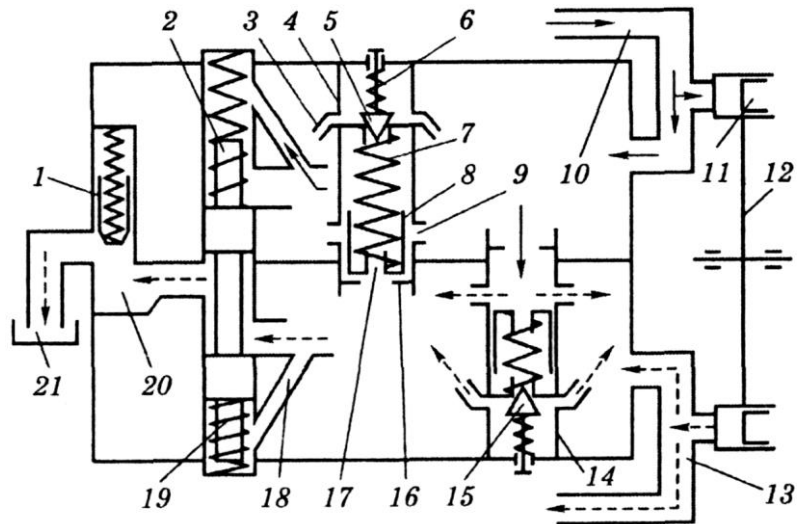
Переливні клапани золотникового типу (див. рис. 6.34, *a*) застосовують у секційних розподільниках гідроприводу комбайнів СК-5 «Нива», КСКУ -6 «Херсоніць-200», СКТ-2, а також у моноблокових розподільниках типу Р-80. Вони розвантажують насоси від високих тисків при непрацюючих споживачах. При цьому злив основного потоку рідини відбувається при тиску 0,5 МПа.

Переливні клапани, які встановлені у зливних лініях гідроприводу, ще називають *підпірними*. У цьому разі вони забезпечують злив рідини під певним тиском, що необхідно для спрямування потоку в охолоджувачі чи забезпечення постійного натягу пасів у гідрофікованих варіаторах тощо.

Наприклад, переливний клапан 1 (рис. 6.35) клапанної коробки гідромотора об'ємного гідроприводу ведучих коліс самохідних комбайнів КСК-100, КСКУ-6, РСМ-10 та інших відрегульований на тиск спрацювання 1,0-1,27 МПа.

Рис. 6.35. Схема клапанної коробки гідромотора:

1 – переливний клапан; 2 – золотник шунтувального клапана; 3 і 9 – зливні отвори; 4 і 14 – корпуси запобіжних клапанів; 5 – конусний допоміжний клапан; 6, 7 і 19 – пружини; 8 – золотник; 10 – напірна лінія; 11 – плунжер; 12 – блок циліндрів; 13 – зливна лінія; 15 – запобіжний клапан лінії високого тиску; 16 – упорне кільце; 17 – дросельний отвір; 18 і 20 – канали; 21 – порожнина корпусу гідромотора



Завдяки цьому робоча рідина, що витискується плунжерами гідромотора, надходить у радіатор для охолодження, а свіжа рідина, що засмоктується підживлювальним насосом, під тиском 1,0-1,27 МПа спрямовується у всмоктувальну лінію аксіально-плунжерного (основного) насоса, тобто, переливний клапан підтримує певний тиск (1,0 - 1,27 МПа) у всмоктувальній лінії основного насоса.

Редукційні клапани підтримують у відведеному від них потоці рідини більш низький тиск, ніж у підведеному. Редукційні клапани застосовують у гідроприводах, в яких від одного джерела (насоса) живляться декілька споживачів, що працюють при різних тисках.

Основні елементи редукційного клапана наступні: корпус 1 (рис. 6.36), золотник 2 з двома циліндричними поясками, пружина 3 і регулювальний гвинт 4. Робочий прохідний переріз В створений кромками циліндричних розточок корпусу і пояска золотника. У вихідному положенні величину прохідного перерізу встановлюють зусиллям пружини 3.

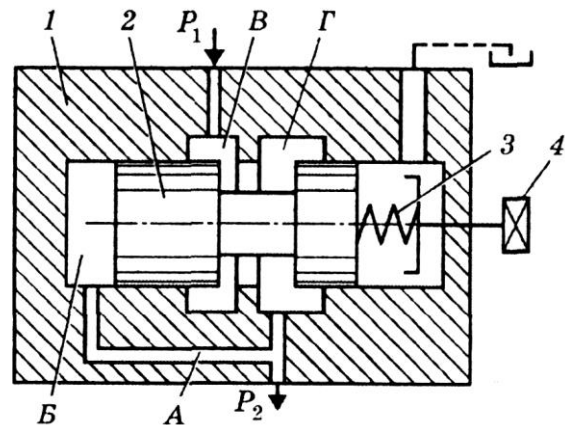


Рис. 6.36. Редукційний клапан прямої дії: 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – регулювальний гвинт; А – канал; Б і Г – порожнини; В – робочий прохідний переріз

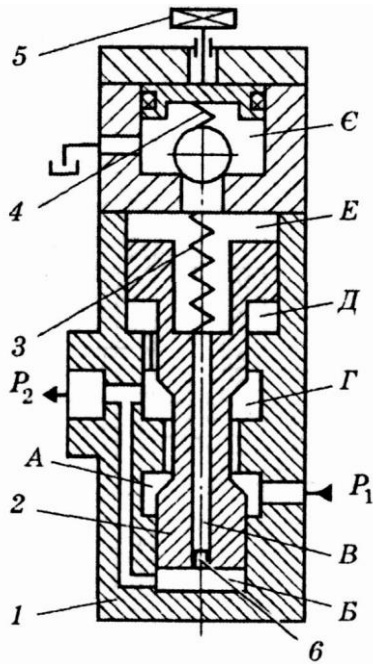


Рис. 6.37. Редукційний клапан непрямої дії:

1 – корпус; 2 – золотник; 3 і 4 – пружини; 5 – регулювальний гвинт; 6 – дросельний отвір; А, Б, Г, Д, Е і Є – порожнини; В – осьовий отвір

Робоча рідина під тиском P_1 підводиться до прохідного перерізу В, дреслюється і надходить у порожнину Б. Тиск P_2 (редукований) на виході з порожнини Б знижується.

При підвищенні редукованого тиску золотник зміщується вправо. При цьому робочий прохідний переріз В зменшується і тиск рідини на виході із порожнини Б знижується до розрахункового. Зниження тиску в порожнині Б (а одночасно і в порожнині Г) дає можливість пружині змістити золотник вліво. Робочий прохідний переріз і редукований тиск збільшаться до розрахункового. Такий редуційний клапан – це клапан прямої дії. При роботі такого клапана спостерігається певне коливання тиску, що для певних гідроприводів є неприйнятним.

Для забезпечення стабільного редукованого тиску застосовують редуційні клапани непрямої дії (рис. 6.37).

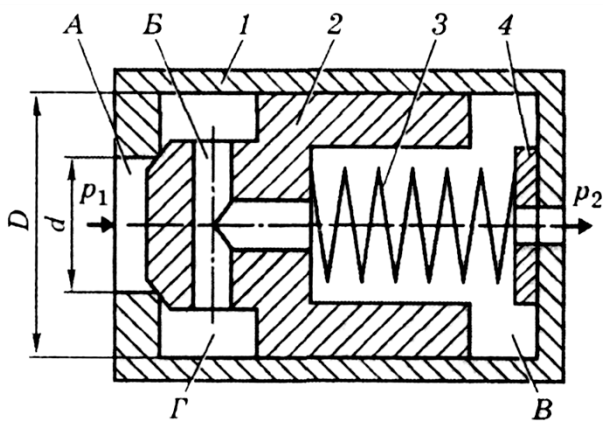


Рис. 6.38. Клапан різниці тисків:

1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – регулювальна шайба; А і Б – отвори; В і Г – порожнини

Клапани різниці тисків призначені для підтримання заданої різниці тисків у підвідному і відвідному потоках або в одному з цих потоків. Їх застосовують у гідроприводах з об'ємним регулюванням як підживлювальні клапани. Будову клапана різниці тисків показано на рис. 6.38.

Сповільнювальні клапани призначені для плавного опускання машини чи робочого органа із транспортного положення в робоче, щоб уникнути удару на ґрунт, тощо.

Клапан складається із корпусу 1 (рис. 6.39), трьох штифтів 2 і хрестоподібної шайби 3 з каліброваним отвором 5. Корпус клапана, як правило, загвинчено в отвір передньої кришки гідроциліндра. У деяких гідроприводах він монтується безпосередньо на трубопроводі, наприклад, як у гичкозбиральній машині типу БМ-6Б.

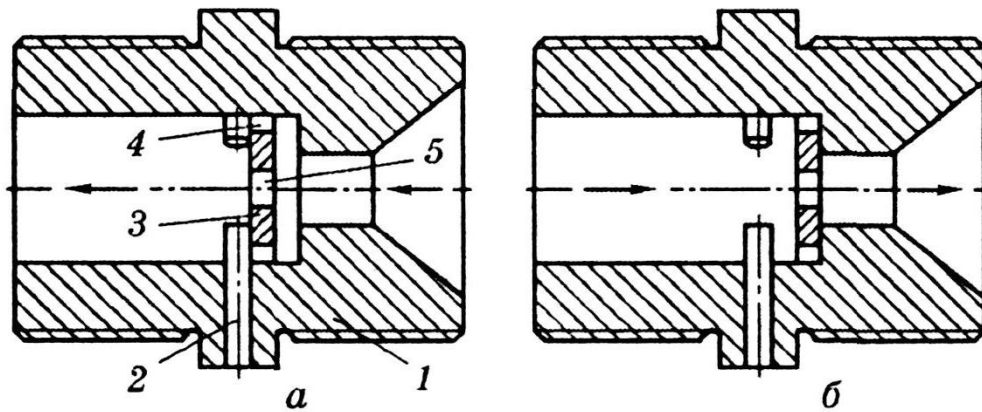


Рис. 6.39. Сповільнювальний клапан:

a і *б* – положення шайби відповідно при підніманні та опусканні машини; 1 – корпус; 2 – штифт; 3 – шайба; 4 – виріз; 5 – калібрований отвір

При підніманні машини робоча рідина під тиском переміщує хрестоподібну шайбу 3 (див. рис. 6.42, *a*) до упору в штифти 2 і надходить через калібрований отвір 5 і вирізи 4 (розміщені по периферії шайби) в порожнину гідроциліндра без особливого опору. Коли ж машину опускають, шайба 3 (див. рис. 6.42, *б*) притискується рідиною до торця циліндричної розточки в корпусі. Вирізи в шайбі перекриваються і прохід для рідини обмежується каліброваним отвором 5.

Калібровані отвори шайби можуть мати отвори діаметром 2, 3, 4 і 5 мм.

Клапани співвідношення витрат рідини ще називають синхронізаторами витрат. Залежно від місця встановлення в гідролініях їх називають подільниками і суматорами потоків.

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

Подільник потоку дросельного типу має таку будову. У корпусі 1 (рис. 6.40, *a*) розміщено плаваючий циліндричний золотник 2. В осьовому каналі золотника встановлено однакові дроселі 3 і 4. Корпус має напірну порожнину *B* і дві торцеві камери *A* та *Б*.

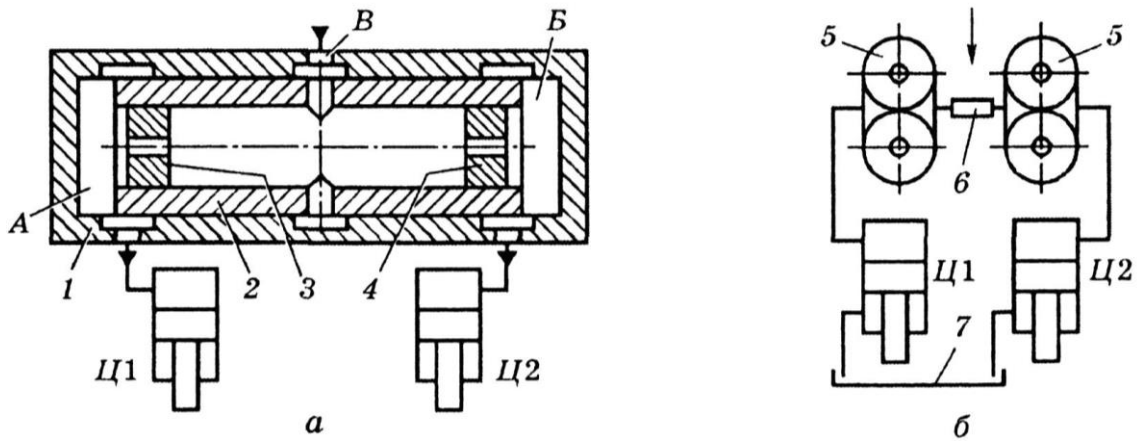


Рис. 6.40. Конструктивні схеми подільників потоку:

a – дросельного типу; *б* – об’ємного типу; 1 – корпус; 2 – золотник; 3 і 4 – дроселі; 5 – гідромотори; 6 – трійник; 7 – бак; *A* і *Б* – камери; *B* – напірна порожнина; Ц1 і Ц2 – гідроциліндри

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

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

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

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

Такий подільник потоку називається подільником дросельного типу. Недоліком таких роздільників є неминучі втрати тиску в дроселях, а також те, що вони розраховані на обслуговування не більше ніж двох споживачів. Внаслідок цього вони набули застосування у гідроприводах з незначними витратами рідини.

Об'ємний подільник потоку (див. рис. 6.40, б) – це два або більше гідромоторів 5 (як правило шестеренних), зібраних у один блок так, що їх ведучі шестерні нерухомо закріплені на одному спільному валу, а ведені вільно обертаються на спільній осі. Робоча рідина від насоса подається до трійника б, звідти вона надходить до гідромоторів, приводячи їх у рух.

Завдяки жорсткому кінематичному зв'язку усі шестерні обертаються з однаковою частотою, тому в кожний із гідроциліндрів Ц1 і Ц2 надходить однакова кількість рідини, незалежно від розподілу навантаження на їх штоки.

Коефіцієнт корисної дії подільників потоку об'ємного типу значно вищий, ніж у дросельних, тому їх застосовують у більш потужних гідроприводах.

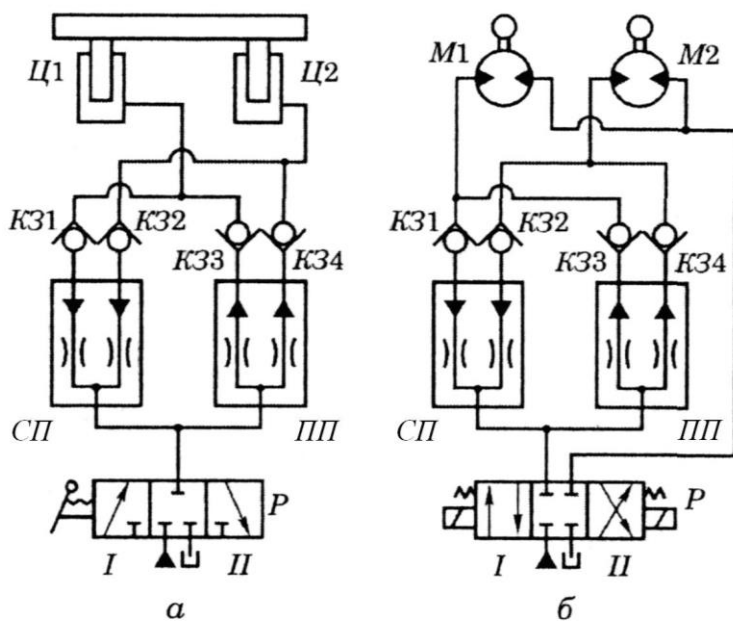


Рис. 6.41. Схеми встановлення подільників і суматорів у гідроприводах:

а і б – для синхронізації руху вихідних ланок відповідно гідроциліндрів і гідромоторів; P – розподільник; СП – суматор потоку; ПП – подільник потоку; K31, K32, K33 і K34 – зворотні клапани; Ц1 і Ц2 – гідроциліндри; M1 і M2 – гідромотори

Коефіцієнт корисної дії подільників потоку об'ємного типу значно вищий, ніж у дросельних, тому їх застосовують у більш потужних гідроприводах.

Суматори потоків призначені для сполучення двох і більше потоків робочої рідини в один потік. Конструктивно суматори потоків відрізняються від подільників лише розміщенням каналів, що сполучають дроселі з торцями золотника. На рис. 6.41 зображено схеми встановлення клапанів співвідношення витрат у гідроприводах.

Зворотні клапани призначені для вільного пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і запирання у зворотному.

За конструкцією вони подібні до запобіжних чи переливних. Основна їх відмінність – наявність пружини з малим зусиллям, призначеної лише для подолання сил тертя при поверненні запірнього елемента до свого сідла. Крім цього, у зворотних клапанах не передбачено пристроїв для регулювання стискання пружини. Існують зворотні клапани, в яких пружин немає.

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

На рис. 6.42, *а* зображено конструктивну схему зворотного клапана. Він складається із корпусу 2, плунжера 3 з конічним торцем, пружини 4, сідла 5 і кришки 1 з ущільнювальним кільцем 6.

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

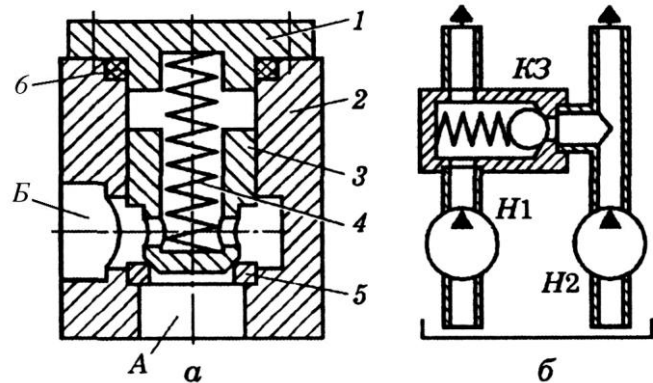


Рис. 6.42. Зворотний клапан:

а – конструктивна схема; *б* – схема встановлення в гідросистемах; 1 – кришка; 2 – корпус; 3 – плунжер; 4 – пружина; 5 – сідло; 6 – ущільнювальне кільце; *H1* і *H2* – насоси; *K3* – зворотний клапан; *A* і *B* – порожнини

На рис. 6.42, *б* показано, що рідина із напірної лінії насоса *H2* може надходити в напірну лінію насоса *H1*, а навпаки – ні.

У клапанах із запірними елементами (кулька, конус) через наявність точних поверхонь, що стикаються (запірний елемент – сідло), ускладнюються конструкція та технологія виготовлення і ремонту цих елементів.

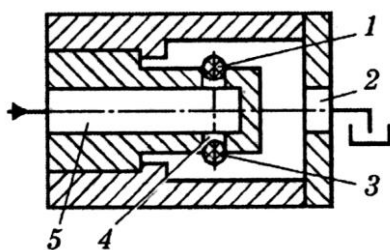


Рис. 6.43. Зворотний клапан з еластичним запірнім елементом: 1 – еластичне кільце; 2, 4 і 5 – канали; 3 – сідло

Усунути або деякою мірою спростити зазначені недоліки можна застосуванням еластичних запірних елементів. У таких клапанах еластичне кільце 1 (рис. 6.43) круглого перерізу. Воно одночасно є запірним та ущільнювальним елементом. Під час руху потоку робочої рідини по осьову каналу 5 вона проходить по радіальних каналах 4, відтискає кільце 1 від сідла 3 і надходить на вихід через канал 2. Якщо потік змінюється, кільце під дією тиску рідини притискується до сідла і запирає канали 4 і 5. Такі еластичні кільця витримують понад мільйон циклів навантаження. Втрати тиску не перевищують 0,1 – 0,2 МПа.

Зворотні клапани з еластичними елементами застосовують у реверсивних шестеренних гідромоторах.

Гідрозамки призначені для пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і запирання в зворотному при відсутності керованої дії, а при наявності – для пропускання в обох напрямках. Вони є спрямівними гідроапаратами.

За кількістю запірних елементів гідрозамки поділяються на одно- і двобічні, за конструкцією запірних елементів – на кулькові, конічні та плунжерні (золотникові), за типом керованої дії – з гідравлічним, пневматичним, електромагнітним і механічним керуванням.

Однобічний гідрозамок зображено на рис. 6.44, *а*. Запірний елемент гідрозамка виконано у вигляді плунжера 6 з конічним торцем. Плунжер підтиснутий пружиною 7 до сідла 5. У лівій розточці корпусу 1 розміщено плаваючий поршень 2 зі штовхачем 4. Під дією сили пружини 3 поршень знаходиться у крайньому положенні і штовхач не торкається плунжера.

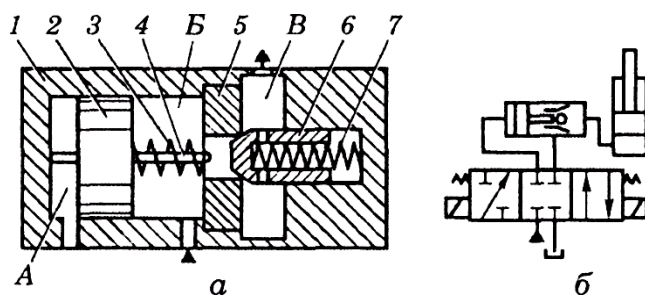


Рис. 6.44. Однобічний гідрозамок:

а – конструктивна схема; *б* – принципова схема під'єднаний гідрозамка в гідроприводах; 1 – корпус; 2 – поршень; 3 і 7 – пружини; 4 – штовхач; 5 – сідло; 6 – плунжер; *A*, *B* і *V* – порожнини

в режимі зворотного клапана. При цьому плунжер під дією пружини запирає отвір у сідлі. Порожнини *B* і *В* гідрозамка і поршнева порожнина гідроциліндра роз'єднані, тому поршень гідроциліндра знаходиться у запертому положенні.

Якщо порожнину *B* гідрозамка сполучити з напірною лінією насоса, плунжер під дією тиску рідини відійде від сідла і рідина надійде в порожнину *B*, а далі – в порожнину гідроциліндра.

Коли порожнину *A* сполучити з напірною лінією, а *B* – із зливною, поршень гідрозамка зміститься вправо і штовхачем відтисне плунжер від свого сідла. Порожнини *B* і *В* гідрозамка і поршнева порожнина гідроциліндра сполучається, а поршень гідроциліндра опуститься. В цьому разі гідрозамок працює в режимі клапанного розподільника.

Корпус гідрозамка має порожнину *A* керованої дії на поршень, порожнину *B* напірну (зливну) та порожнину *V* для сполучення з порожниною гідроциліндра (див. рис. 6.44, *б*).

Гідрозамок може працювати як в режимі зворотного клапана, так і в режимі клапанного розподільника.

При відсутності керованої дії на поршень гідрозамка з боку порожнини *A* гідрозамок працює

Двобічний гідрозамок одночасно працює в режимі зворотного клапана і клапанного розподільника. Якщо порожнину *B* (рис. 6.45) сполучити із напірною лінією насоса, плунжер 9 під дією тиску рідини відійде від свого сідла, стискаючи пружину 10. Порожнини *B* і *Г* сполучаться, рідина надійде від насоса в порожнину гідроциліндра. Одночасно під дією тиску рідини (з боку порожнини *B*) поршень 6 зміститься вліво і своїм штовхачем 4 відтисне плунжер 2. Порожнини *A* і *Б* сполучаються, і рідина із другої порожнини гідроциліндра надійде на злив. Коли порожнину *Б* сполучити із напірною лінією насоса, процес повториться у зворотному напрямку.

При нейтральному (див. рис. 6.48, б) положенні золотника розподільника (рідина від насоса не надходить в порожнини *Б* і *В*) плунжери 2 і 9 притиснуті до своїх сідел і порожнини гідроциліндра запираються.

У гідроприводах сільськогосподарських машин застосовують як однобічні, так і двобічні гідрозамки. Їх встановлюють безпосередньо на робочих секціях розподільника або автономним вузлом. Причому однобічні гідрозамки використовують для запирання плунжерних гідроциліндрів, а двобічні – поршневих двобічної дії. Так, у гідроприводах керування гідроциліндрами комбайнів СК-5, КСКУ-6, СКТ-2, коренезбиральної машини КС-6Б та ін. гідрозамки розміщено в корпусах робочих секцій розподільників. В інструкціях з експлуатації цих машин такі гідрозамки ще називають запірними клапанами. У гідроприводі керування гідроциліндрами кормозбирального комбайна КСК-100 гідрозамки вмонтовано в гідролінії як самостійні (автономні) вузли.

Швидкокорознімні муфти із зворотними клапанами призначені для швидкого роз'єднання (сполучення) гідроліній гідроприсстроїв навісних та причіпних машин до гідросистеми трактора чи комбайна з автоматичним запиранням (сполученням) порожнин, що роз'єднуються (сполучаються), для запобігання витіканню рідини із гідроліній. Муфти поділяють на запірні та розривні.

Запірна муфта, складається із двох зворотних клапанів, з'єднаних накидною гайкою 12 (рис. 6.46).

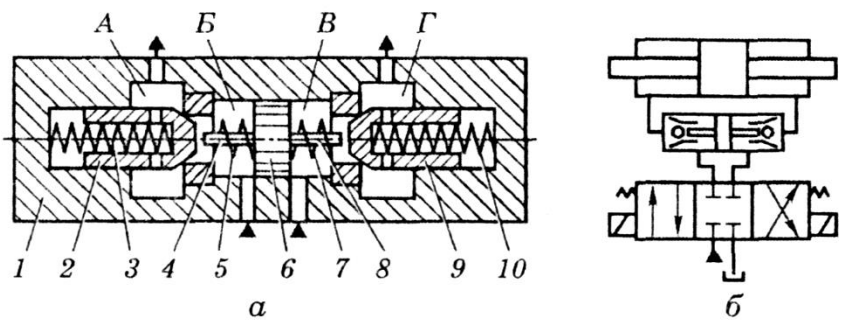


Рис. 6.45. Двобічний гідрозамок:
a – конструктивна схема; *б* – принципова схема під'єднання гідрозамка в гідроприводах; 1 – корпус; 2 і 9 – плунжери; 3 і 10, 5 і 7 – пружини; 4 і 8 – штовхачі; 6 – поршень; *A*, *Б*, *В* і *Г* – порожнини

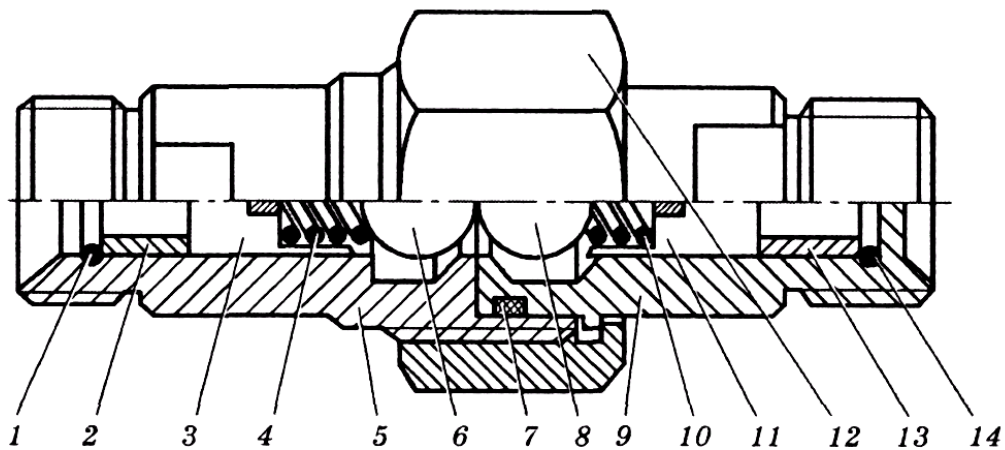


Рис. 6.46. Запірна муфта:

1 і 14 – стопорні кільця; 2 і 13 – втулки; 3 і 11 – хрестовини; 4 і 10 – пружини; 5 і 9 – корпуси; 6 і 8 – кульки; 7 – ущільнювальне кільце; 12 – накидна гайка

Лівий зворотний клапан має корпус 5, хрестовину 3, стопорне кільце 1, пружину 4 і кульку 6, правий – таку саму будову, але відрізняється конструкцією корпусу.

При загвинчуванні гайки 12 корпуси зворотних клапанів наближаються, кульки 6 і 8 відтискаються від своїх сідел і рідина вільно проходить через порожнини корпусів, тобто гідролінії гідропрстроїв сполучаються. Якщо гайку 12 відгвинчувати, кульки під дією пружин 4 і 10 притискаються до своїх сідел, завдяки чому перекивається прохід рідини і гідролінії роз'єднуються.

Розривна муфта має таке саме призначення. До того ж, вона забезпечує швидке з'єднання і роз'єднання гідроліній вручну, а також автоматичне роз'єднання і запирання гідроліній при виникненні в них аварійних розтягуючих зусиль.

Розривна муфта складається із двох півмуфт, з'єднаних між собою кульковим фіксатором. У корпусах півмуфт розміщені зворотні клапани, які за конструкцією подібні до клапанів запірної муфти.

В отворах (рис. 6.47) корпусу правої півмуфти 9 знаходяться кульки 4, які запірною втулкою 5 затиснуті в кільцевій канавці корпусу 1 лівої півмуфти. Пружина 13, що знаходиться між буртиками корпусу правої півмуфти і запірної втулки, запобігає виходу кульок із кільцевої канавки корпусу лівої півмуфти. Кульки 12 і 15 зворотних клапанів, упираючись одна в одну, відведені від своїх сідел, завдяки чому рідина може вільно проходити через порожнини обох півмуфт.

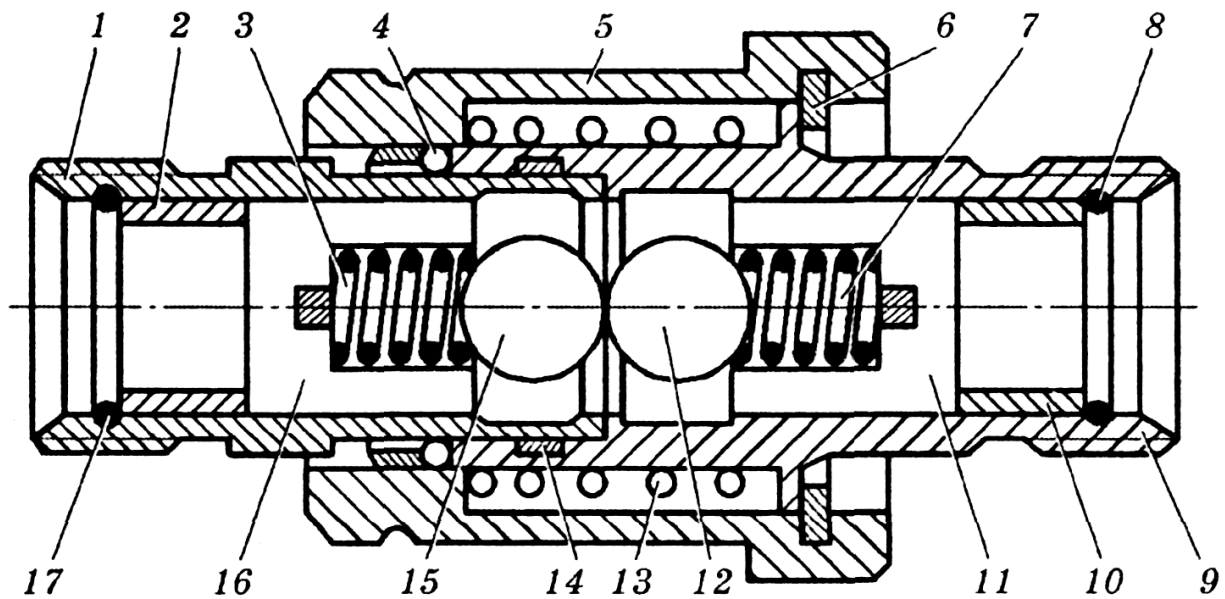


Рис. 6.47. Розривна муфта:

1 – корпус лівої півмуфти; 2 і 10 – опорні втулки; 3, 7, і 13 – пружини; 4, 12 і 15 – кульки; 5 – запірна втулка; 6, 8 і 17 – стопорні кільця; 9 – корпус правої пів муфти; 11 і 16 – хрестовини; 14 – ущільнювальне кільце

Працює розривна муфта так. У разі різкої дії в осьовому напрямку, наприклад, вліво на корпус 1 лівої півмуфти, обидві півмуфти зміщуються вліво, стискаючи пружину 13 (запірна втулка 5 закріплена нерухомо на рамі). Півмуфта переміщується доти, поки кульки 4 фіксатора не вийдуть з-під нерухомої запірної втулки. Після цього кульки фіксатора виходять із кільцевої канавки корпусу лівої півпівмуфти і він від'єднується від корпусу правої півмуфти. Кульки 12 і 15 зворотних клапанів під дією пружини 3 і 7 притискається до своїх сідел і закривають вихідні отвори порожнин півмуфт. Таким чином гідролінія закривається.

Для з'єднання півмуфт у вихідне робоче положення необхідно корпус правої півмуфти змістити вліво, стискаючи пружину 13, до виходу кульок фіксатора з під запірної втулки. Потім ввести корпус лівої півмуфти в корпус правої до потрапляння кульок фіксатора в кільцеву канавку корпусу 1, відпустити корпус правої півмуфти. Пружина 13, розтискаючись, поверне праву півмуфту у вихідне положення, і кульковий фіксатор з'єднає обидві півмуфти, а кульки зворотних клапанів відтиснуться від своїх сідел і порожнини півмуфт сполучаться.

Логічні гідроклапани – це напрямні гідроапарати, що здійснюють логічну функцію керування напрямком потоку, пропускаючи рідину у вихідну лінію залежно від наявності тиску у відповідних лініях.

Їх поділяють на гідроклапани «І» та гідроклапани «АБО». Гідроклапан «АБО» (рис. 6.48) забезпечує напрямок потоку у відповідну лінію за наявності тиску рідини в одній із підвідних ліній. Такий клапан, зокрема, встановлено в гідроприводі гичкозбиральної машини типу БМ-6Б.

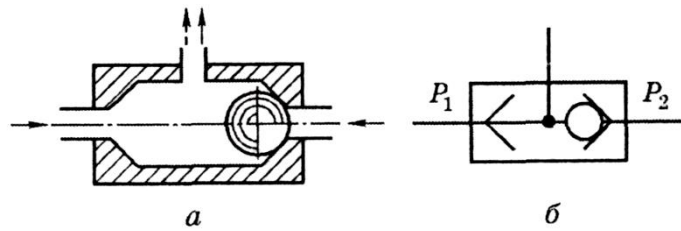


Рис. 6.48. Гідроклапан «АБО»: *a* – конструктивна схема; *б* – умовне позначення на принципових схемах

Гідроклапан «І» (рис. 6.49) забезпечує спрямування потоку у відповідну лінію за наявності тиску рідини у підвідних лініях. При цьому підвідна лінія з меншим тиском рідини запирається.

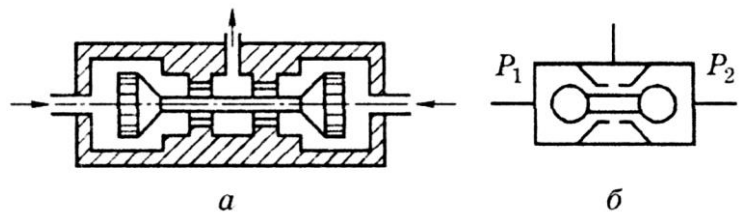


Рис. 6.49. Гідроклапан «І»: *a* – конструктивна схема; *б* – умовне позначення на принципових схемах

Витрата рідини, що проходить через щілину напірного гідроклапана складає

$$Q = \mu S_{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (6.8)$$

де μ – коефіцієнт витрати, $\mu = 0,62 \dots 0,70$;

$S_{кл}$ – площа щілини клапана;

P_1 і P_2 – відповідно тиск на вході і на виході із клапана;

ρ – густина робочої рідини.

Для кромкових запірних елементів (рис. 6.50)

$$S_{кл} = \pi dz \sin \beta, \quad (6.9)$$

де d – діаметр вхідного каналу;

z – висота піднімання запірного елемента;

β – кут конуса.

Діаметр вхідного каналу

$$d = \sqrt{4Q/\pi v} \quad (6.10)$$

де v – швидкість рідини у вхідному каналі, $v = 10..15$ м/с і лише при тисках понад 20 МПа $v = 30$ м/с.

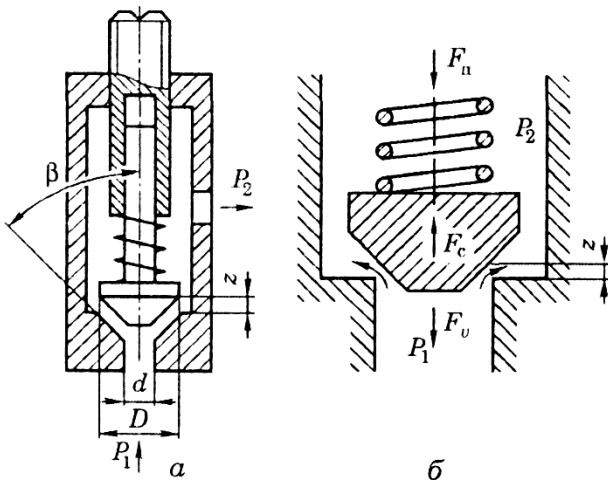


Рис. 6.50. До розрахунку гідроклапана тиску

Рівновага запірно-регулювального елемента у момент відкриття визначається рівнянням

$$F_0 = cz_0 = P_{кл} S_{кл}, \quad (6.11)$$

де F_0 – зусилля пружини в момент відкриття клапана;

c – жорсткість пружини;

z_0 – попередня деформація пружини.

При сталому русі рідини крізь щілину відкритого клапана (див. рис. 6.50, б) рівновага його запірного елемента визначається рівнянням

$$F_n = c(z_0 + z) - P_{кл} S_{кл} - F_v - F_c, \quad (6.12)$$

де F_n – зусилля стискання пружини;

$P_{кл}$ – тиск спрацювання клапана;

F_v – зусилля, що виникає внаслідок потоку рідини в зоні щілини;

F_c – зусилля, що виникає в результаті натікання з боку сідла.

$$F_v = \rho Q v_{щ} \cos \beta, \quad (6.13)$$

де $v_{щ}$ – швидкість рідини в щілині.

$$F_c = \rho Q v. \quad (6.14)$$

6.3. Гідравлічні дроселі

Гідравлічні дроселі (далі – дроселі) належать до гідроапаратів неклапанної дії. *Дроселем* називають гідропристрій для створення опору потокові робочої рідини з метою обмеження або регулювання витрати усієї рідини, чим забезпечується певна швидкість вихідної ланки гідродвигуна. Вони можуть бути постійними, регульованими і регулюючими. Перші використовують тоді, коли виникає потреба в сталому обмеженні витрати рідини в гідролінії, другі – за потреби не тільки обмеження, а й регулювання витрати, а треті – забезпечують автоматичну зміну витрати рідини залежно від сигналу, що надходить до дроселя.

Постійні або нерегульовані дроселі – це калібровані круглі отвори, виконані в шайбах (рис. 6.51, *а*), в порожнистих болтах кріплення трубопроводів до розподільника тощо. Як елемент опору круглий отвір дросельної шайби, крім простоти виготовлення, має перевагу ще і в тому, що при однакових площах поперечного перерізу він має найменший змочений периметр порівняно з іншими формами отворів і найменше піддається забрудненню та облітерації.

Для отримання значного опору потокові рідини використовувати одну дросельну шайбу не вигідно, оскільки виникає потреба у значному зменшенні діаметра d отвору. Останнє обмежується технологічними можливостями та облітерацією. Рекомендують приймати найменший діаметр отвору $d_{min} = 0,3$ мм. Тому доводиться застосовувати пакет дросельних шайб (див. рис. 6.51, *б*), отвори в яких можна зробити досить великими ($d = 0,5 \dots 0,5$ мм), а ступінь дроселювання забезпечити кількістю шайб у пакеті. При збиранні пакета шайб осі отворів в них зміщують так, щоб отвори не знаходились один навпроти одного.

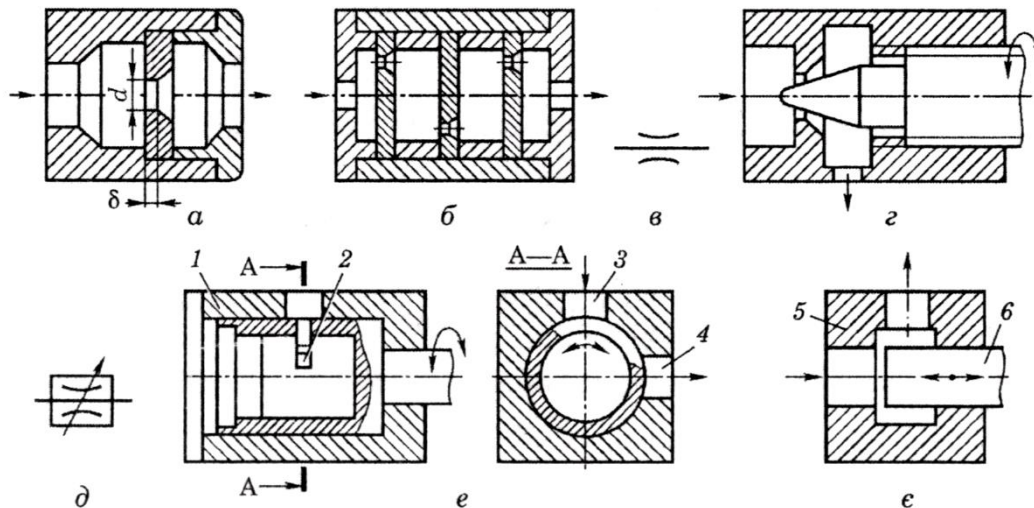


Рис. 6.51. Схеми дроселів вихрового опору:

а – дросельна шайба; *б* – пакет дросельних шайб; *в* – умовне позначення нерегульованого дроселя; *г* – голчастий дросель; *д* – умовне позначення регульованого дроселя; *е* – крановий дросель; *е* – золотниковий дросель з гострими кромками; 1 – пробка; 2 – щілина; 3 – вхідний канал; 4 – вихідний канал; 5 – корпус; 6 – золотник

Регульовані дроселі забезпечують безступінчасте регулювання витрати рідини. За конструкцією запірно-регульованого елемента в гідроприводах сільськогосподарської техніки найпоширеніші голчасті, кранові та золотникові дроселі.

У голчастих дроселях (див. рис. 6.51, *г*) розміри дросельної щілини змінюються осьовим зміщенням конічного перекривного елемента, у кранових (див. рис. 6.51, *е*) – поворотом пробки 1 із щілиною 2, а в золотникових (див.

рис. 6.51, *ε*) – осьовим зміщенням циліндричного золотника 6. Останні застосовують тоді, коли потрібна підвищена точність регулювання витрати рідини.

На рис. 6.52 показано конструкцію кранового дроселя зі зворотним клапаном, що призначений для регулювання швидкості опускання жатної частини зернозбирального комбайна КЗС-9-1 зміною величини витрати рідини і забезпеченням вільного її проходу у зворотному напрямку (при підніманні жатної частини).

У розточці зовнішнього поворотного корпусу 1 розміщено нерухомий корпус 2 з отвором *M*, призначеним для сполучення вхідного каналу *A* з вихідним каналом *B*.

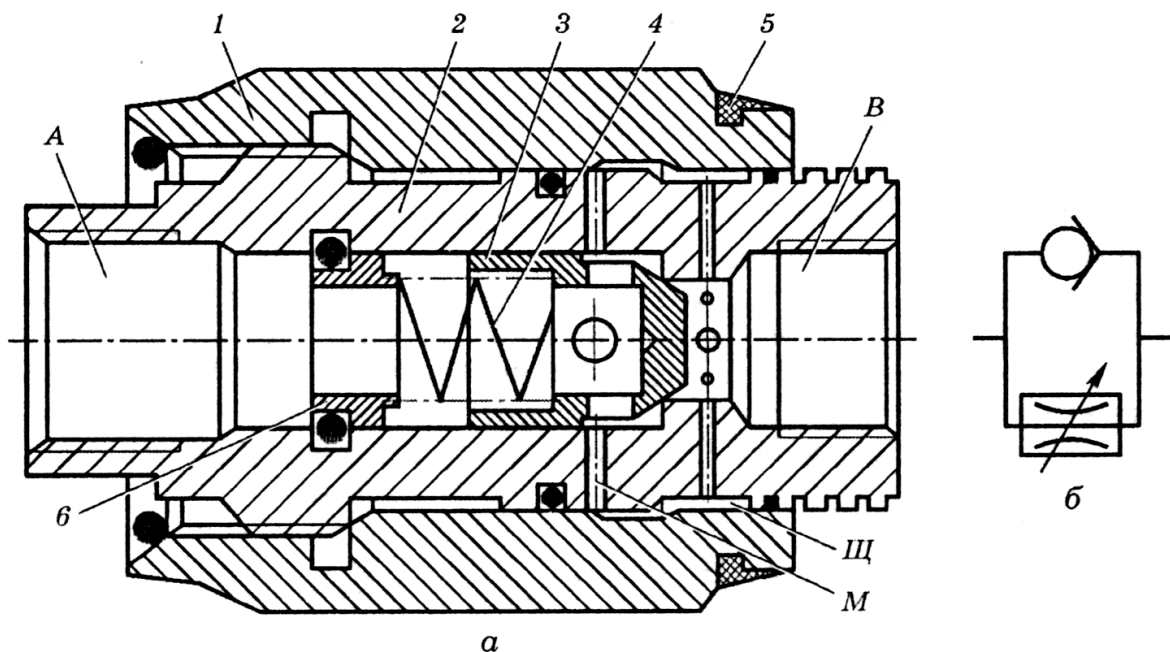


Рис. 6.52. Крановий гідродросель із зворотним клапаном:

a – будова; *б* – умовне позначення; 1 – зовнішній поворотний корпус; 2 – внутрішній нерухомий корпус; 3 – запірний елемент зворотного клапана; 4 – пружина; 5 – лімб; 6 – упорна шайба; *A* і *B* – канали; *M* – отвір; *Щ* – щілина

При надходженні рідини до каналу *A* відбувається зміна її витрати. Ступінь зміни (дроселювання) витрати рідини визначається розміром дроселюючої щілини *Щ*, утвореної кромкою кільцевої канавки у зовнішньому корпусі і такої самої канавки на внутрішньому корпусі. Розмір щілини *Щ* змінюється при обертанні зовнішнього корпусу з лімбом 5, що переміщується в осьовому напрямку відносно внутрішнього корпусу.

Для забезпечення вільного проходу робочої рідини у зворотному напрямку у внутрішній корпус вмонтовано зворотний клапан. Останній складається із

зап'ярного елемента 3, пружини 4, упорної шайби 6 та сідла, виготовленого у розточці внутрішнього корпусу. Рідина, що підводиться під тиском у канал B , відтискує зап'ярний елемент 3 від сідла, стискаючи пружину 4, отже, відкривається прохід рідини в канал A і жатна частина піднімається.

Чотири модифікації такого типу дроселів дають можливість регулювати витрату робочої рідини в межах 3-250 л/хв, а тиск у межах 0,5 - 35 МПа.

Постійні (нерегульовані) і регульовані дроселі називають ще нелінійними, квадратичними, вихрового опору. Характерною ознакою таких дроселів є незалежність витрати рідини і перепаду тисків на дроселюючому елементі від в'язкості рідини, завдяки чому виключається і вплив температури рідини на витратні характеристики дроселів. Перепад тисків між входом і виходом дроселюючого елемента $\Delta P_d = P - P_1$ у дроселях вихрового опору спричинює деформацію потоку рідини і вихроутворення в дроселюючій щілині.

Швидкість руху рідини в дроселі, як правило, не перевищує десятикратного значення її швидкості в каналі підведення. Отже, найменше значення площі поперечного перерізу дроселя можна визначити із співвідношення $S_d = 0,1S_{mp}$, де S_{mp} – площа поперечного перерізу трубопроводу, на якому встановлено дросель. Для мінеральних олив, що застосовують у об'ємних гідроприводах, мінімальна площа поперечного перерізу вікна дроселя не повинна бути меншою за 0,3 мм². При перепаді тисків на дроселі 10 МПа мінімальна витрата рідини через дросель становить близько 60 см³/хв.

В нелінійних дроселях (квадратичних, див. рис. 6.51, *a*) втрата тиску прямопропорційна квадрату витрати рідини

$$Q = \mu S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (6.15)$$

де μ – коефіцієнт витрати (для щілинних дроселів, $\mu = 0,64 \dots 0,70$, для голчастих $\mu = 0,75 \dots 0,80$);

S_d – площа прохідного перерізу (вікна) дроселя;

P_1 і P_2 – тиск рідини відповідно до і після дроселя.

Лінійні дроселі або дроселі в'язкісного опору характерні тим, що витрата рідини через них залежить від перепаду тисків на вході і виході дроселюючого елемента, який визначається в'язкісним тертям при протіканні рідини.

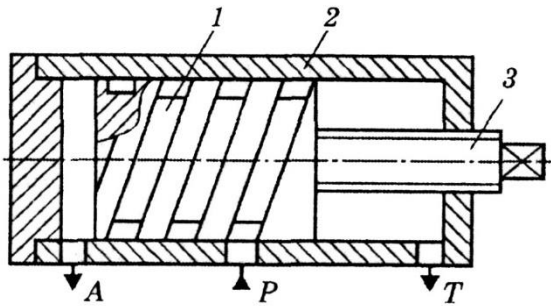


Рис. 6.53. Схема регульованого гвинтового дроселя:

1 – дроселювальний гвинт; 2 – коріпус; 3– регулювальний гвинт; *P* – канал підведення рідини; *A* – канал відведення рідини; *T* – дренажний канал

Гвинтовий дросель. Він складається із корпусу 2 (рис. 6.53), в якому розміщено дроселювальний гвинт 1 і регулювальний гвинт 3. Робоча рідина підводиться до каналу *P* і по канавці гвинта 1, яка має прямокутну форму поперечного перерізу, надходить до каналу *A*. За допомогою гвинта 3 змінюють довжину гвинтової канавки, по якій проходить рідина, регулюючи її витрату.

Завдяки лінійній залежності перепаду тисків від довжини дроселюючого каналу гвинтові дроселі мають лінійну характеристику, що є позитивною якістю такого дроселя.

Проте в реальних умовах гідроприводу машин характеристика такого дроселя нестабільна через зміну в'язкості робочої рідини при зміні температури. Такі дроселі в гідроприводах машин знаходять обмеження застосування.

У системах гідроавтоматики широко застосовують регульовані дроселі «сопло-заслінка». Такі дроселі мають сопло і плоску заслінку, яку переміщують уздовж осі сопла, змінюючи цим самим площу кінцевої щілини. Характеристики таких дроселів достатньо стабільні в широкому діапазоні зміни температур.

Регулюючі дроселі – це, по суті, *дроселюючі розподільники*, що широко використовують у стежних гідроприводах.

6.4. Регулятори витрати

Витрата рідини через дросель залежить не тільки від площі робочого прохідного перерізу, а й від перепаду тисків. Чим менший перепад тисків, тим менша витрата і навпаки. Оскільки перепад тисків залежить від навантаження, прикладеного до вихідної ланки гідродвигуна, то при змінному навантаженні не можна отримати постійну витрату за допомогою тільки дроселя, а отже, і стабільну швидкість вихідної ланки гідродвигуна. Ось чому у гідроприводах з дросельним регулюванням застосовують регулятори витрати.

Регулятор витрати – це регулювальний гідроапарат, що підтримує задану витрату рідини незалежно від перепаду тисків у підвідному і відвідному потоках.

Конструктивно регулятор витрати – це модуль, що має регульований дросель та редуційний або переливний клапан. За допомогою дроселя дозують витрату рідини, а клапан автоматично забезпечує постійний перепад тиску на

дроселі. Клапан в регуляторі потоку може бути під'єднаний як послідовно, так і паралельно з дроселем.

Прикладом *послідовного з'єднання клапана і дроселя* є регулятор витрати Г55-2. Він має таку будову. У корпусі 1 (рис. 6.54) регулятора розміщений регульований дросель 2 і золотник 4 редукційного клапана. Золотник підтиснутий пружиною 3. Порожнина *Б* клапана сполучена каналом *А* з виходом із регулятора, а порожнини *В* і *Г* – каналами з порожниною *Д*.

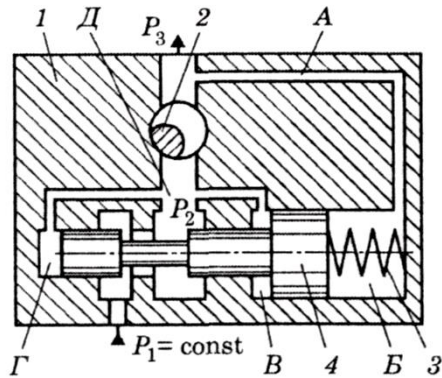


Рис. 6.54. Регулятор витрати з послідовним з'єднанням редукційного клапана з дроселем:

1 – корпус; 2 – регульований дросель; 3 – пружина; 4 – золотник клапана; *А* – канал; *Б*, *В*, *Г*, *Д* – порожнини; P_1 , P_2 , P_3 – тиск рідини, відповідно: на вході, в порожнині *Д*, на виході із регулятора; *ДР* – дросель регульований; *КР* – клапан редукційний

Робоча рідина під тиском $P_1 = \text{const}$ надходить крізь вікна клапана у порожнину *Д*, потім під тиском P_2 надходить до дроселя 2, а після нього рідина матиме тиск P_3 . Таким чином, в порожнинах *Б* і *Г* на золотник 4 клапана діє тиск P_3 а в порожнині *Б* – сила пружини та тиск P_3 рідини, який залежить від навантаження. Сума сил, що діють на золотник (без урахування сил тертя) дорівнює

$$P_3 \frac{\pi D^2}{4} + F_{np} = P_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) + P_2 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6.16)$$

де D і d – діаметри великого і малого пояска золотника;

F_{np} – сила тиску пружини.

Перепад тисків на дроселі

$$\Delta P = P_2 - P_3 = \frac{4F_{np}}{\pi D^2} = \text{const} . \quad (6.17)$$

Якщо навантаження на виконавчий орган збільшиться, то і тиск P_3 на виході із регулятора також збільшиться. В цьому разі завдяки збільшенню тиску в порожнині *Б* золотник 4 редукційного клапана автоматично зміститься вліво, збільшуючи робочий прохідний переріз вікон надходження рідини від напірної лінії насоса. Внаслідок витрати і тиск P_2 також збільшаться в порожнині *Д*, отже, попередній перепад тисків на дроселі відновиться.

При зменшенні тиску P_3 золотник 4 клапана переміститься вправо, завдяки чому тиск P_2 зменшиться і перепад тиску на дроселі відновиться.

Типові схеми розміщення регуляторів витрати у гідроприводах машин наведено на рис. 6.55.

Прикладом паралельного з'єднання клапана тиску (переливного) і дроселя є регулятор витрати із запобіжним клапаном типу Г55-1 (рис. 6.56). Схему розміщення такого регулятора в гідроприводах машин наведено на рис. 6.57.

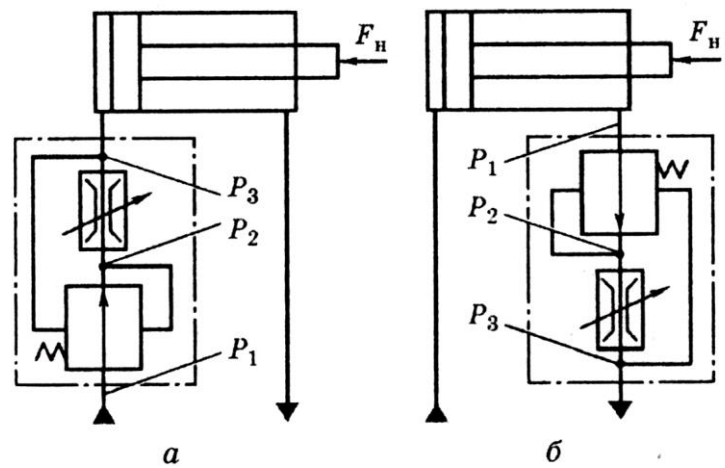


Рис. 6.55. Типові схеми розміщення регулятора витрати Г55-2 у гідроприводах машин: а – на вході гідроциліндра; б – на виході гідроциліндра; P_1, P_2, P_3 – тиск рідини в порожнинах регулятора; F_n – зусилля навантаження

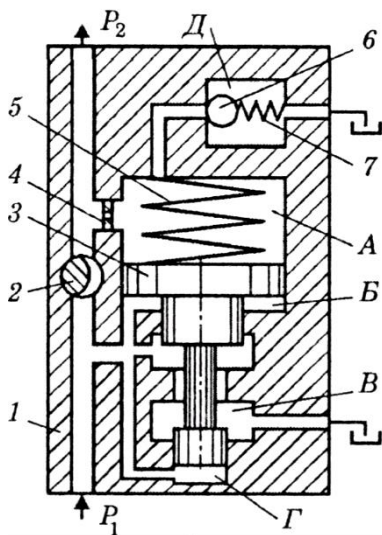


Рис. 6.56. Регулятор витрати з паралельним з'єднанням переливного клапана з дроселем: 1 – корпус; 2 – регульований дросель; 3 – золотник переливного клапана; 4 – постійний дросель; 5, 7 – пружини; 6 – запірний елемент (кулька) запобіжного клапана; А, Б, В, Г, Д – порожнини; P_1, P_2 – тиск в порожнинах регулятора; $PВ$ – регулятор витрат; $K1$ і $K2$ – клапани допоміжний і основний; $ДР$ – дросель регульований

Регулятор витрати Г55-1 встановлюють тільки на вході гідродвигуна (рис. 6.57), що живиться від індивідуального насоса, а це істотно обмежує можливості його використання. Водночас застосування такого регулятора має свої переваги: усувається потреба у запобіжному клапані, економніше витрачається енергія, тому що рівень створюваного насосом тиску не залишається постійним, а автоматично приводиться у відповідність із навантаженням гідродвигуна.

У регуляторах витрати Г55-1 та Г55-2 на дроселях підтримується перепад тисків 0,20 - 0,25 МПа.

Досконалішими порівняно із регуляторами Г55-1 і Г55-2 є регулятори витрати МПГ55-1 та МПГ55-2.

Прикладом застосування регулятора витрати МПГ55-2 (ПГ55-24) є гідропривід переднього конвеєра машини для внесення твердих органічних добрив МТТ-23.

У гідроприводі переднього конвеєра використано дросельне регулювання швидкості обертання вала гідрообертача ГВТ-6300. Під час внесення добрив крутний момент опору, який долає гідрообертач, змінюється в широких межах: від максимального в початковий момент (конвеєр повністю завантажений добривами) до мінімального в кінці вивантаження.

У зв'язку зі цим тиск у напірній лінії гідроприводу також змінюється в широких межах. Для забезпечення заданої норми внесення добрив, а отже, і постійної частоти обертання вала гідрообертача, у гідроприводі встановлено регулятор витрати, котрий відводить частину рідини на злив, обходячи гідрообертач.

Будову такого регулятора витрати наведено на рис. 6.58. Робоча рідина з каналу підведення крізь отвори 19 у втулці 18, частково перекриті робочою кромкою золотника 20, і отвори 16 у цій же втулці надходить до дроселюючої щілини втулки 2 і з її виходу – до каналу відведення. На золотник 20 діють взаємно зрівноважені зусилля пружини 13 та сили від тиску робочої рідини у порожнинах 14, 15 і 21. Порожнина 14 сполучена з вихідним каналом і в ній встановлюється тиск, що дорівнює тискові післядроселюючої щілини. Рівень тиску в порожнинах 15 та 21, сполучених з переддросельною порожниною 17, регулюється золотником 20, що обмежує надходження рідини з вхідного каналу перекирванням отворів пробками 12.

Регулюють витрату рідини зміщенням втулки-дроселя 3 за допомогою гвинта 4, що повертається валиком 6 з лімбом 8. Початкове положення лімба встановлюють так, щоб при повністю закритому дроселі витрата рідини крізь нього не перевищувала 30 см³/хв. Повне осьове зміщення втулки-дроселя 3 відбувається за чотири оберти лімба, що забезпечує достатній діапазон і плавність регулювання витрати рідини. Після кожного повного оберту лімба за допомогою штифта 9 повертає на 0,25 оберта показчик 5, на торці якого нанесені цифри 1-4. Самочинному повороту показчика запобігає кульковий фіксатор.

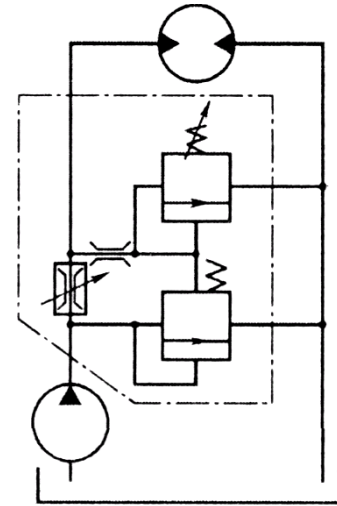


Рис. 6.57. Схема розміщення регулятора витрати типу Г55-1 в гідроприводах машин

Основними параметрами будь-якого регулятора потоку є: умовний прохід (зведений діаметр), номінальний тиск на вході, номінальна витрата рідини, перепад тиску, допустимі відхилення витрати і витік рідини, маса.

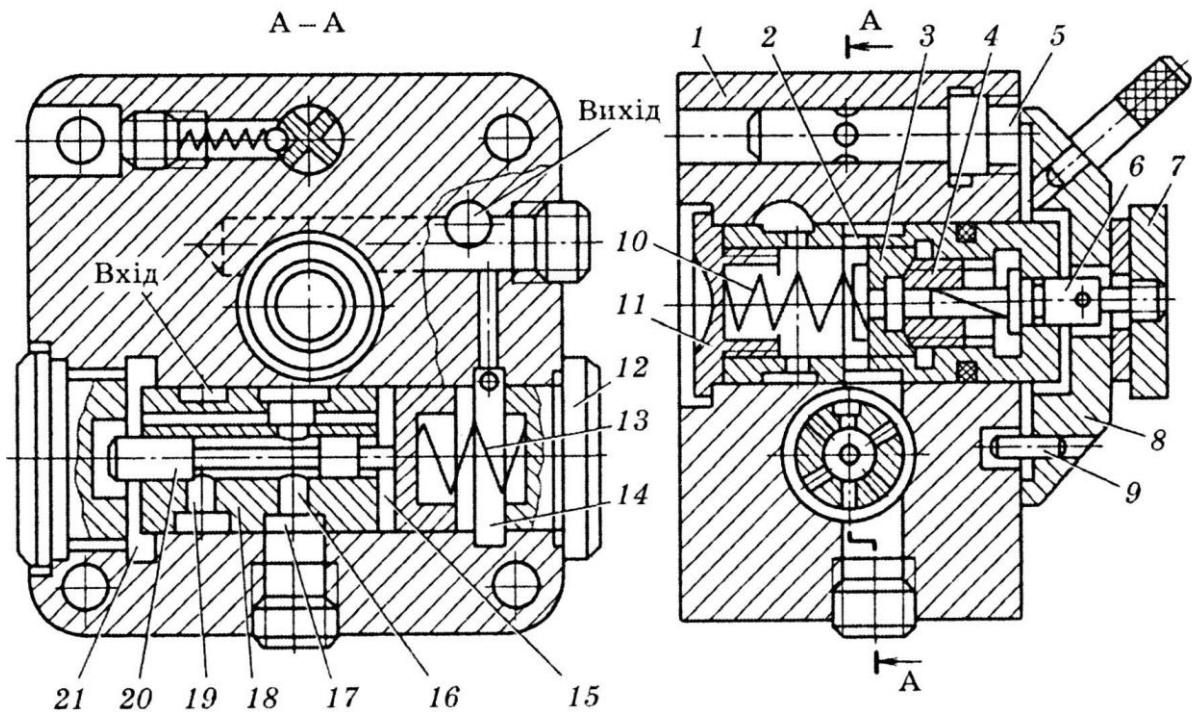


Рис. 6.58. Регулятор витрати МПГ55-2 (ПГ55-24):

1 – корпус; 2, 18 – втулки; 3 – втулка-дрозель; 4 – гвинт; 5 – покажчик обертів; 6 – валик; 7 – контргайка; 8 – лімб; 9 – штифт; 10, 13 – пружини; 11, 12 – пробки; 14, 15, 17 і 21 – порожнини; 16, 19 – отвори; 20 – золотник

6.5. Стабілізатори тиску

У гідроприводах, де від одного насоса періодично живляться кілька гідродвигунів з дросельним регулюванням, вимикання будь-якого гідродвигуна зумовлює надлишок подачі робочої рідини насосом. Внаслідок цього тиск на виході із насоса підвищується, що негативно впливає на роботу насоса і гідроприводу в цілому. З метою усунення такого недоліку застосовують стабілізатори тиску.

Стабілізатор тиску – це гідроциліндр 3 (рис. 6.59), шток поршня 2 якого підпружинений і з'єднаний з регулювальним органом (похилим диском) 7 подачі насоса.

Поршнева порожнина гідроциліндра сполучена з напірним гідропроводом 4 насоса 6. Таким чином, регулювальний орган насоса (в цьому разі похилий диск 7) перебуває під тиском рідини з боку виходу насоса і пружини 1, яка намагається встановити похилий диск в положення максимальної подачі (максимального кута γ). Отже, тиск рідини у напірному трубопроводі стабілізується.

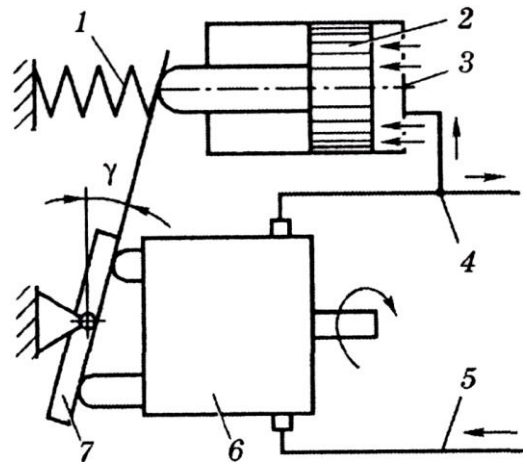


Рис. 6.59. Схема дії стабілізатора тиску: 1 – пружина; 2 – поршень; 3 – гідроциліндр; 4 – напірний гідропровід; 5 – всмоктувальний гідропровід; 6 – насос; 7 – похилий диск

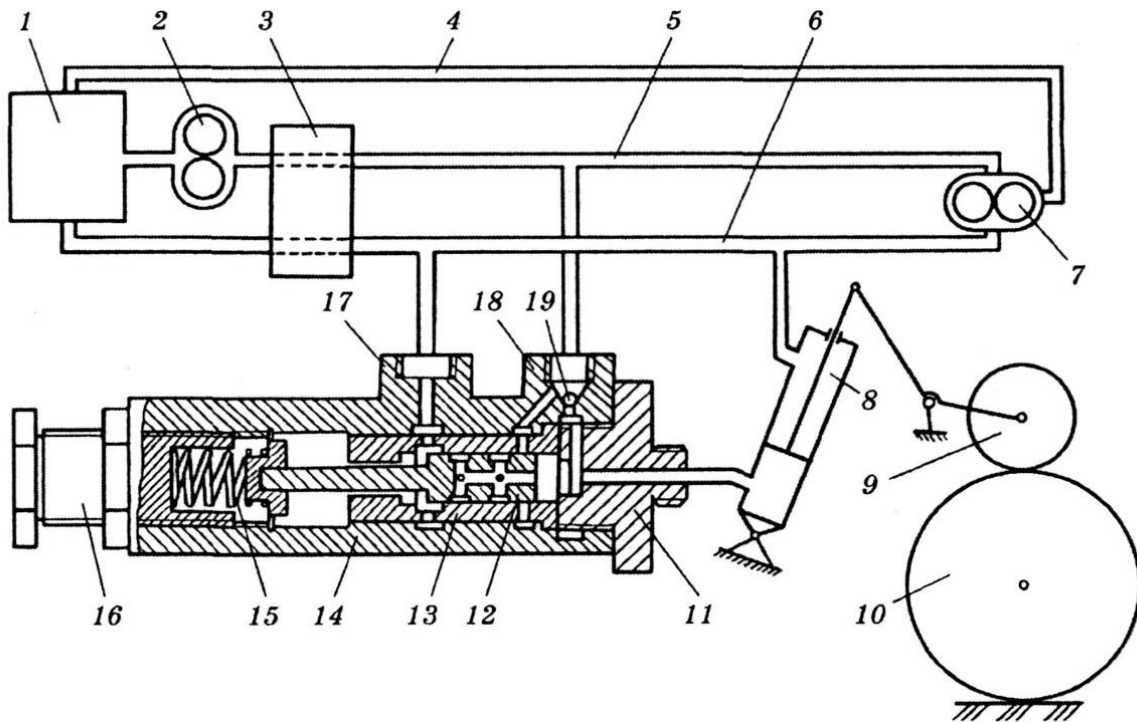


Рис. 6.60. Схема гідроприводу розкидача мінеральних добрив типу 1-РМГ-4:

1 – гідробак гідросистеми трактора; 2 – насос; 3 – гідророзподільник; 4 – дренажний гідропровід; 5 і 6 – відповідно напірний і зливний гідропроводи; 7 – гідромотор; 8 – гідроциліндр; 9 – ролик; 10 – ходове колесо; 11, 17 і 18 – штуцери; 12 – золотник; 13 – втулка; 14 – стабілізатор тиску; 15 – пружина; 16 – регулювальний гвинт; 19 – зворотний клапан

У гідроприводі розкидача мінеральних добрив типу 1-РМГ-4 стабілізатор тиску виконує дещо іншу функцію (див. рис. 6.60).

Гідромотор 7 призначений для приводу розкидального диска, гідроциліндр 8 – для керування положенням ролика 9 відносно ходового колеса (вмикання, вимикання конвеєра). За допомогою фрикційної передачі від ходового колеса 10 до ролика 9 і ланцюгової передачі від ролика до конвеєра відбувається привід останнього.

Стабілізатор тиску 14 забезпечує постійне зусилля (3000 Н) притискування ролика 9 до ходового колеса 10 незалежно від зміни діаметра колеса і його деформації (налипання ґрунту, наїзд на перешкоду тощо). У розточці стабілізатора нерухомо закріплено втулку 13, а в ній – рухомо золотник 12. Пружина 15 намагається змістити золотник до упору в спеціальний штуцер 11.

При вмиканні в роботу гідромотора 7 робоча рідина по напірному гідроприводу 5, штуцеру 18 і каналах корпусу стабілізатора та золотника надходить у безштокову порожнину гідроциліндра 8. Поршень, переміщуючись вгору, штоком переводить ролик 9 до зіткнення його з ходовим колесом. Як тільки ролик зіткнеться з ходовим колесом і зусилля притиснення досягне установленної величини, тиск рідини у безштоковій порожнині гідроциліндра підвищиться. Завдяки цьому золотник зміщується вліво (рис. 6.61, *a*), стискаючи пружину 15 (див. рис. 6.60), і напірний гідропровід 5 роз'єднується з безштоковою порожниною гідроциліндра. При такому положенні порожнини гідроциліндра заперті з боку напірного гідропроводу золотником і зворотним клапаном 19, а з боку зливного гідропроводу – зусиллям притискання ролика до ходового колеса.

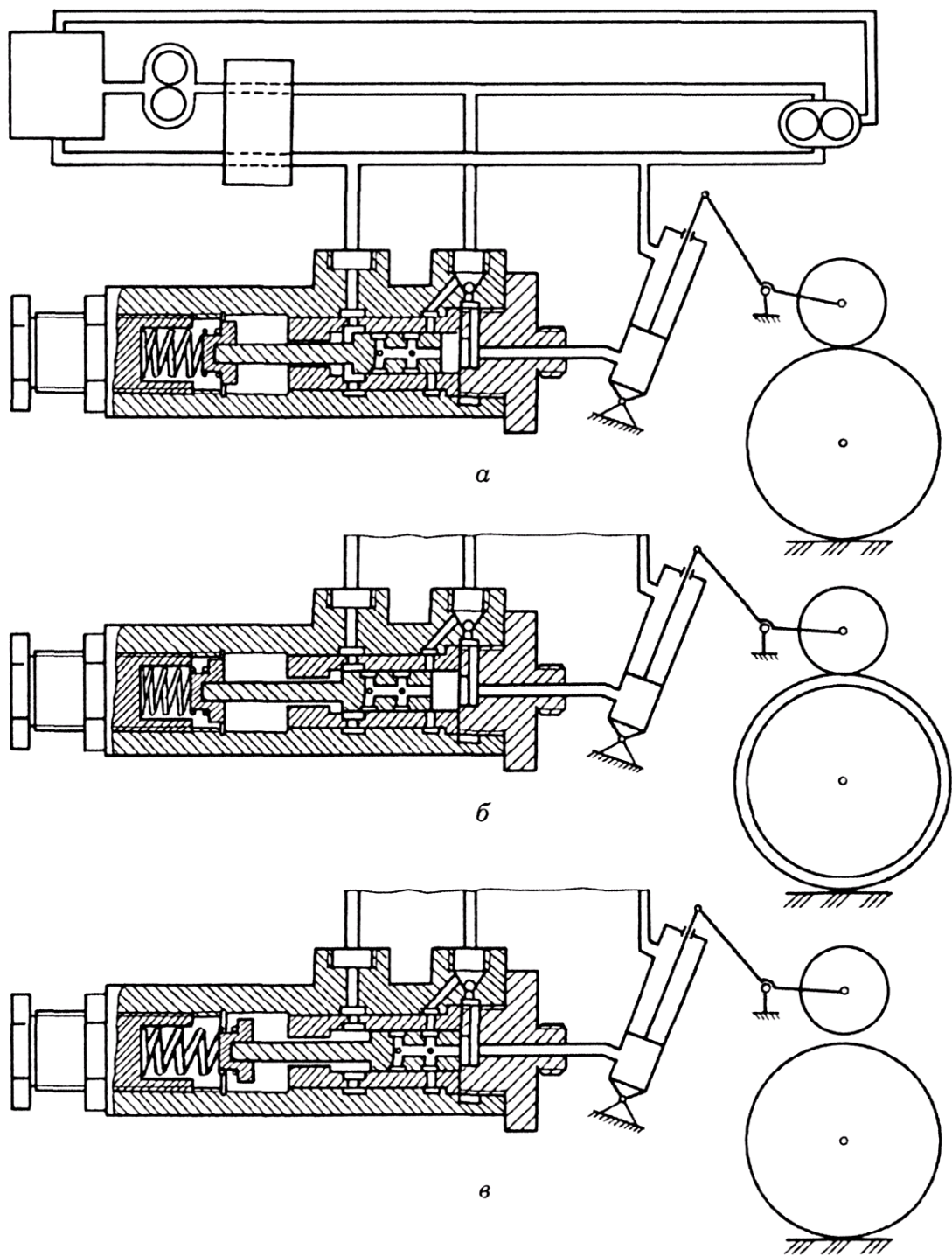


Рис. 6.61. Схема роботи стабілізатора тиску гідроприводу розкидача мінеральних добрив типу 1-РМГ-4:

a – робоче положення оптимальне; *б*– робоче положення вимушене; *в* – нейтральне положення

При збільшенні діаметра ходового колеса, наприклад у разі налипання ґрунту, ролик намагається зміститись вгору, а поршень гідроциліндра вниз, див. (рис. 6.61, *б*). Внаслідок цього тиск у безштоковій порожнині гідроциліндра підвищується і золотник зміщується ще на більшу величину вліво, сполучаючи

безштокову порожнину зі зливним гідропроводом. У безштоковій порожнині встановлюється тиск заданої величини. Під дією пружини золотника останній займе положення, як показано на рис. 6.61, а.

При вимиканні гідромотора золотник гідророзподільника 3 (див. рис. 6.60) встановлено у нейтральне положення, вал гідромотора продовжує обертатись за інерцією. Внаслідок цього тиск робочої рідини у напірному гідропроводі 5 і правій порожнині золотника 12 знижується, а у зливному гідропроводі 6, лівій порожнині золотника і штоковій порожнині гідроциліндра підвищується. У разі перепаду тисків у порожнинах золотника і зусилля пружини 15 золотник зміщується вправо (див. рис. 6.61, в) до упору у штуцер 11. Безштокова порожнина гідроциліндра через радіальні канали у штуцері 11, зворотний клапан 19, канали золотника і косий канал у корпусі стабілізатора сполучається з гідропроводом 5 (в цьому разі всмоктувальним гідропроводом гідромотора). Поршень під дією тиску рідини у штоковій порожнині зміщується вниз і ролик відводиться від ходового колеса.

Як тільки вал гідромотора зупиниться, тиск рідини у порожнинах стабілізатора і гідроциліндра зрівняється. Поршень гідроциліндра і золотник стабілізатора зафіксуються в такому самому положенні, як і у вихідному (див. рис. 6.60). Транспорт вимкнеться.

6.6. Гідравлічні підсилювачі

Гідропідсилювач є одним із основних елементів систем автоматичного керування (САК) гідромеханічних рульових керувань колісних машин, гідропроводів гальмівних механізмів тощо.

Гідропідсилювач – це гідроперетворювач, тобто об'ємна гідромашина.

У гідропроводах машин застосовують гідроперетворювачі *роторного типу* у вигляді двох роторно-поршневих машин або *машин зворотно-поступального руху*, тобто обертального і поступального руху.

Обертальний гідроперетворювач (рис. 6.62, а) складається із двох машин 1 і 2, вали яких з'єднані між собою. Робочі об'єми цих машин різні.

При використанні машини 1 в режимі гідромотора, а машини 2 – в режимі насоса подача останнього перевищуватиме подачу гідромотора у співвідношенні

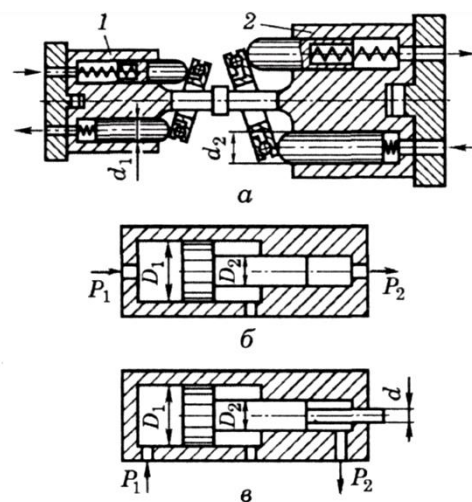


Рис. 6.62. Схеми гідроперетворювачів тиску: а – обертального руху; б і в – поступального руху; 1 – гідромотор; 2 – насос

$$i = \frac{n_2 q_2}{n_1 q_1} = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (6.18)$$

де q_2 і q_1 – відповідно робочі об'єми насоса і гідромотора;

$n_2 = n_1 = n$ – частота обертання валів машин;

Q_1 і Q_2 – подачі машин (без урахування витоків і стискання робочої рідини).

Розрахунковий тиск P_2 насоса 2 за умови, що потужності однакові ($P_1 q_1 n_1 = P_2 q_2 n_2$), буде нижчий за тиск P_1 гідромотора у співвідношенні

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (6.19)$$

Звідки

$$P_2 = P_1 \frac{q_1}{q_2} = P_1 \frac{Q_1}{Q_2} \quad \text{або} \quad Q_2 = Q_1 \frac{P_1}{P_2}. \quad (6.20)$$

При використанні машини 2 в режимі гідромотора, а машини 1 в режимі насоса

$$P_1 = P_2 \frac{Q_2}{Q_1} \quad \text{або} \quad Q_1 = Q_2 \frac{P_2}{P_1}. \quad (6.21)$$

Поступальний гідроперетворювач складається із двох гідроциліндрів різних діаметрів, поршні яких жорстко з'єднані між собою. Застосування їх доцільне у тому разі, коли необхідні великі тиски при малих витратах рідини.

Принципову схему гідроперетворювача одинарної дії, який підвищує тиск, наведено на рис. 6.62, б. В таких гідроперетворювачах коефіцієнт підсилення перебуває у межах від 2:1 до 1000:1.

Тиск P_1 рідини, що подається, діє на площу $S_1 = \pi D_1^2 / 4$ циліндра, тиск P_2 рідини, що відводиться, діє лише на площу штока $S_2 = \pi D_2^2 / 4$.

Коефіцієнт підсилення тиску в такому разі (тертям знехтуємо)

$$i = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{P_2}{P_1} \quad (6.22)$$

де D_1 і D_2 – відповідно діаметр циліндра і штока.

На рис. 6.62, в наведено схему гідроперетворювача з диференціальним поршнем, за допомогою якого можна отримати необхідну для високих тисків невелику корисну площу при одночасному забезпеченні жорсткості і міцності конструкції гідроперетворювача. Для нього

$$i = \frac{D_1^2}{D_2^2 - d^2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad (6.23)$$

де d – діаметр хвостовика штока.

Гідравлічний підсилювач – це пристрій, що дає змогу при невеликій потужності на вході, керувати на виході розподілом потужного потоку робочої рідини, яка надходить від зовнішнього джерела енергії. Залежно від того, що є домінуючим на виході гідравлічного виконуючого механізму, можна розглядати підсилення за силою, швидкістю або потужністю.

За методом керування вихідним елементом гідропідсилювачі поділяють на три групи: гідропідсилювачі без зворотного зв'язку, гідропідсилювачі із зворотним зв'язком, гідропідсилювачі з комбінованою системою керування.

За типом розподільника є гідропідсилювачі золотникового типу, типу сопло – заслінка, зі струминною трубною із голчастим дроселем.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки переважно застосовують *золотникові гідропідсилювачі*. В них для забезпечення достатньої герметичності радіальний зазор не повинен перевищувати 5-10 мкм. Поверхнева твердість пари (золотник - корпус) має бути (HRC 60...62). Крім того, для забезпечення необхідного перекриття витратним вікном (нульове, позитивне, негативне), золотники та їх корпуси потрібно виготовляти надвисокої точності (1 -5 мкм) лінійних розмірів, що неможливо при виготовленні суцільного корпусу. Для забезпечення цих вимог застосовують вставні втулки (гільзи).

Будову і принцип найпростішого золотникового гідропідсилювача показано на рис. 6.63.

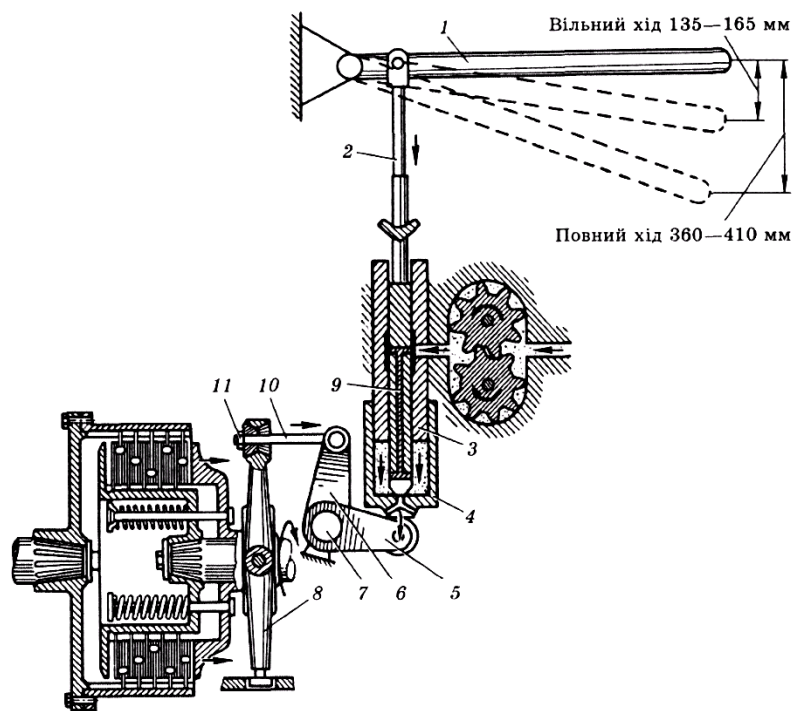


Рис. 6.63. Схема вимкнення муфти керування поворотом гусеничного трактора за допомогою гідропідсилювача:

1 – важіль керування; 2 – важіль ввімкнення; 3 – гільза; 4 – поршень; 5 – одноплечий важіль; 6 – проміжний важіль; 7 – валик; 8 – відводка; 9 – золотник; 10 – тяга; 11 – регулювальна гайка

Гідропідсилювач складається із нерухомої гільзи 3, рухомого поршня 4, золотника 9, що може переміщуватись у гільзі, та насоса, бака, запобіжного клапана і системи гідроприводів.

Для вимикання муфти керування (повороту) гусеничного трактора треба повернути вертикальний валик 7 з важелями 6 і 5 за стрілкою годинника. Для цього золотник 9 потрібно пересунути вниз. Зробити це можна двома способами: вручну (якщо насос не працює) і за допомогою елементів гідропідсилювача.

Якщо насос не працює, то для вимкнення муфти до верхнього кінця важеля 1 треба прикласти зусилля 350 Н. Щоб вимкнути муфту за допомогою гідропідсилювача, важіль 1 треба відвести вниз. При цьому золотник 9 переміститься вниз і закrije своїм торцем отвір в денці поршня 4. При цьому радіальний отвір золотника співпаде з виточкою у гільзі, тому олива надходитиме від насоса осьовим і радіальним каналами золотника у порожнину поршня і переміщуватиме його вниз, вимикаючи муфту керування.

Коли важіль 1 відпускають, відводка 8 під дією пружин повертається у вихідне положення. Тому одноплечий важіль 5, повертаючись з валиком 7, переміщуватиме поршень вгору. Олива з порожнини поршня витікатиме крізь відкриті отвори в денці поршня.

Застосування гідропідсилювача зменшує зусилля, що прикладають до важеля 1, до 40 - 20 Н.

7. ГІДРОПРОВОДИ

7.1. Загальні поняття

Гідропроводом (гідролінією) називають пристрій, призначений для проходження оливи від одного елемента гідроприводу до іншого під час роботи гідроприводу.

За призначенням гідропроводи поділяють на *всмоктувальні, напірні, зливні, керувальні та дренажні*. По всмоктувальних гідро-проводах олива рухається до самовсмоктувальних насосів; по напірних – під тиском від насоса, гідроаккумулятора або гідромагістралі; по зливних – до гідробаків; по керувальних – до пристроїв для керування ними; по дренажних гідропроводах відводиться олива, що просочилась крізь ущільнення.

Конструктивно гідропроводи поділяються на трубопроводи, канали і з'єднання.

У деяких випадках гідропроводи можуть бути безтрубними. Це буває у тому разі, коли окремі елементи гідроприводу розміщені близько один від одного або на спільній основі. В такому випадку елементи гідроприводу сполучаються каналами, що виконані свердленням, штампуванням чи литвом у корпусах цих елементів або у спеціальних монтажних плитах стикового та модульного монтажу.

7.2. Трубопроводи

Трубопроводи бувають жорсткі і гнучкі.

Жорсткі трубопроводи виконують із труб, що виготовлені зі сталі, міді та сплавів алюмінію. Сталеві труби застосовують за всіх тисків і витрат, що характерні для гідроприводів сільськогосподарської техніки. Їх виготовляють безшовними холоднотягнутими і холоднокатаними (при зведеному (внутрішньому) діаметрі $d < 30$ мм) або безшовними гарячекатаними (при $d > 30$ мм). Матеріал труб – вуглецева і легована сталь (сталь 20, 20Х тощо) та корозійностійка сталь (12Х18Н10Т та ін.).

Мідні труби застосовують за тисків рідини менших ніж 16 МПа і $d < 16$ мм. Перевага мідних труб, порівняно зі сталевими, їх висока пластичність, що забезпечує монтаж складних за конфігурацією гідросистем. Проте вони більш важкі, дорожчі та менш міцні.

Труби із сплавів алюмінію легкі, пластичні, зручні під час монтажу гідросистем, їх застосовують за тисків до 20 МПа у гідроприводах з обмеженою масою, а також як зливні і всмоктувальні гідропроводи.

В системах гідроприводів сільськогосподарської техніки, що вироблена у Західній Європі використовуються різні трубопроводи.

Зазвичай до внутрішнього діаметра 32 мм використовуються безшовні прецизійні сталеві труби по DIN 2391 C зі сталі St 35.4 NBK. При великих діаметрах як правило використовуються безшовні сталеві труби по DIN 2448 або DIN 2445 з матеріалу St 37.0 або St 52.4 по DIN 1630.

Поздовжньо- або спіральньо зварні сталеві труби можуть бути використані лише для другорядних цілей, наприклад для всмоктувальних і зливних ліній. Вони вимагають особливо ретельного протравлення перед використанням. Леговані міддю труби застосовуються в гідравлічних системах тільки у виняткових випадках, за наявності агресивних речовин в навколишньому середовищі.

Гнучкі трубопроводи – це рукави високого тиску (РВТ). Їх застосовують для з'єднання гідропрістроїв гідроприводу, що розміщені на рухомих частинах машин, які можуть переміщуватись одна відносно одної. Рукав має внутрішній шар 1 (рис. 7.1), бавовняну обплітку 2, металеву обплітку 3 і 5, проміжний 4 і зовнішній 6 гумові шари. Застосовують також РВТ з внутрішньою фторопластовою трубкою.

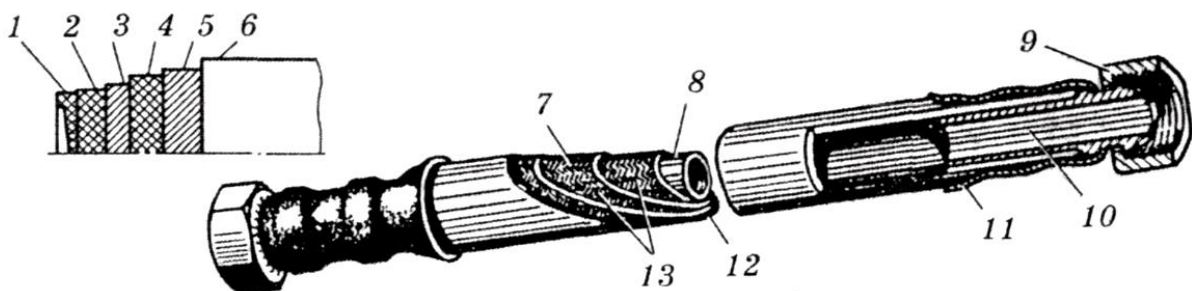


Рис. 7.1. Будова рукава високого тиску:

1 – внутрішній шар; 2 і 13 – бавовняна обплітка; 3, 5 і 7 – металеві обплітки; 4 і 6 відповідно проміжний і зовнішній гумові шари; 8 – гумова камера; 9 – накидна гайка; 10 – ніпель; 11 – муфта; 12 – прогумована тканина

Способи запаковування рукавів в арматурі показано на рис. 7.2. На рис. 7.2, а показано спосіб затиснення рукава за допомогою закатки у профільний наконечник. Такий спосіб застосовують при тисках рідини до 16 МПа і більше.

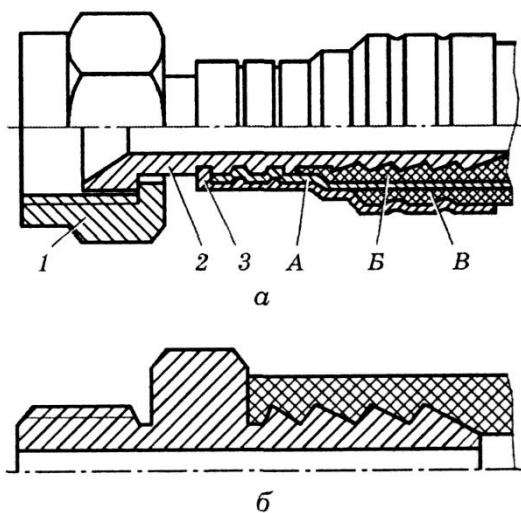


Рис. 7.2. Способи запакування рукавів:
а – при тисках рідини до 16 МПа і більше;
б – при тисках рідини до 0,5 МПа;
 1 – гайка; 2 –ніпель; 3 – муфта; *А* –
 металева обплітка; *Б* – внутрішній
 гумовий шар; *В* – зовнішній гумовий шар

- шланги повинні бути захищені від пошкоджень елементами машини і при необхідності мати захисні покриття;
- радіус згину шлангів не повинен бути меншим за допустиме значення.

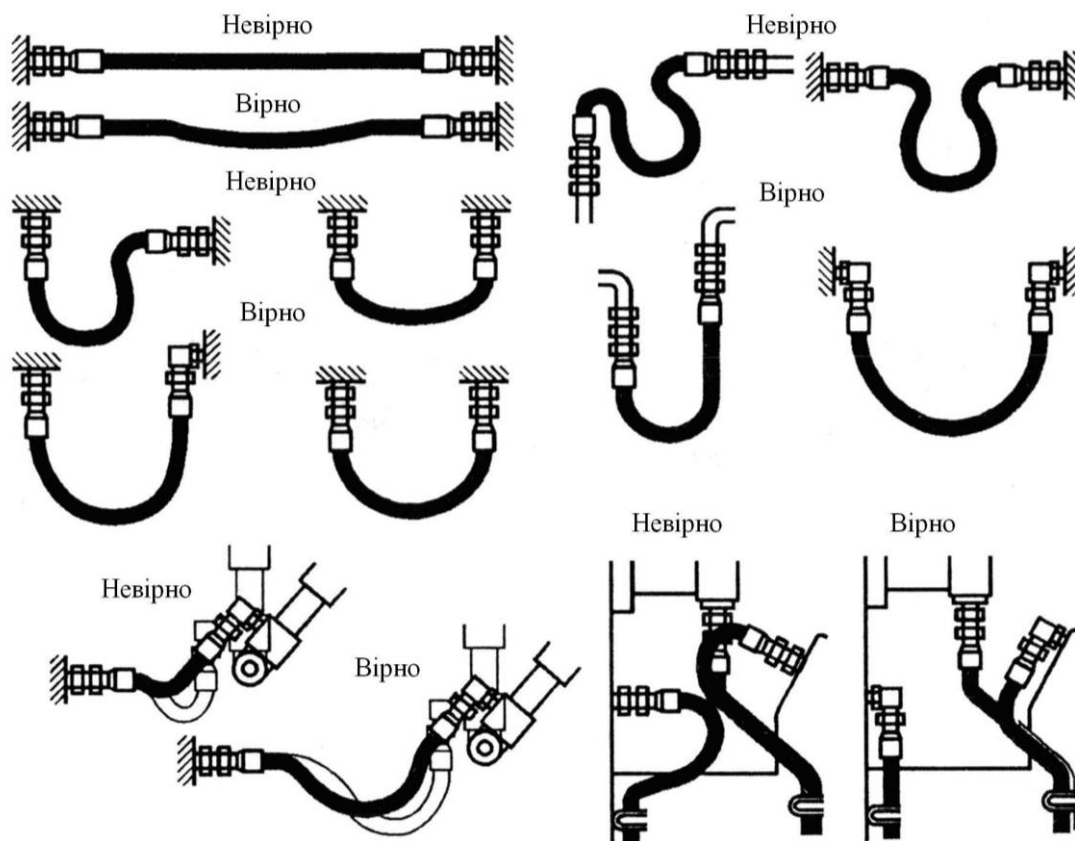


Рис. 7.3. Приклади схем монтажу рукавів високого тиску

Він забезпечує надійну герметичність і допускає значні осьові навантаження. За робочих тисків до 0,5 МПа рукав нагвинчують на ніпель, що має гребінчасту поверхню (див. рис. 7.2, *б*).

З метою зменшення втрат тиску оливи на подолання гідравлічного опору необхідно дотримуватись певних правил монтажу рукавів високого тиску (див. рис. 7.3):

- необхідно уникати скручування шланга при монтажі;
- після монтажу, на шланг допускається дія навантаження лише від власної ваги;
- необхідно застосовувати арматуру, яка не чинить додаткових навантажень на шланг;

Велике значення при монтажі РВТ має мінімально допустимий радіус згину, який залежить від внутрішнього діаметра шланга і допустимого робочого тиску в системі гідроприводу. За даними німецької фірми “Mannesman Rexroth” ці значення є наступними (див. табл. 7.1).

Таблиця 7.1. Мінімально допустимий радіус згину рукавів високого тиску

Тип шланга	Внутрішній діаметр РВТ	6	8	10	12	16	20	25	32	40
1 ST і 1 SN	Допустимий робочий тиск, МПа	22,5	21,5	18	16	13	10,5	8,8	6,3	4,2
	Мінімальний радіус згину, мм	100	115	130	180	200	240	300	420	500
2 ST і 2 SN	Допустимий робочий тиск, МПа	40	35	33	27,5	25	21,5	16,5	12,5	9,0
	Мінімальний радіус згину, мм	100	115	130	180	200	240	300	420	500
4 SP і 4 SH	Допустимий робочий тиск, МПа	45	-	44,5	41,5	35	35	28	21	18,5
	Мінімальний радіус згину, мм	150	-	180	230	250	300	340	460	560

7.3. З'єднання трубопроводів

Жорсткі та гнучкі трубопроводи приєднують один до одного, а також до гідромашин і гідророзподільників за допомогою спеціальних деталей, які називають з'єднувальною арматурою (з'єднанням). Такі з'єднання мають бути міцними і герметичними.

З'єднання бувають нерозбірними і розбірними. У конструкції сільськогосподарської техніки виробництва СНД застосовують наступні види з'єднань трубопроводів

Нерозбірне з'єднання – це перехідна втулка 2 (рис. 7.4, а), яку приварюють (припаюють) до металевих труб 1. Таке з'єднання застосовують для трубопроводів, що не підлягають демонтажу.

Розбірні з'єднання нерухомі – це з'єднання за допомогою фланців, штуцерів, ніпелів тощо.

З'єднання з розвальцюванням (по зовнішньому конусу) застосовують для труб діаметром 30-35 мм, виготовлених із кольорових металів або ковкої сталі. Таке з'єднання відрізняється простотою, але має обмежене число повторних демонтувань, застосовують його при тисках не більш як 30 МПа. Труби 1 (див. рис. 7.4, б) з'єднують прохідником 5 за допомогою ніпеля 3 і двох накидних гайок 4.

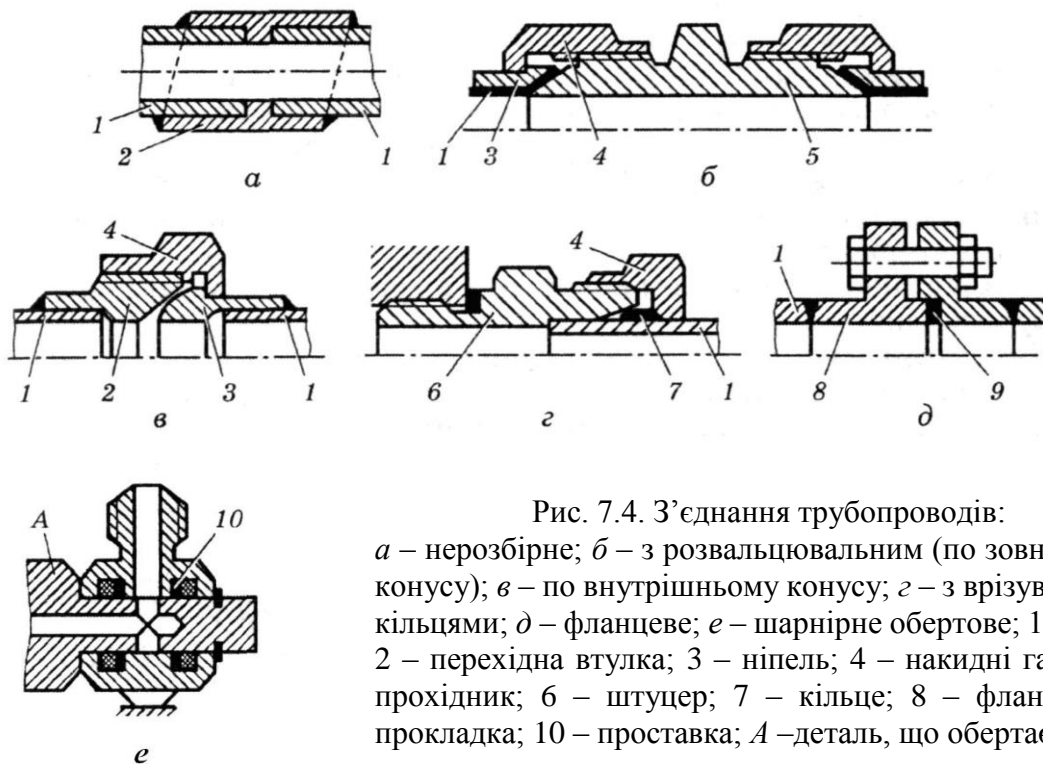


Рис. 7.4. З'єднання трубопроводів:
a – нерозбірне; *б* – з розвальцювальним (по зовнішньому конусу); *в* – по внутрішньому конусу; *г* – з врізувальними кільцями; *д* – фланцеве; *е* – шарнірне обертове; 1 – труби; 2 – перехідна втулка; 3 – ніпель; 4 – накидні гайки; 5 – прохідник; 6 – штуцер; 7 – кільце; 8 – фланець; 9 – прокладка; 10 – проставка; *A* –деталь, що обертається

З'єднання труб по внутрішньому конусу (рис. 7.4, *в*) застосовують у гідроприводах з робочим тиском до 40 МПа у разі необхідності багаторазового демонтування трубопроводів. Герметичність цього з'єднання забезпечується контактом кулькового ніпеля 3 з конічною поверхнею втулки 2 за допомогою накидної гайки 4.

З'єднання труб з врізувальними кільцями (рис. 7.4, *г*) широко застосовують у гідроприводах, що працюють при високих тисках (до 40 МПа). Надійна герметичність забезпечується врізанням кільця 7 із твердої цементованої сталі у більш м'який матеріал труби 1. При цьому накидна гайка 4 нагвинчується на штуцер 6.

Фланцеве з'єднання трубопроводів (рис. 7.4, *д*) застосовують для труб діаметром понад 40 мм. Ущільнюють фланці 8 за допомогою м'яких прокладок 9 (мідних або алюмінієвих) або гумових кілець.

В закордонних машинах також використовують нероз'ємний і роз'ємний способи з'єднань трубопроводів.

При роз'ємних з'єднаннях труби спочатку з'єднуються з різьбовим елементом або фланцем. Це може виконуватися різними способами.

Залежно від способу стикування розрізняють:

- звичайні різьбові з'єднання (сфера по конусу);
- різьбові з'єднання з врізувальними кільцями;

- різьбові з'єднання із затискними кільцями;
- різьбові з'єднання з відбортовкою;
- різьбові з'єднання з конічним штуцером під зварку;
- фланцеві з'єднання

Всі перераховані з'єднання виконують функції фіксації і ущільнення.

На рисунках 7.5 – 7.13 представлені з'єднання різьбових сполучних елементів до прецизійних сталевих труб по DIN 2391. Існують наступні види різьбових з'єднань. *Різьбове з'єднання "сфера по конусу"*, (див. рис. 7.5).

Це з'єднання характерне тим, що виконується за допомогою нарізання різі на трубі. Ущільнення і фіксація здійснюється за рахунок різі, метал по металу. Такі з'єднання використовуються, як правило, для допоміжних цілей або на лініях низького тиску, наприклад, на всмоктувальних лініях насосів, що мають різь на отворі всмоктування.

Різьбові з'єднання з врізувальними кільцями (див. рис. 7.6 7.7 і 7.8). Цей вид з'єднань є найбільш розповсюдженим. Різьбове з'єднання з одинарним врізувальним кільцем (рис. 7.6). Врізувальне кільце насаджується на трубу за допомогою спеціального пристрою. Воно врізається в поверхню труби, виконуючи в цій зоні функцію і фіксації, і ущільнення. Ущільнення щодо сполучного різьбового елемента – метал по металу. Фіксація кільця виконується за допомогою накидної гайки.

Всі з'єднання з врізувальними кільцями повинні контролюватися в процесі експлуатації на предмет можливих витоків, обумовлених ущільненням металу по металу і, як наслідок, можливим ослабленням. Але їх підтягання обмежене крихкістю металу. Насадження врізувального кільця на трубу повинно виконуватися з особливою ретельністю оскільки при недостатньому врізанні його в тіло труби воно під дією навантаження може зісковзнути.

При насадженні кільця необхідно стежити, щоб кінець труби був правильно відторцьований та ретельно очищений від заусенців. У наш час одинарні врізувальні кільця витісняються подвійними.

Подвійне врізувальне кільце (див. рис. 7.7) підвищує фіксацію і ущільнення за рахунок врізування в тіло труби по двох лініях.

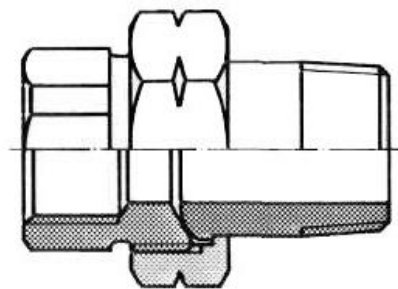


Рис. 7.5. Різьбове з'єднання "сфера по конусу"

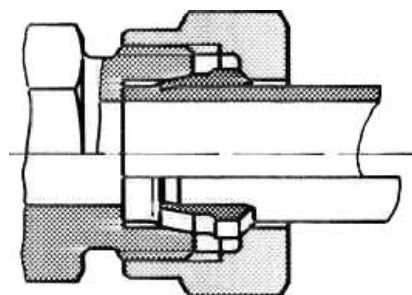


Рис. 7.6. Різьбове з'єднання з одинарним врізувальним кільцем

На так званих кільцях "вальпро" (див. рис. 7.8) плече подвійного врізувального кільця підсилене, що у свою чергу ще більше підвищує надійність фіксації і ущільнення.

Однією з основних ознак всіх різьбових з'єднань з врізувальними кільцями є наявність внутрішнього конуса з кутом 24° на сполучному різьбовому елементі.

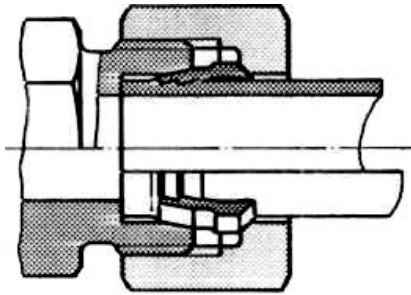


Рис. 7.7. Різьбове з'єднання з подвійним врізувальним кільцем

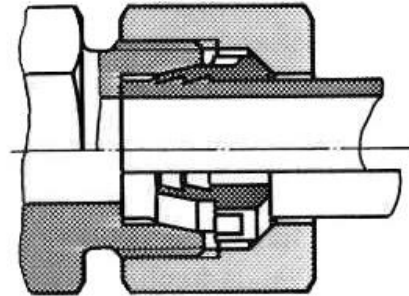


Рис. 7.8. Подвійне врізувальне кільце з підсиленим плечем

Різьбові з'єднання з ущільнювальною відбортовкою. У цих з'єднаннях фіксація досягається за допомогою відбортовки кінця труби і його притискання за допомогою притискного кільця. У з'єднаннях "паркер-тріпл-лок" і Вальтершайда відбортовка виконана під кутом 37° . Це може призвести до ускладнень на трубах з товщиною стінки більше 3 мм внаслідок небезпеки виникнення мікротріщин в зоні відбортовки. У з'єднаннях "паркер-тріпл-лок" (рис.7.9) на різьбовому сполучному елементі проточується фаска під кутом 37° . Ущільнення "метал по металу" працює за допомогою опорного кільця.

На різьбових з'єднаннях Вальтершайда (рис.7.10) може використовуватися різьбовий сполучний елемент по DIN 2353 з внутрішнім конусом 24° . Ущільнення по проточці 24° забезпечується за допомогою ущільнювального кільця круглого перерізу. Ущільнення щодо труби досягається по відбортовці з кутом 37° також за допомогою ущільнювального кільця. Фіксація забезпечується опорним кільцем і накидною гайкою.

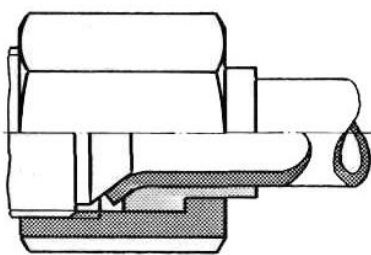


Рис. 7.9. Різьбове з'єднання з ущільнювальною відбортовкою

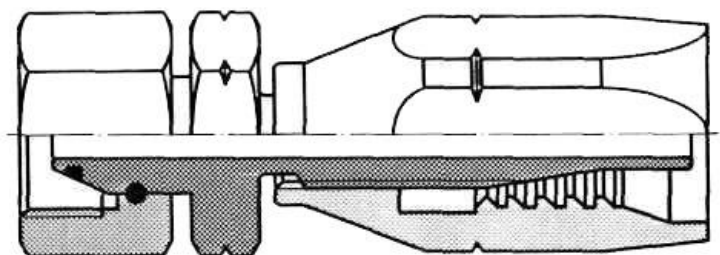


Рис. 7.10. Різьбове з'єднання з ущільнювальною відбортовкою і ущільнювальними кільцями

На різьбових з'єднаннях з ущільнювальною відбортовкою, що випускаються фірмою "Foss" ущільнення між трубою і опорним кільцем також забезпечується за рахунок металу по металу (рис.7.11). Відбортовка складає в цьому випадку лише 10°. Фіксація труби і кільця забезпечується за допомогою опорного кільця і накидної гайки. Мала величина відбортовки має переваги при використанні її на стінки трубах з більшою товщиною стінки. Різьбовий сполучний елемент виконаний по DIN 2353. Ущільнення щодо цього елементу забезпечується за допомогою ущільнювального кільця круглого перерізу.

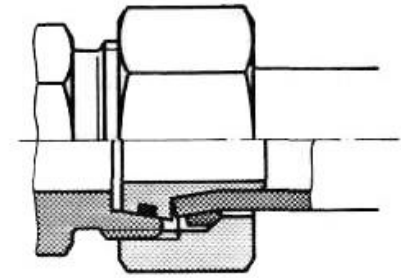


Рис. 7.11. Різьбове з'єднання з ущільнювальною відбортовкою і проміжним кільцем

Різьбові з'єднання із затискним кільцем (рис.7.12). У цих з'єднаннях використовуються нестандартні різьбові сполучні елементи. Тут фіксація забезпечується затиском кільця на поверхні труби. Ущільнення виконується металом по металу як відносно труби, так відносно й різі сполучного елемента.

Різьбові з'єднання з конічним штуцером під зварку (рис.7.13). У цьому з'єднанні конічний штуцер приварюється до труби. При цьому не виникає проблем щодо ущільнень між трубою і приварним конічним штуцером. Ущільнення між штуцером і з'єднанням по DIN 2353 – еластичне. Фіксація забезпечується за допомогою накидної гайки.

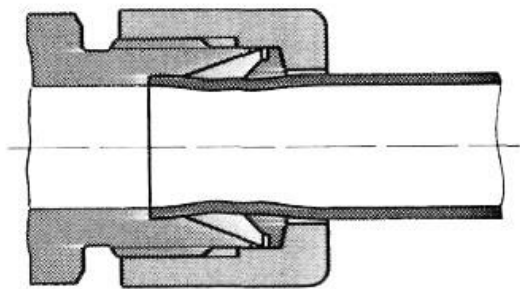


Рис. 7.12. Різьбове з'єднання із затискним кільцем

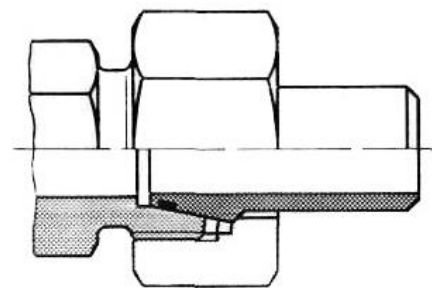


Рис. 7.13. Різьбове з'єднання з конічним штуцером по DIN 3865 під зварку

На рисунках 7.14 – 7.23 представлені фасонні деталі різьбових з'єднань, які широко застосовуються у гідропроводах. Вони за своїми основними функціями щодо фіксації і ущільнення відповідають сказаному вище.

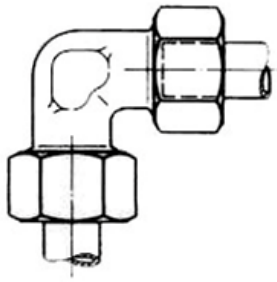


Рис. 7.14. Різьбовий кутник

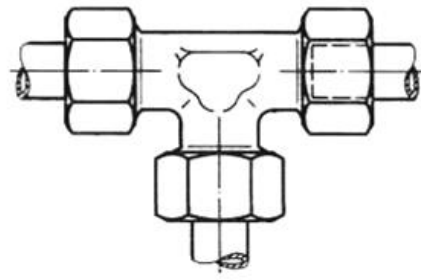


Рис. 7.15. Різьбовий трійник

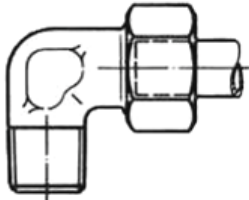


Рис. 7.16. Нерегульований різьбовий кутник

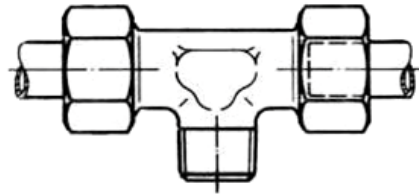


Рис. 7.17. Нерегульований різьбовий трійник

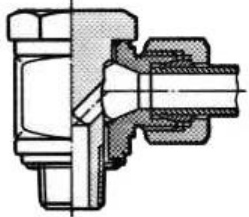


Рис. 7.18. Поворотне кутове з'єднання

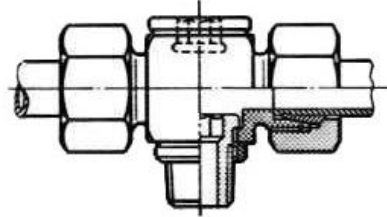


Рис. 7.19. Поворотне трійникове з'єднання

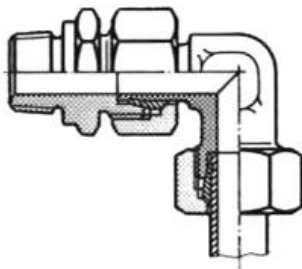


Рис. 7.20. Регульоване різьбове кутове з'єднання

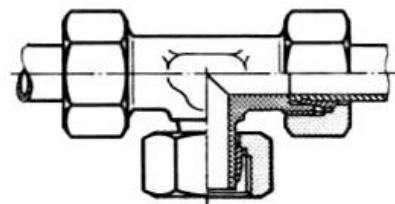


Рис. 7.21. Регульоване різьбове трійникове з'єднання

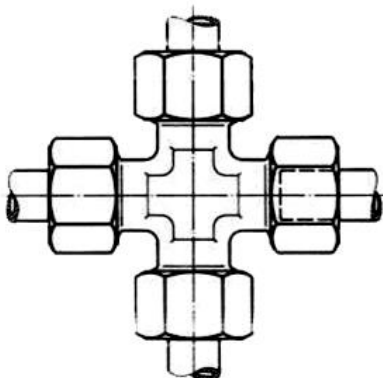


Рис. 7.22. Різьбова хрестовина

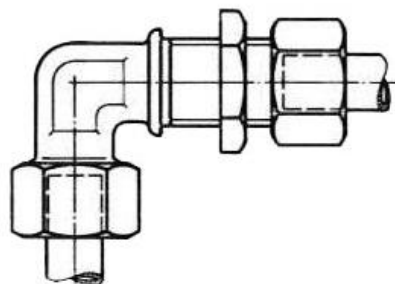


Рис. 7.23. Кутове різьбове з'єднання виконане через проставку

Фланцеві з'єднання. На трубах з внутрішнім діаметром більше 40 мм різьбові з'єднання, як правило, не використовуються. Починаючи з цього розміру для з'єднання труб між собою і з компонентами гідравлічної системи

використовуються фланці. Хоча існують фланці і на розміри менше 40 мм, але вони використовуються обмежено з економічних міркувань.

На рисунках 7.24 – 7.27 представлені фланцеві з'єднання, які зазвичай використовуються для труб по DIN 2448 і DIN 2445.

При використанні фланцевих з'єднань майже у всіх випадках фланець приварюється до труби. Вид фланців визначається, в основному, видом використовуваних компонентів системи.

Фланець згідно DIN (рис. 7.24). Крани, заслінки та інша арматура виконуються частково з приєднувальними розмірами під фланці згідно DIN, що зумовлює їх досить широке використання. Але в деякій мірі й ці фланці повинні підганятися за приєднувальними розмірами до відповідних трубопроводів. Для можливості використання звичайних в гідроприводі ущільнювальних кілець круглого перерізу стандартні фланці по DIN повинні додатково допрацьовуватися. Фіксація забезпечується болтами. Недоліком є значна величина зовнішнього діаметру.

Фланці за стандартом автотракторної промисловості (фланці SAE). Починаючи з діаметру 40 мм багато компонентів систем гідравлічних приводів мають з'єднувальні поверхні під так звані фланці SAE. При цьому розрізняють цілісні і збірні фланці SAE.

Цілісний фланець SAE (рис. 7.25) виготовляється з однієї заготовки. Зазвичай це поковка з матеріалу St 37.4. Розташування отворів під сполучні болти може бути однаковим для різних діаметрів труб. Ці фланці відносно дешеві. Їх перевагою є овальна форма, за рахунок чого знижується потреба в монтажному просторі, недоліком – неможливість регулювання після зварювання. Фіксація виконується за допомогою болтів, поверхня ущільнювача відшліфована.

Збірний фланець SAE (рис. 7.26) складається з так званого приварного буртика, механічно обробленого або фасонного відлитого із зварюваного матеріалу, і двох фланцевих заплечиків, за допомогою яких виконується фіксація.

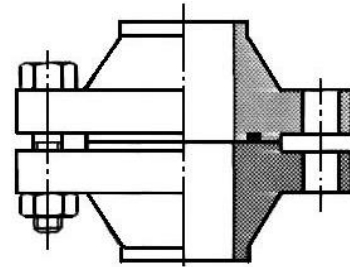


Рис. 7.24. Фланець згідно DIN 2632, 2638 і 2629 з ущільнювальним кільцем

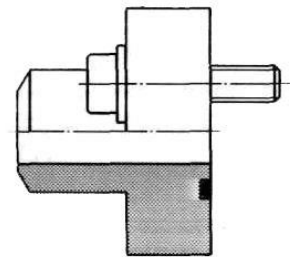


Рис. 7.25. Цілісний фланець SAE з ущільнювальним кільцем згідно SAE-J518C

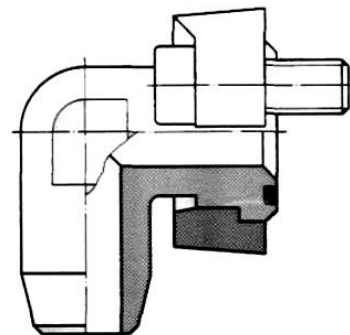


Рис. 7.26. Збірний фланець SAE з еластичним ущільненням згідно SAE-J518C

Фіксація забезпечується за допомогою болтів. Ущільнення між опорною поверхнею і фланцем SAE або між фланцями SAE проводиться за допомогою ущільнювальних кілець з еластичного матеріалу. Потреба в монтажному просторі дещо більша, ніж для цілісного фланця SAE. Крім того, двоскладові фланцеві заплечики можуть бути недоліком фланцевого з'єднання. Фланці SAE використовуються на тиску до 40 Мпа.

З'єднання з квадратним фланцем (рис. 7.27). У фланцевих з'єднаннях труб з умовним діаметром 63 мм в гідросистемах, розрахованих на тиск від 21 МПа, в Європі переважно використовуються так звані квадратні фланці. Зазвичай, це двоскладові фланці, що складаються з приварного буртика і квадратного фланця, що виконує фіксацію. Фіксація забезпечується болтами, а ущільнення – кільце круглого перетину з еластичного матеріалу.

З технічної точки зору це з'єднання не відрізняється від з'єднання на фланці SAE.

Фланцеве з'єднання "GS-гідро" (рис. 7.27). Це фланцеве з'єднання відрізняється тим, що фіксація фланця на трубі здійснюється не за рахунок зварного шва, а за допомогою пружинної спіралі. Канавка для розміщення спіралі проточується на трубі, тому товщина її стінки повинна бути більш, ніж потрібно згідно розрахункам за тиском.

Ущільнення проводиться за допомогою заставного кільця, яке встановлюється у відповідну проточку на торці труби.

Таке з'єднання має переваги в тих випадках, коли зварювання виконати неможливо.

Фланцеві з'єднання, виконані зварюванням з кутовим швом, представлені на рисунках 7.28 і 7.29.

Всі раніше описані фланці з'єднуються з трубою за допомогою стикових зварних швів. Такі з'єднання загальноприйняті для гідравлічних систем, оскільки якість зварного шва може бути в цьому випадку проконтрольована рентгеноскопією. З'єднання фланця з трубою може бути виконане з меншими витратами, якщо використовувати для цього кутові зварні шви. Форма таких фланців (розташування отворів під сполучні болти) визначається відповідним розташуванням отворів під болти на використовуваних гідропристроях. Недоліком таких з'єднань є відсутність можливості контролю якості зварних швів за допомогою рентгеноскопії і можливість потрапляння кислоти в зазор між фланцем і трубою при травленні без подальшого видалення. З часом це може

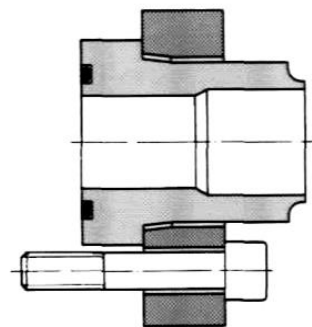


Рис. 7.26. З'єднання з використанням квадратного фланця

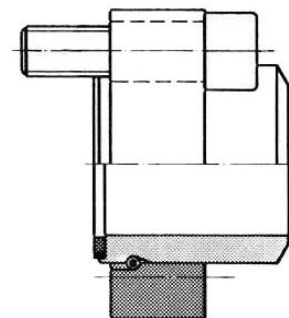


Рис 7.27. Фланцеве з'єднання "GS-гідро"

призвести до руйнування зварного шва. Крім того із зазору між трубою і фланцем забруднення можуть потрапити в гідравлічну систему.

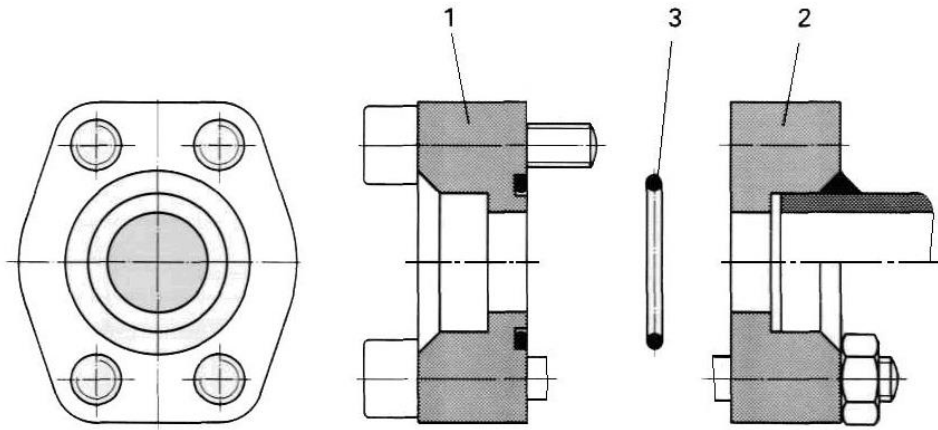


Рис. 7.28. Фланцеве з'єднання SAE за допомогою кутового шва:

1 – фланець з канавкою; 2 – плоский фланець, 3 – ущільнювальне кільце;

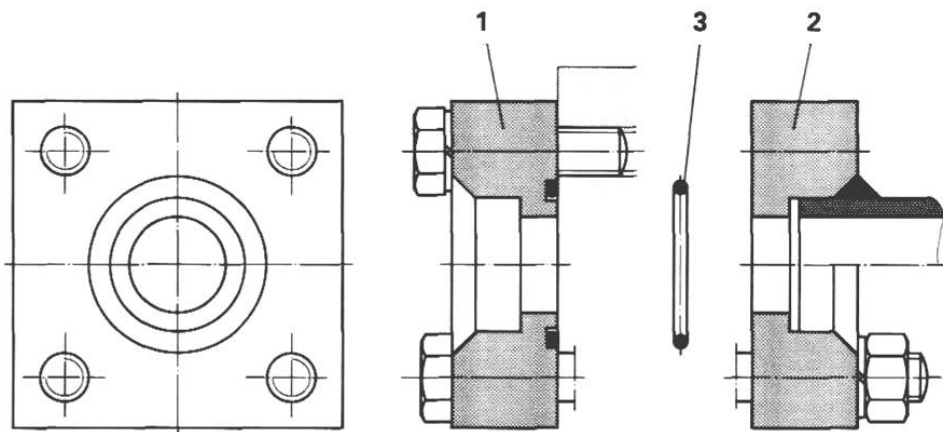


Рис. 7.29. Квадратне фланцеве з'єднання за допомогою кутового шва:

1 – фланець з канавкою; 2 – плоский фланець, 3 – ущільнювальне кільце;

Для прискорення монтажу в необхідних місцях трубопроводи з'єднують з рукавами за допомогою швидкокорознімних муфт (нерухомі з'єднання), які запобігають витіканню оливи і її забрудненню при роз'єднанні. Муфти поділяють на запірні і розривні.

Запірна муфта складається з двох корпусів 4 (рис. 7.30, а) і зворотних клапанів I і II. Обидва корпуси стягують накидною гайкою 5, при цьому кульки 3, опираючись одна на одну, відходять від своїх сідел і звільняють прохід робочій рідині. Якщо накидну гайку відпустити, кульки під дією пружини щільно сядуть у сідла, перекриваючи вихід рідини із трубопроводів. Такі муфти застосовують,

наприклад, при з'єднанні трубопроводів жатки і молотарки зернозбиральних комбайнів.

Докладніше будову запірної муфти розглянуто у розділі «Гідроапарати» (див. рис. 6.46).

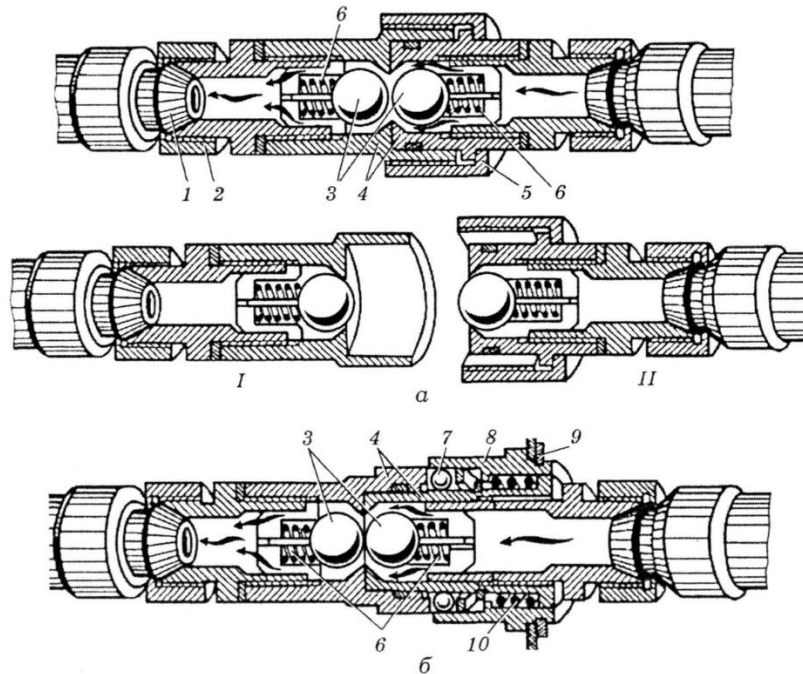


Рис. 7.30. Муфти:

а – запірна; *б* – розривна; 1 – ніпель; 2, 5 – накидні гайки; 3 – кульки зворотних клапанів; 4 – корпус муфти; 6, 10 – пружини; 7 – кульковий фіксатор; 8 – стакан; 9 – кронштейн; *I, II* – відповідно ліва і права півмуфти

Розривні муфти з'єднують рукави з виносними гідроциліндрами на причіпних машинах, і запобігають розриву рукавів та витіканню рідини при аварійному роз'єднанні агрегату. Корпуси 4 розривної муфти (див. рис. 7.30, б), на відміну від запірної, півмуфти з'єднані стаканом 8 з кульковим фіксатором 7. При аварійному роз'єднанні трактора і сільськогосподарської машини рукави натягуються і при зусиллі 150 – 200 Н обидва корпуси муфт переміщуються відносно стакана до виходу кульок фіксатора 7 лівого корпусу, після чого муфта роз'єднується (див. також рис. 6.47).

Розбірні з'єднання рухомі бувають: обертовими, поворотними, телескопічними та сферичними. Такі з'єднання допускають відносне переміщення одного трубопроводу відносно іншого, забезпечуючи прохід рідини в ці трубопроводи.

На рис. 7.4, *е* показано шарнірне обертове з'єднання, яке застосовують у гідроприводах, наприклад, варіаторів молотильних апаратів, платформ-підбирачів зернозбиральних комбайнів. Герметизація в таких з'єднаннях забезпечується гумовими кільцями із шкіряними або фторопластовими прокладками 10.

8. УЩІЛЬНЮВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ

Ущільнювальні пристрої призначені для герметизації з'єднань з метою запобігання або мінімізації витікання робочої рідини крізь зазори у рухомих і нерухомих з'єднаннях, а також для захисту гідравлічних порожнин від проникнення частинок забруднювачів із зовнішнього середовища.

Правильний вибір типу та матеріалу ущільнювальних пристроїв – один із важливих чинників, що визначає економічність, надійність і довговічність роботи машини, обладнаних гідроприводом. При виборі таких пристроїв враховують тиск у гідроприводі, діапазон зміни робочих температур, характер руху деталей, що стикаються, швидкість їх руху, тип робочої рідини.

Ущільнення (рис. 8.1 і 8.2) поділяють за такими ознаками: за видом відносного руху – ущільнення нерухомих і рухомих з'єднань (обертального, зворотно-поступального, поворотного); за напрямком пружної деформації – аксіальні (торцеві) і радіальні; за конструкцією – еластичні ущільнювальні кільця, манжети, прокладки, механічні (чавунні кільця), безконтактні, діафрагмові, рідинні і лабіринтні ущільнення; за матеріалом – металеві і неметалеві.

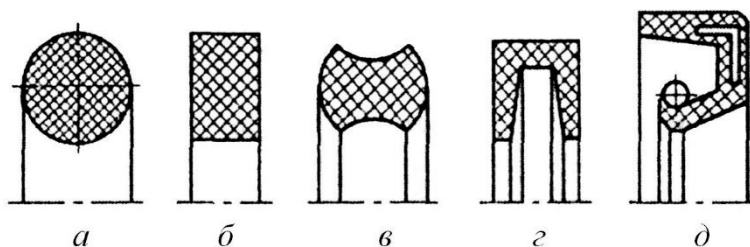


Рис. 8.1. Еластичні ущільнення:

a – кільце круглого перерізу; *б* – кільце прямокутного перерізу; *в* – Х-подібне кільце; *г* – П-подібне кільце; *д* – манжета;

Основним елементом ущільнювального пристрою є ущільнення, тобто деталь, що контактує з деталями, які стикаються, і запобігає перетіканню робочої рідини крізь зазори між цими деталями.

Еластичні ущільнення (див. рис. 8.1, *a*) використовують для герметизації рухомих і нерухомих з'єднань. Кільця круглого перерізу розміщують у прямокутних канавках в обтиснутому стані. Вони надійно працюють при тисках до 35 МПа. Кільця прямокутного перерізу використовують для ущільнення поршнів або штоків з робочим тиском до 30 МПа. Х - подібні і П - подібні ущільнення рекомендують для герметизації деталей із зворотно-поступальним рухом. Іноді їх збирають у пакети по декілька штук. Такі ущільнення можуть працювати при тисках 34 – 50 МПа.

Гарантійний термін експлуатації кілець для нерухомих з'єднань із гуми групи 4 при тисках до 32 МПа і температурі 25 °С становить сім років (при температурах 50 і 70 °С – 8500 і 1800 годин відповідно); із гуми групи 2 – шість років (при температурах 50 і 70 °С – 3700 і 720 годин відповідно. Термін зберігання – 9-10 років. Кільця характеризуються внутрішнім діаметром d_1 (рис. 8.3, *a*) і діаметром перерізу d_2 .

У механічних ущільненнях (див. рис. 8.2, *a*) ущільнювальний елемент виготовлений із металевого вуглеграфітового матеріалу або чавунного кільця. Ці ущільнення призначені для деталей зворотно-поступального руху. При монтажі замки кожної пари суміжних чавунних кілець слід розвернути один відносно одного на 180°.

Діафрагмові ущільнення (див. рис. 8.2, *б*) виконані з еластичного матеріалу і забезпечують значну деформацію під дією перепаду тисків середовищ, що герметизуються.

Лабіринтні ущільнення (див. рис. 8.2, *в*) використовують на плунжерах і запірних елементах клапанів.

У безконтактних ущільненнях (див. рис. 8.2, *г*) герметизація створюється мінімальним зазором між деталями, що стикаються. Такі ущільнення застосовують в елементах золотник – корпус розподільників, коливальних складальних одиницях насосів і гідромоторів, клапанах тощо. При цьому діаметральний зазор має бути 3 – 5 мкм. Деталі, що виготовлені із різних матеріалів і мають неоднакові коефіцієнти розширення, встановлюють з урахуванням можливого заклинювання при нагріванні.

Набивні ущільнення (див. рис. 8.2, *д*) застосовують для герметизації тих середовищ, в яких швидко руйнуються еластичні ущільнення (у розчинах, гарячій воді тощо).

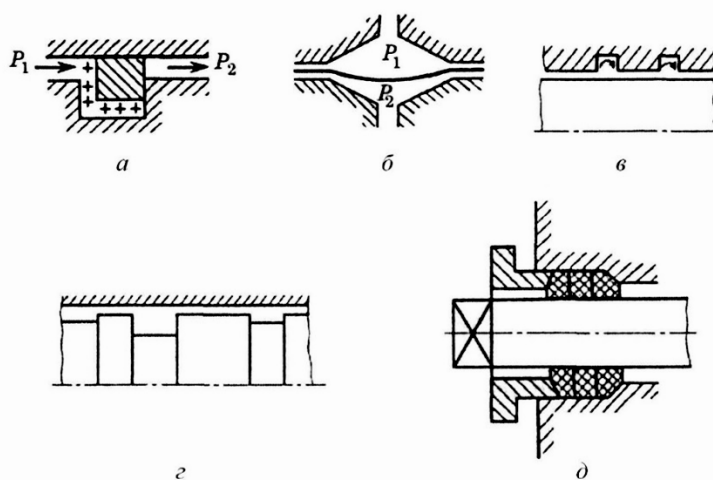


Рис. 8.2. Конструктивні схеми ущільнень:

a– механічне (чавунне кільце); *б* – діафрагмове; *в* – лабіринтне *г* – безконтактне; *д* – набивне;

При монтажі кільце для ущільнення радіальних (див. рис. 8.3, б) рухомих або нерухомих з'єднань, а також торцевих (див. рис. 8.3, в) з'єднань розміри деталей, що стикаються (діаметр штока $d_{шт}$, циліндра d_n , глибина h zenківки), вибирають такими, щоб кільце деформувалось і притиснувалось до ущільнювальних поверхонь. Під дією тиску P рідини (див. рис. 8.3, з) кільце може витискуватись у радіальний зазор δ , тому при $\delta > 0,02$ мм рекомендують встановлювати захисні кільця (див. рис. 8.3 д) із фторопласту, товщина яких має бути не менше ніж 1 мм, або з інших матеріалів.

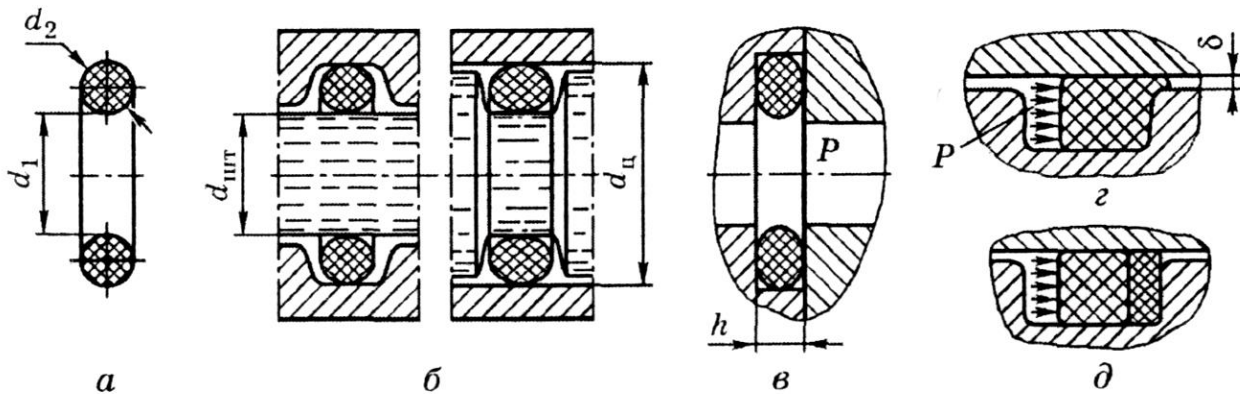


Рис. 8.3. Схема дії гумових ущільнювальних кілець:

a – гумове кільце; *б* – радіальне ущільнення шток-циліндр; *в* – ущільнення торцевих з'єднань; *г* – можливе витіснення кільця в зазор під тиском рідини; *д* – встановлення захисного кільця під гумове ущільнювальне кільце

Манжетні ущільнення застосовують при тисках рідини до 5 МПа, швидкостях переміщення деталей, що ущільнюються, до 3 м/с і в діапазоні температур від -50 до $+100$ °С. Манжети бувають шевронної та U - подібної форми (рис. 8.4).

Манжети шевронної форми (див. рис. 8.4, а, б) застосовують для герметизації поршнів і штоків гідроциліндрів. Ущільнення складається із опорного 1 і натискного 3 кілець та пакета манжет 2. Герметичність з'єднань забезпечується деформацією манжет під час монтажу і тиском робочої рідини. При підвищених вимогах до герметичності з'єднання обладнують натискною втулкою 4 або пружиною. Кількість манжет у пакеті зумовлюється робочим тиском у гідроприводі: при $P \leq 6,3$ МПа встановлюють дві – три манжети, а при $P > 6,3$ МПа – чотири – шість. Матеріал для виготовлення манжет і кілець – спеціальна бавовняна тканина, що з двох боків обгумована графітовою гумовою сумішшю. Застосовують також капрон, фторопласт, а для виготовлення кілець – ще і бронзу. Робоча поверхня кілець і манжет має бути гладенькою, без

заусенців, вм'ятин і напливів. Недоліком ущільнень із манжет з шевронним профілем є громіздкість і порівняно велика сила тертя.

В ущільненнях із манжет U - подібної форми (див. рис. 8.4, *в*) герметизація з'єднання забезпечується контактною поверхнею манжети внаслідок її деформації під час монтажу і під дією тиску рідини. Для виготовлення манжет застосовують шкіру (при $P < 10$ МПа і $t = -20 \dots +70^\circ\text{C}$), спеціальні види гуми (при $P \leq 32$ МПа і $t = -35 \dots +30^\circ\text{C}$), поліхлорвініловий пластикат (при P до 100 МПа і $t = +3 \dots +60^\circ\text{C}$). Для ущільнення деталей з великим зазором, а також валів (при відсутності у порожнині, що ущільнюється, надлишкового тиску), застосовують армовані манжети різних конструкцій. Армувальне кільце 5 (див. рис. 8.4, *з*), що має форму рівнобічного кутника, запобігає випиранню манжети 6 в зазор 7 між поршнем і циліндром. Армовану манжету (див. рис. 8.4, *д*) застосовують для ущільнення валів. В цій манжеті армувальне кільце 9 розміщено всередині манжети, а для забезпечення надійного притискання до поверхні призначена спеціальна (браслетна) пружина 8. Якщо під час роботи манжетного ущільнення високий тиск рідини змінюється, то для поліпшення роботоздатності ущільнення використовують опорні кільця 10 (див. рис. 8.4, *е*).

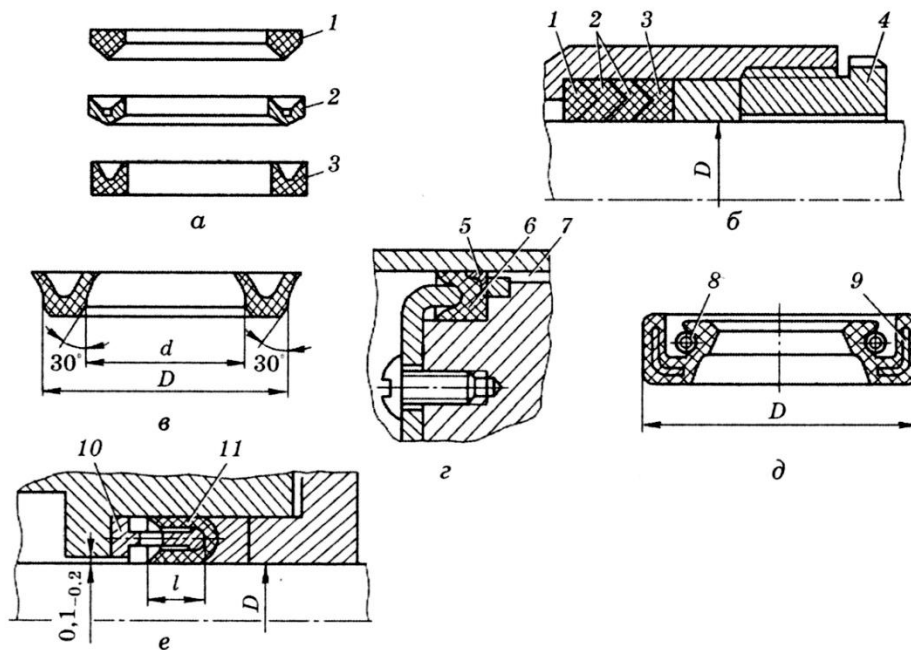


Рис. 8.4. Манжетні ущільнення:

а, б – шевронного профілю; *в* – U - подібного профілю; *з* – ущільнення армованою манжетною; *д* – армована манжета з браслетною пружиною; *е* – з'єднання з шкіряною манжетною; 1, 10 – опорні кільця; 2, 11 – шевронні манжети; 3 – натискне кільце; 4 – натискна втулка; 5, 9 – армувальні кільця; 6 – манжета U - подібної форми; 7 – зазор між поршнем і циліндром; 8 – браслетна пружина

При проектуванні монтажу манжетних ущільнень слід дотримуватись певних правил. Рідина має розтискувати пелюстки манжет (рис. 8.5, *а*, *I*). Гніздо і шток повинні мати фаски (див. рис. 8.5, *б* та рис. 8.6, *а*, *II*), а якщо їх немає, слід застосовувати монтажні втулки 1 і 2 (див. рис. 8.5, *в*). Манжети, демонтовані із гнізд, як правило, не використовують. Для демонтажу використовують спеціальні отвори 1 (рис. 8.6, *а*).

Через посадочне місце під манжету не повинні протягуватись деталі, що можуть його подрятати. Для цього вал роблять ступінчастим (див. рис. 8.6, *б*).

Для полегшення ремонту ущільнювального пристрою рекомендують установлювати на вал захисну втулку 2 (див. рис. 8.6, *в*).

За наявності конічних підшипників слід передбачити канали 3 (див. рис. 8.6, *г*) для відведення оливи.

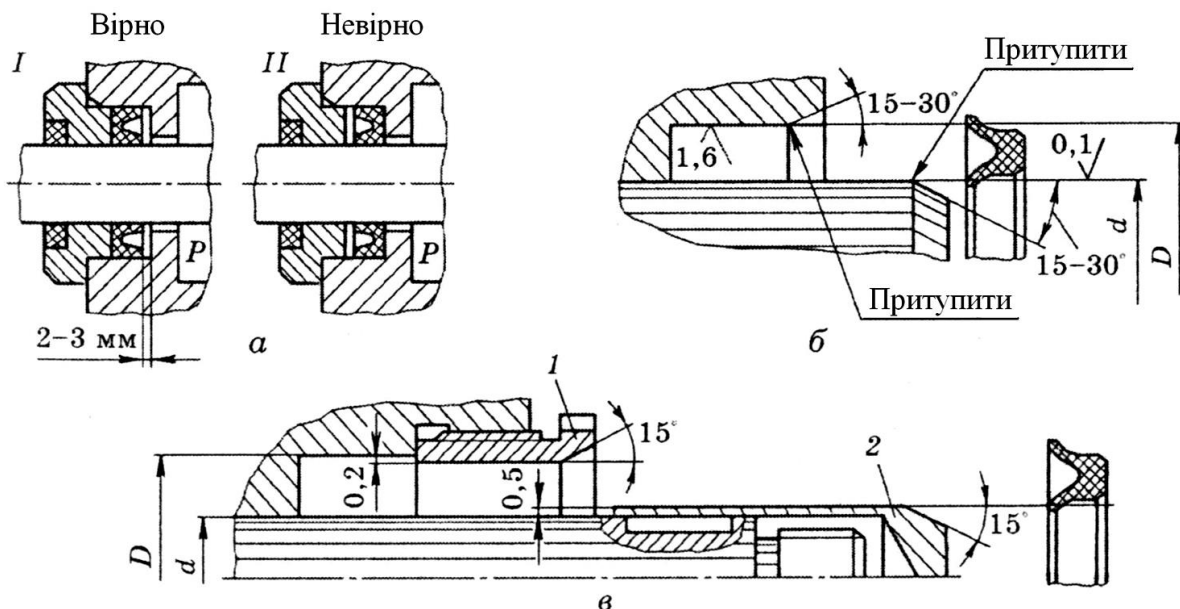


Рис. 8.5. Схема монтажу манжет:

а – розміщення манжет відносно порожнин рідини; *б* – фаски у гнізді і на штоці; *в* – розміщення монтажних втулок у корпусі і на штоці; *I* – вірно; *II* – невірно; 1,2 – монтажні втулки

Установка упорних шайб 4 (рис. 8.6, *д*) дає можливість використовувати ущільнювальний пристрій за більших тисків рідини.

Рекомендовані параметри шорсткості поверхні вала – $R_a = 0,32$ мкм , твердості – *HRC* 49...53.

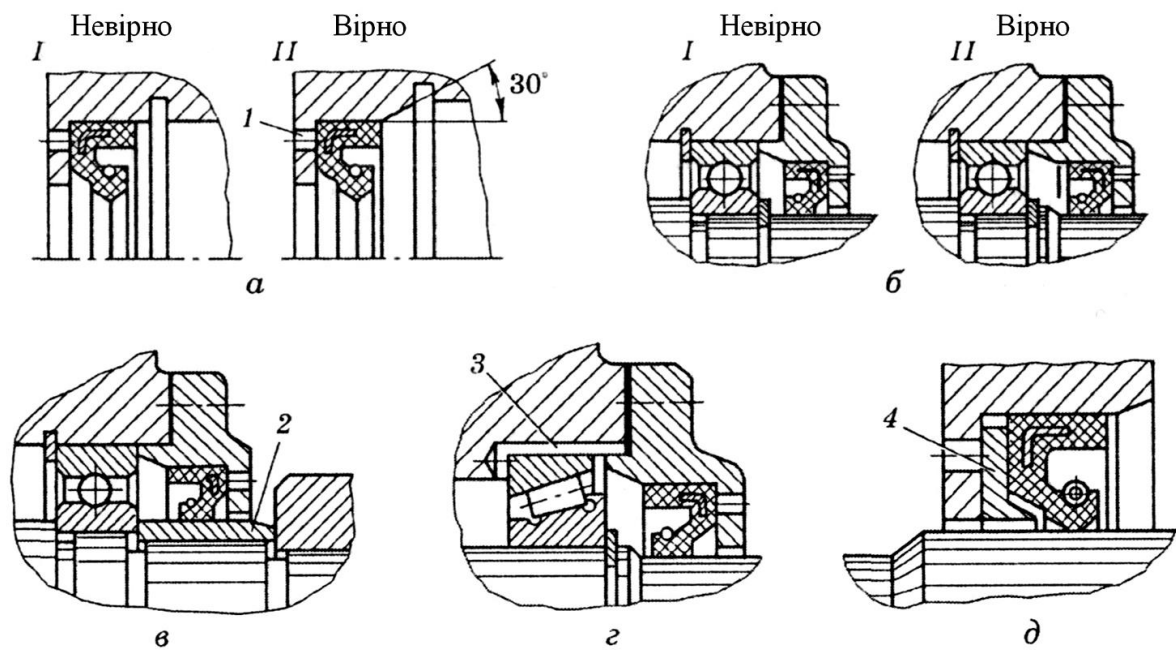


Рис. 8.6. Конструкція ущільнювальних пристроїв з армованими манжетами для валів:

a – розміщення західної фаски на гнізді; *б* – величина діаметрів валів під підшипник і манжету; *в* – розміщення захисної втулки на валу; *г* – розміщення каналу для відведення оливи; *д* – розміщення упорної шайби під манжету; *I* – вірно; *II* – невірно; 1 – отвір для демонтажу манжети; 2 – захисна втулка; 3 – канал для оливи; 4 – упорна шайба

9. ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ

9.1. Класифікація об'ємних гідроприводів

Складовими одиницями об'ємного гідроприводу є: джерело гідравлічної енергії, споживач гідравлічної енергії (гідродвигун), гідроапаратура (пристрої керування) та допоміжні пристрої (кондиціонери, гідропосудини тощо).

За видом джерела енергії гідроприводи поділяють на три типи: насосний, акумуляторний та магістральний (рис. 9.1).

Насосний гідропривод (рис. 9.1, а) – це гідропривод, в якому робоча рідина подається в гідродвигун насосом, що входить до складу цього приводу, разом із з'єднаним із ним привідним двигуном, або без нього, якщо привід мускульний.

У якості привідного двигуна у насосному гідроприводі використовують електродвигуни, двигуни внутрішнього згорання, турбіни тощо. Залежно від типу привідного двигуна розрізняють: електронасосний гідропривод, дизельнасосний гідропривод, моторнасосний гідропривод, турбонасосний гідропривод і подібні.

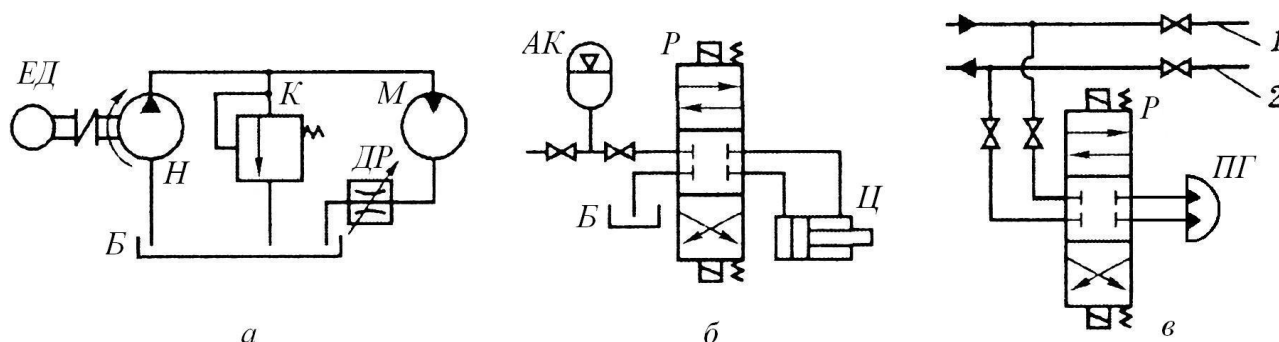


Рис. 9.1. Принципові схеми об'ємних гідроприводів:

а – електронасосного обертального руху з дросельним керуванням; б – акумуляторного поступального руху з електромагнітним керуванням пуску, реверсування і зупинки; в – магістрального поворотного руху з електромагнітним керуванням пуску, реверсування і зупинки; 1 – напірна магістраль; 2 – зливна магістраль

Залежно від характеру циркуляції робочої рідини насосні гідроприводи бувають із замкненим потоком (рідина від гідродвигуна надходить до всмоктувального гідроприводу насоса, рис. 9.2, а) та з розімкненим (рідина від гідродвигуна надходить у гідробак, рис. 9.2, б).

Дизельнасосні гідроприводи широко застосовують у гідроприводах самохідних сільськогосподарських машин (комбайни КЗС-9-1, «Славутич», КЗС-1580 «Лан», коренезбиральні машини типу КС-6Б, МКК-6 та ін.).

Акумуляторний гідропривод – це гідропривод, у якому робоча рідина подається до гідродвигуна з гідроаккумулятора, попередньо зарядженого від зовнішнього джерела, що не входить до складу цього приводу. Такий гідропривод застосовують, наприклад, у рулонному прес-підбирачі ПРП-1,6.

Магістральний гідропривод (див. рис. 9.1, в) – це гідропривод, в якому робоча рідина подається до гідродвигуна від гідромагістралі, що не входить до складу цього приводу. Під гідромагістраллю розуміють трубопровід, по якому робоча рідина подається від насосної станції до групи об'ємних гідроприводів не пов'язаних між собою конструктивно і які можуть бути під'єднані чи змонтовані незалежно один від одного.

За характером руху вихідної ланки гідродвигуна розрізняють гідроприводи: *обертального* (див. рис. 9.1, а), *поступального* (див. рис. 9.1, б) та *поворотного* (див. рис. 9.1, в) руху. Такі гідроприводи широко використовують для сільськогосподарської техніки.

Об'ємний гідропривод, в якому відсутні пристрої для зміни швидкості вихідної ланки гідродвигуна, називають *некерованим*, а в якому є – *керованим*.

Керовані гідроприводи за способом регулювання швидкості вихідної ланки гідродвигуна поділяють на такі типи:

- з машинним керуванням – регулювання швидкості відбувається за рахунок зміни робочого об'єму насоса (рис. 9.2, а) або гідродвигуна, або обох гідромашин одночасно;

- з дросельним керуванням – швидкість регулюється дроселюванням потоку робочої рідини і спрямування частини потоку в обхід гідродвигуна (див. рис. 9.2, б);

- з машинним і дросельним регулюванням одночасно;

- з керуванням привідним двигуном – регулювання швидкості відбувається внаслідок зміни частоти обертання вала двигуна.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки більше поширені перші два типи керованих гідроприводів.

Керовані гідроприводи бувають з ручним і автоматичним керуванням.

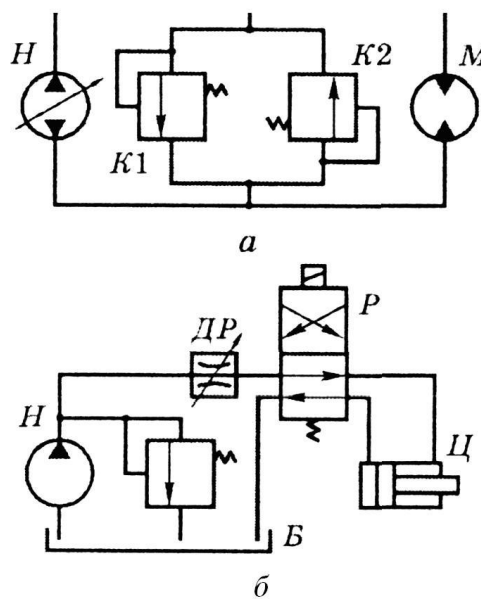


Рис. 9.2. Принципові схеми насосних об'ємних гідроприводів:

а і б – із замкнутою і розімкнутою циркуляцією робочої рідини

Гідропривод з ручним керуванням – це керований гідропривод, в якому параметрами гідродвигуна керує людина. Наприклад, гідроприводи ведучих коліс зернозбиральних комбайнів КЗС-9-1, КЗС-1580 тощо.

Гідропривод з автоматичним керуванням – це керований гідропривод, в якому керування параметрами руху вихідної ланки гідродвигуна здійснюється без втручання людини. Такий гідропривод буває стабілізувальним, програмовим та стежним.

Автоматично керований стабілізувальний гідропривод – це гідропривод, в якому регульований параметр руху вихідної ланки підтримується сталим, наприклад, гідропривод розкидача мінеральних добрив 1-РМГ-4 (див. рис. 6.61).

Автоматично керований програмовий гідропривод – це гідропривод, в якому регульований параметр руху вихідної ланки гідродвигуна змінюється за заданою програмою, наприклад гідроприводи металообробних верстатів або машин для точного землеробства та ін.

Автоматично керований стежний гідропривод – це гідропривод, в якому регульований параметр вихідної ланки гідродвигуна змінюється відповідно до кількісної характеристики зовнішнього, заздалегідь невідомого, впливу. Наприклад, стежні гідроприводи водіння машини для збирання цукрових буряків, кукурудзи, зернових тощо.

Щодо гідроприводів сільськогосподарської техніки, то їх поділяють за призначенням на такі гідроприводи:

- керування положенням робочих органів та елементів механізмів;
- активних виконуючих органів;
- ведучих коліс самохідних машин;
- рульових керувань;
- гальм і зчеплень;
- автоматичного регулювання режиму навантаження;
- автоматичного керування напрямом руху мобільних машин;
- валів відбору потужності.

9.2. Переваги та недоліки об'ємного гідроприводу

Широке застосування об'ємних гідроприводів пояснюється їх *перевагами* перед іншими приводами, до яких належать:

- можливість створення великих передатних відношень і безступінчастого регулювання швидкості та зусиль у широкому діапазоні;
- мала маса, що припадає на одиницю потужності (1,2 - 2,0 кг на 1 кВт);
- швидка зміна (0,03 - 0,10 с) режимів роботи (пуск, зупинка, реверс);
- момент інерції рухомих частин гідродвигунів у 5 - 6 разів менший, ніж у електродвигунах;

- можливість простого і надійного захисту виконавчих органів від надмірних навантажень при заданому силовому режимі роботи;
- простота у перетворенні руху і автоматизації процесів;
- придатність для роботи в умовах великих прискорень.

До *недоліків* об'ємних гідроприводів слід віднести:

- передавання гідравлічної енергії пов'язане з великими втратами рідини і тиску порівняно з втратами в електропередачах;
- вплив температури на властивості робочого тіла (рідини), що негативно позначається на роботі гідроприводу;
- високий клас точності виготовлення деталей гідроприсроїв, що ускладнює конструкцію і підвищує вартість.

Об'ємний гідропривод слід застосовувати там, де треба створювати велику потужність та забезпечувати швидку зміну режиму роботи, позиційну точність виконавчого органу, компактність, малу масу, високу надійність і розгалуження приводу.

9.3. Гідроприводи керування положенням робочих органів та елементів механізмів

Гідроприводи керування положенням робочих органів та елементів механізмів установлюють і фіксують робочі органи чи елементи механізмів у заданому положенні, але не передають енергії для використання корисної роботи. Наприклад, гідропривод піднімання та опускання мотовила, жатки, підбирача, переміщення рухомого шківів варіатора тощо.

Такий гідропривод складається в основному із подібних гідроагрегатів (гідроприсроїв): шестеренного насоса типу НШ-32У, трипозиційного секційного золотникового розподільника з переливною секцією і ручним керуванням типу ГА-34000 або таких самих розподільників з електромагнітним чи електрогідравлічним керуванням, запобіжного клапана непрямої дії типу ГА-33000. Відрізняються гідроприводи такого типу кількістю гідроциліндрів і тиском оливи в системі (6,3; 10 і 12,5 МПа).

У причіпних, начіпних та напівначіпних машинах керують положенням робочих органів за допомогою гідросистеми трактора, тобто використовується насос 2 (рис. 9.3) і розподільник 6, що встановлені на тракторі. Проте гідросистема агреатованих машин, крім гідродвигунів, може мати ще й інші гідроагрегати, наприклад розподільники: моноблокові типу Р-80 (косарки КТП-6), кранові (льонокомбайн ЛК-4Г), а також односекційні золотникові з переливною секцією (гичкозбиральна машина БМ-6Б).

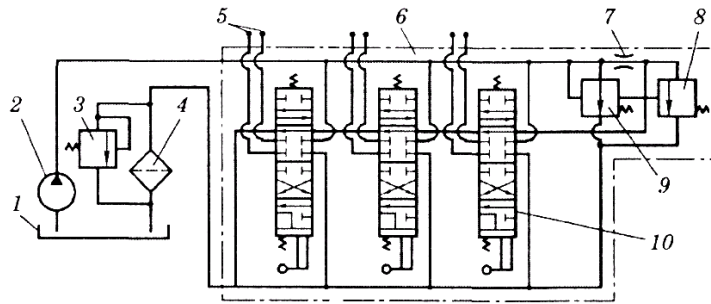


Рис. 9.3. Типова принципова схема гідросистеми трактора:

1 – бак; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан фільтра; 4 – фільтр; 5 – виводи секції розподільника; 6 – розподільник; 7 – дросельний отвір; 8 – запобіжний клапан; 9 – переливний клапан; 10 – робоча секція розподільника

Принципову схему найпростішого гідроприводу керування положенням робочого органа наведено на рис. 9.4.

При встановленні запірного елемента розподільника 8 у положення «Нейтральне» (Б) рідина від насоса 1 подається в напірну лінію 3, проходить через розподільник і надходить у зливну лінію 9 і далі через фільтр 10 у бак 11.

При положенні запірного елемента розподільника «Опускання» (прямокутник А умовно накладають на прямокутник Б) рідина від насоса нагнітається по напірній лінії в штокову порожнину 4 гідроциліндра 6. Під дією тиску рідини поршень зі штоком, а разом з ними і робочий орган 5 опускаються вниз. Рідина із безштокової порожнини 7 гідроциліндра надходить у зливну лінію 9 через фільтр 10 і далі в бак.

Якщо запірний елемент розподільника знаходиться в позиції «Піднімання» (прямокутник С умовно накладають на прямокутник Б), стрілки у прямокутнику С вкажуть напрямку руху рідини в гідроприводі. Тобто рідина від насоса нагнітається в безштокову порожнину гідроциліндра, поршень зі штоком, а разом з ними і робочий орган, піднімаються вгору. Рідина зі штокової порожнини зливається в бак.

Якщо поршень гідроциліндра займе одне із крайніх положень, а запірний елемент розподільника при цьому затримати в позиції «Піднімання» чи «Опускання», тиск в напірній лінії підвищиться.

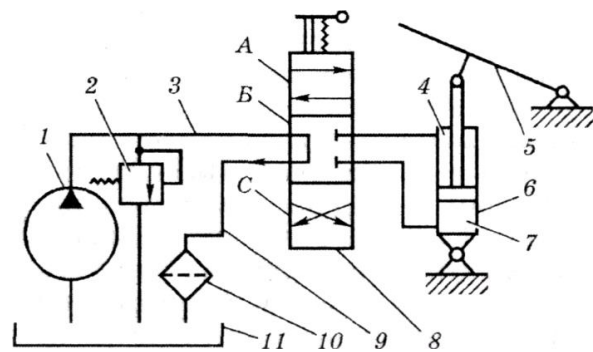


Рис. 9.4. Загальна принципова схема гідроприводу керування положенням обочого органа:

1 – насос; 2 – запобіжний клапан; 3 – напірна лінія; 4 – штокова порожнина гідроциліндра; 5 – робочий орган; 6 – гідроциліндр; 7 – безштокова порожнина гідроциліндра; 8 – розподільник; 9 – зливна лінія; 10 – фільтр; 11 – бак; А, Б і С – положення розподільника відповідно «Опускання», «Нейтральне» і «Піднімання»

Коли він стає більшим за тиск регулювання запобіжного клапана 2, його запірний елемент відходить від сідла і рідина з напірної лінії 3 надходить у бак. Запобіжний клапан спрацьовує і в інших випадках, коли зростає опір в напірній лінії.

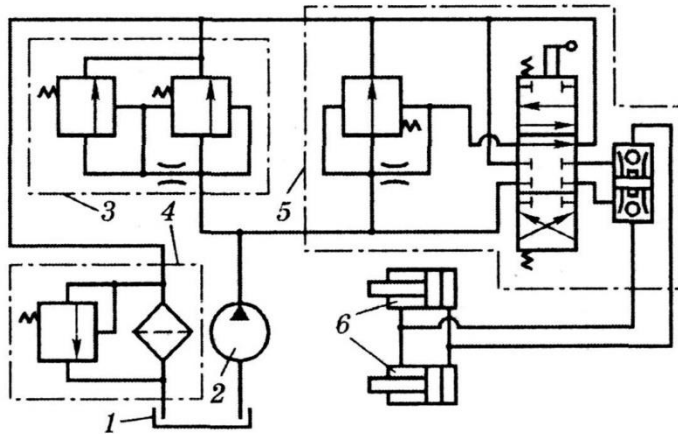


Рис. 9.5. Принципова схема гідроприводу керування положенням жатки косарки-плющилки КПС-5Г:

1 – бак; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан; 4 – фільтр; 5 – розподільник; 6 – гідроциліндри

Гідропривод керування положенням жатки косарки-плющилки КПС-5Г призначений для переведення змінних пристроїв (жаток, косарок) в робоче та транспортне положення. Принципову схему показано на рис. 9.5.

Бак 1 – двосекційний, встановлений з лівого боку кабіни. Менша секція призначена для гідроприводу керування положенням жатки і рульового керування. Насос 2 – шестеренний НШ-32У-Л має частоту обертання 1132 об/хв при обертах колінчастого вала дизеля Д-240 2200 об/хв.

Запобіжний клапан фільтра 4 відрегульовано на тиск 0,15 МПа. Запобіжний клапан 3 насоса непрямої дії типу ГА-33000 відрегульовано на тиск 6,3 МПа. Розподільник 5 має робочу секцію з переливним клапаном і гідро-замком. За будовою і принципом дії він подібний до розподільника типу ГА-34000.

Гідроциліндри 6 – поршневі двобічної дії (діаметр поршня 80 мм, діаметр штока – 40 мм, хід штока – 320 мм), тобто 80×40 - 320.

Гідропривод керування положенням робочих органів та елементів механізмів кормозбирального комбайна КСК-100 (основний) призначений для:

- піднімання і опускання змінних жаток та підбирача за допомогою двох поршневих гідроциліндрів 4 розмірами 80×40 - 250;
- піднімання і опускання мотовила жатки для збирання кукурудзи за допомогою двох плунжерних гідроциліндрів 6 розмірами 40 - 360;
- повороту силосопроводу за допомогою поршневого гідроциліндра 2 розмірами 50×28 - 160;
- зміни положення козирка силосопроводу за допомогою поршневого гідроциліндра 11 розмірами 50×28 - 160;

– керування фрикційною муфтою приводу живильного апарата за допомогою поршневого гідроциліндра 8 розмірами 50×28 - 40.

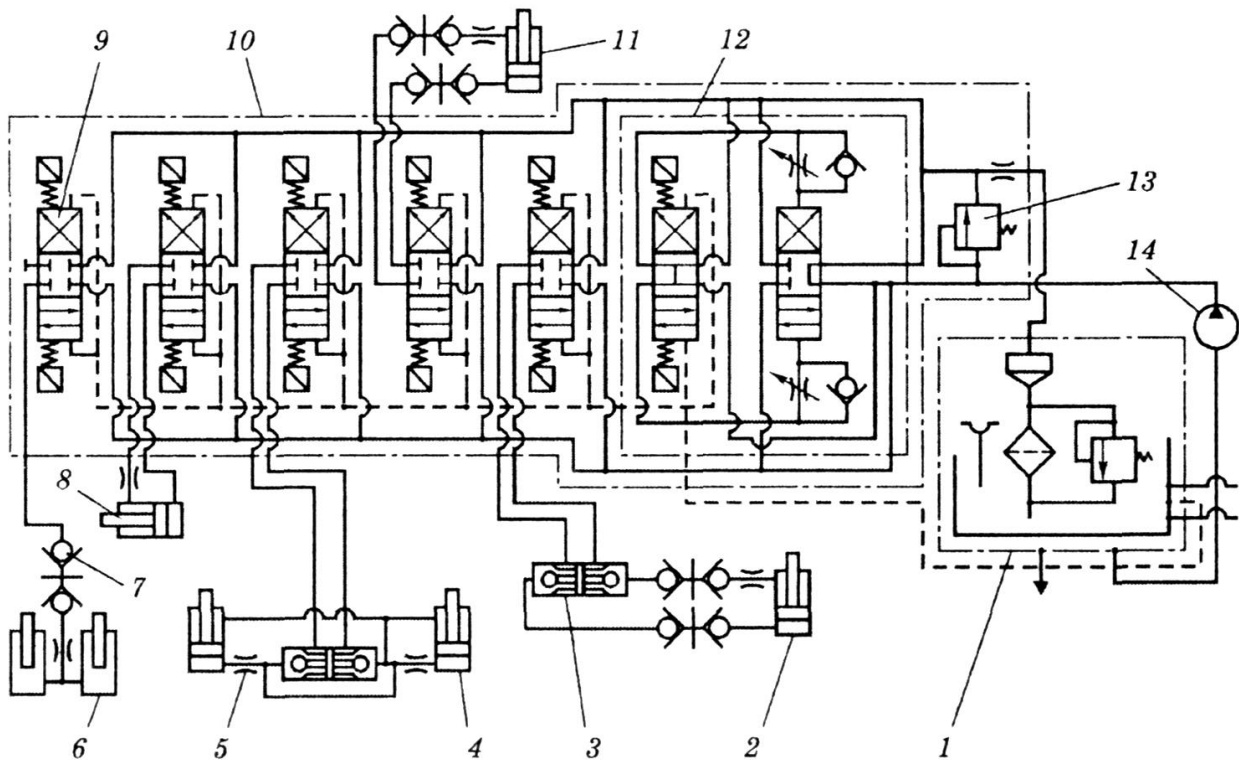


Рис. 9.6. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих органів кормозбирального комбайна КСК-100:

1 – бак; 2 – гідроциліндр повороту силосопроводу; 3 – гідрозамок; 4 – гідроциліндри механізму піднімання та опускання підбирача жаток; 5 – дросель; 6 – гідроциліндри керування мотовилом жатки для збирання кукурудзи; 7 – розривна муфта; 8 – гідроциліндр керування муфтою приводу живильного апарата; 9 – робоча секція з електричним керуванням; 10 – секційний розподільник; 11 – гідроциліндр керування козирком силосопроводу; 12 – переливна секція розподільника; 13 – запобіжний клапан; 14 – насос

Насос 14 – шестеренного типу марки НШ-32У-2 приводиться в рух від колінчастого вала дизеля через клинопасову передачу (одночасно і насос НШ-10Е-Л гідроприводу рульового керування). Бак – двосекційний. Для такого гідроприводу (основного) і рульового керування використовується права секція. Секційний розподільник 10 складається із п'яти робочих секцій 9 з електромагнітним керуванням типу 44Г33-11 і переливної секції 12 з електрогідролічним керуванням типу 64Г73-24. Запобіжний клапан 13 гідроприводу, відрегульований на тиск спрацювання 10 МПа, а запобіжний клапан фільтра бака 1 – на тиск 0,15 - 0,20 МПа.

Гідропривод керування положенням робочих органів та елементів механізмів коренезбиральної машини КС-6Б-05 (основний) призначений для:

- піднімання і опускання копір-водіїв за допомогою поршневого гідроциліндра 1 (рис. 9.7) розмірами 45×25 - 180;
- піднімання і опускання копачів за допомогою двох поршневих гідроциліндрів 2 і 4 розмірами 80×40 - 400;
- вмикання і вимкання муфти зчеплення дизеля за допомогою поршневого гідроциліндра 11 розмірами 40×25 - 160;
- вмикання і вимкання планетарного редуктора завантажувального конвеєра за допомогою поршневого гідроциліндра 12 розмірами 40×25 – 160;
- піднімання і опускання завантажувального елеватора за допомогою двох поршневих гідроциліндрів 13 розмірами 50×28 - 400.

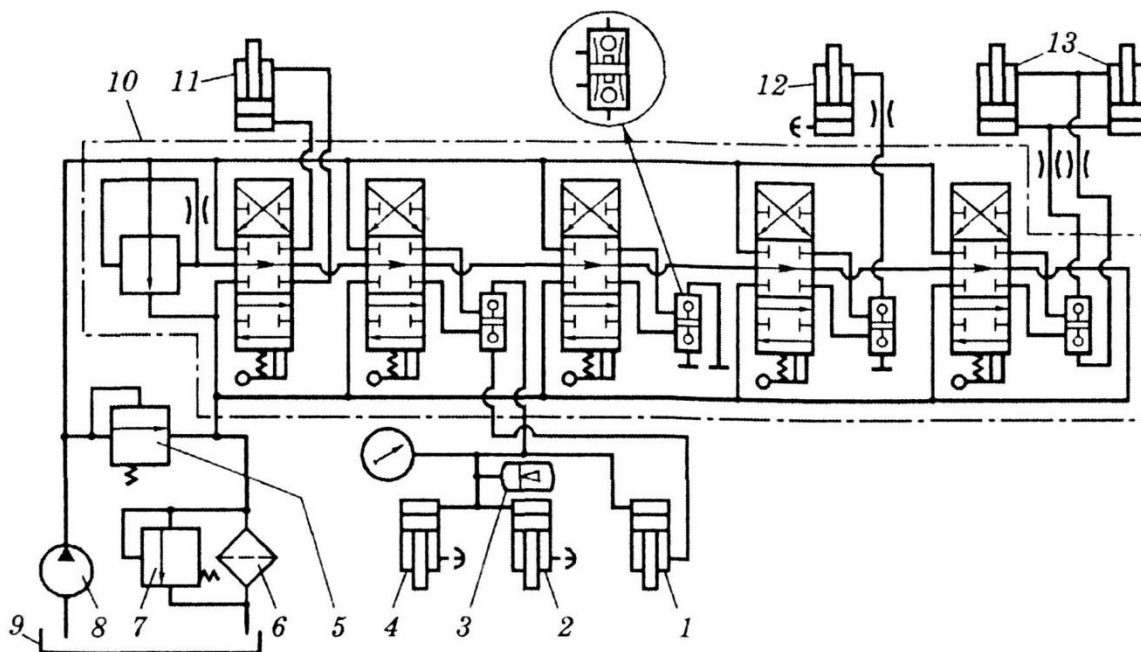


Рис. 9.7. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих органів і елементів механізмів коренезбиральної машини КС-6Б-05:

1 – гідроциліндр піднімання і опускання копір-водіїв; 2 і 4 – гідроциліндри піднімання і опускання копачів; 3 – пневмогідроаккумулятор; 5 – запобіжний клапан гідроприводу; 6 – фільтр; 7 – запобіжний клапан фільтра; 8 – насос; 9 – бак; 10 – розподільник; 11 – гідроциліндр зчеплення; 12 – гідроциліндр планетарного редуктора; 13 – гідроциліндри завантажувального конвеєра

Бак спільний для основного гідроприводу і рульового керування має місткість 14 л. Насос 6 – шестеренний НШ-32У-2 приводиться в дію від колінчастого вала дизеля клинопасовою передачею (одночасно і насос НШ-10Е-3-Л гідроприводу рульового керування). Секційний розподільник 10 типу ГА-34000 – шестисекційний з переливною секцією, золотниковий з ручним керуванням. Запобіжний клапан 5 типу ГА-33000 – непрямої дії, відрегульований на тиск спрацювання 9 МПа, а запобіжний клапан фільтра – на тиск 0,15 МПа.

Пневмогідроаккумулятор 3 забезпечує плаваюче положення копачів у робочому положенні.

Гідропривод керування положенням робочих органів та елементів механізмів коренезбиральних машини типу МКК-6 (основний) здійснюється від гідросистеми 3 (рис. 9.8) трактора МТЗ-80/80Л, яка складається з моноблокового розподільника типу Р-75, шестеренного насоса 2, бака 1 та фільтра із запобіжним клапаном.

Піднімання і опускання копачів здійснюється гідроциліндром 8, який трубопроводами під'єднаний до лінії керування гідроциліндра 6 піднімання і опускання копір-водіїв системи автоматичного водіння. Тобто, одночасно з опусканням копачів опускаються і копір-водії. Сповільнювальний регульований клапан 7 гідроциліндра 8 забезпечує зменшення швидкості опускання копачів.

Вмикання і вимикання планетарного редуктора завантажувального конвеєра здійснюється гідроциліндром 4, що під'єднаний до виводу «Піднімання» розподільника через розривну муфту.

Переведення завантажувального конвеєра з робочого положення в транспортне і навпаки здійснюється двома гідроциліндрами 5, які також через розривні муфти під'єднані до секції розподільника.

Гідропривод керування положенням робочих і транспортувальних органів буряконавантажувача СПС-4,2А здійснюється від гідросистеми трактора МТЗ-80/80Л. В гідросистемі буряконавантажувача використані уніфіковані гідроциліндри, а також Ц40, Ц80 та Ц100. Всі вони поршневі, двобічної дії.

Керування гідроциліндрами здійснюється моноблоковим золотниковим розподільником трактора, який не має фіксації золотників у позиції

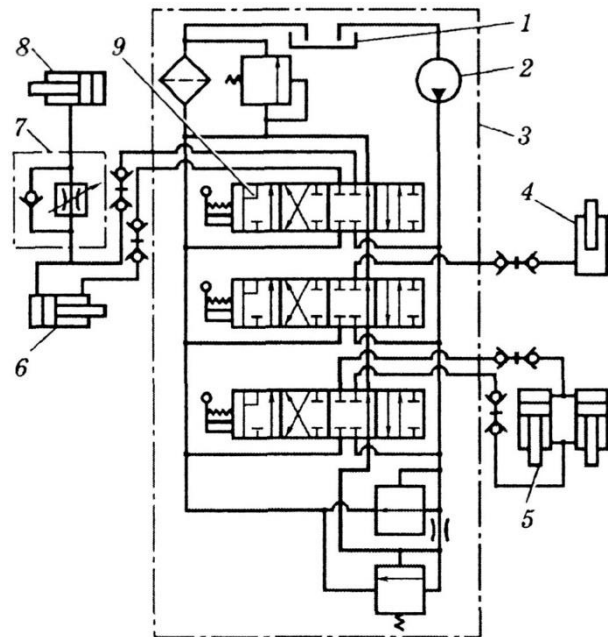


Рис. 9.8. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих органів і елементів механізмів коренезбиральної машини МКК-6:

- 1 – бак; 2 – насос; 3 – гідросистема трактора;
- 4 – гідроциліндр планетарного редуктора;
- 5 – гідроциліндри завантажувального конвеєра;
- 6 – гідроциліндр піднімання і опускання копір-водіїв;
- 7 – сповільнювальний клапан;
- 8 – гідроциліндр піднімання і опускання копачів;
- 9 – секція розподільника

«Опускання». Для примусового опускання виконуючих органів важелі розподільника треба утримувати рукою до закінчення операції.

Після повного опускання виконуючих органів важелі, що керують гідроциліндрами 2, 3 і 8 (рис. 9.9), необхідно повертати в позицію «Нейтральне», а важіль, що керує гідроциліндром 6, – в «Плаваюче».

Гідроциліндрами підгрібальних щитків і верхньої рами завантажувального конвеєра керують одним важелем розподільника. Для цього передбачено спеціальний клапан керування 7 з педаллю. При керуванні гідроциліндрами 8 клапан 7 потрібно натиснути вниз. При цьому перекривається подача оливи до гідроциліндрів 3, а при переведенні важеля розподільника в позицію «Піднімання» або «Опускання» відбувається закривання чи відкривання щитків.

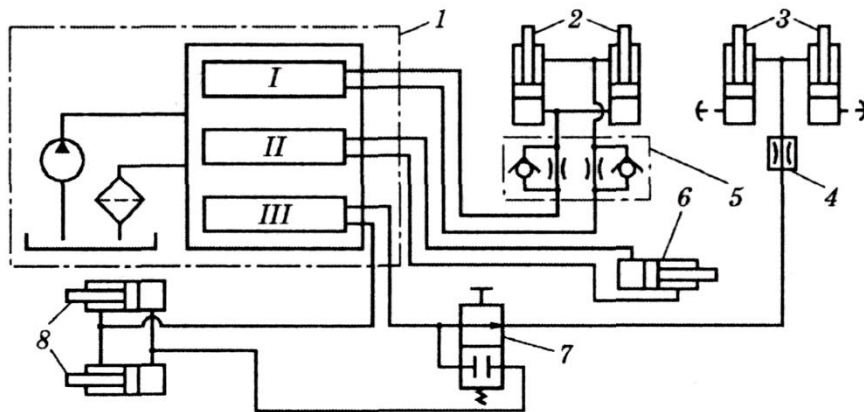


Рис. 9.9. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих і транспортувальних органів буряконавантажувача СПС-4,2А:

1 – гідросистема трактора МТЗ-80/80Л; 2– гідроциліндри піднімання і опускання нижньої рухомої рами завантажувального конвеєра; 3 – гідроциліндри керування верхньою рамою завантажувального конвеєра; 4 – дросель; 5 – сповільнювальний клапан; 6 – гідроциліндр піднімання і опускання живильника; 7 – клапан керування; 8 – гідроциліндри керування положенням шдгрібальних щитків; I, II, III – золотники розподільника

Для керування положенням гідроциліндрів верхньої рами завантажувального транспортера педаль клапана 7 необхідно відпустити (клапан повернеться у вихідне положення). Олива від розподільника надійде під тиском у штокові порожнини гідроциліндрів 3. При положенні важеля «Плаваюче» олива надходить на злив.

Під час керування гідроциліндром 6 живильника використовують положення важеля «Піднімання» та «Плаваюче».

Гідропривод грабельного апарата буряконавантажувача СПС-4,2А-02 призначений для керування бічними гідроциліндрами, які забезпечують

піднімання і розворот грабелів при подачі вороху коренеплодів, а також центральними гідроциліндрами, що забезпечують піднімання та опускання грабельного апарата.

Гідропривод має автономну насосну станцію, два бічні та два центральні поршневі гідроциліндри двобічної дії.

Насосна станція складається із бака з фільтром і його запобіжним клапаном, шестеренного насоса НШ-50-2Л, розподільника Р-80-2/1-444 та комплекту трубопроводів. Використовувати іншу марку розподільника не допускається.

Буряконавантажувач має ще такі гідроприводи: ходозменшувача ГХУ-02М, автоматичного регулятора завантажування (для СПС-4,2А і СПС-4.2А-02).

Гідропривод рулонного прес-підбирача ПРП-1,6 призначений для піднімання та опускання підбирача, натягу пасів і зміни щільності пресування сіна, повернення рамки натяжного пристрою у вихідне положення після викидання рулону.

Гідропривод складається із гідросистеми прес-підбирача і гідросистеми трактора 1 (рис. 9.10) класу 1,4.

Затвори 7 призначені для роз'єднання в процесі пресування порожнин гідроциліндрів, натягу пасів і гідросистеми трактора. Затвор складається з відсічного 6 і зворотного 8 клапанів, запірними елементами яких є кульки.

Відсічний клапан відкривається за тиску оливи понад 0,6 МПа, а зворотний – за значно меншого.

Регулятор тиску 10 призначений для підтримування необхідного тиску в безштокових порожнинах гідроциліндрів 5. Він є комбінацією напірного 12 і зворотного клапанів із кульковими запірними елементами. Щільність пресування регулюють зміною зусилля стискання пружини напірного клапана

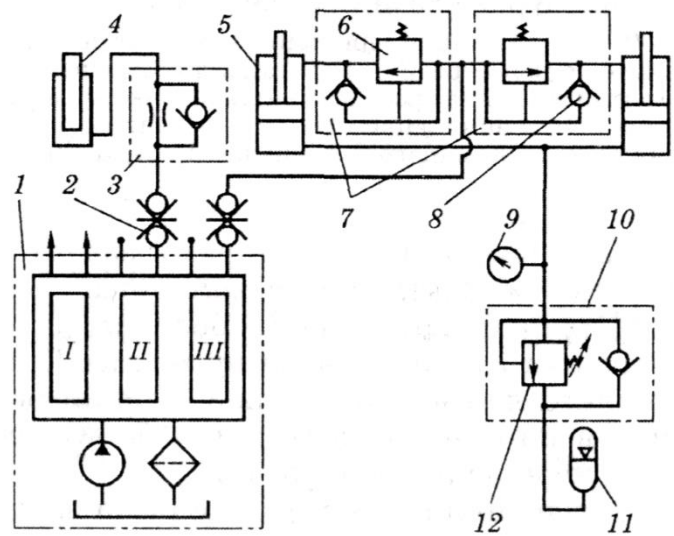


Рис. 9.10. Принципова схема гідроприводу рулонного преса-підбирача ПРП-1,6:

- 1 – гідросистема трактора; 2 – розривна муфта; 3 – сповільнювальний клапан; 4 – плунжерний циліндр піднімання і опускання підбирача; 5 – поршневі гідроциліндри натягу пасів; 6 – відсічний клапан; 7 – затвори; 8 – зворотний клапан;
- 9 – манометр; 10 – регулятор тиску; 11 – пневмогідроакумулятор; 12 – напірний клапан; I, II, III – золотники розподільника

(маховичком). При пресуванні з максимальною щільністю покази манометра 9 на повинні перевищувати 4 - 5 МПа.

Пневмогідроакумулятор 11 – це місткість (труба колісного ходу підбирача) з вентилем повітряної зарядки (0,6 - 0,8 МПа) і штуцером регулятора тиску. В трубі є отвір для контролю рівня оливи. Для його заправлення потрібно 22 л оливи.

Гідропривод повернення рамки натяжного пристрою пресувальних пасів працює так. Золотник *III* тракторного розподільника встановлюють в положення «Плаваюче». Перед початком формування рулонів гідроциліндри 5 з висунутими штоками натягують паси завдяки тиску оливи в пневмогідроакумуляторі 11.

Під час пресування рулону штоки втягуються і олива, що витискується із безштокових порожнин, надходить через напірний клапан 12 до гідроакумулятора, підвищуючи в ньому тиск. У штокових порожнинах гідроциліндрів створюється розрідження. Після викидання рулону із пресувальної камери пресувальні паси не натягнуті. Тиск у безштокових порожнинах зменшується і напірний клапан 12 закривається. Олива, що знаходиться під тиском в пневмогідроакумуляторі, через зворотний клапан регулятора тиску надходить у поршневі порожнини гідроциліндрів, штоки яких повертають рамку пресувальних пасів у вихідне положення.

Для послаблення натягу пресувальних пасів при проведенні технічного обслуговування або усуненні несправностей золотник *III* тракторного розподільника встановлюють у робоче положення. Олива, долаючи опір пружини від січного клапана затвора та опір поршнів, на які діє тиск зарядки пневмогідроакумулятора, переміщує штоки гідроциліндрів, послаблюючи натяг пасів.

При переведенні золотника *III* тракторного розподільника в положення «Плаваюче» тиск в штокових порожнинах гідроциліндрів падає. Олива, що знаходиться під тиском в пневмогідроакумуляторі, переміщує штоки гідроциліндрів у вихідне положення, які попередньо натягують паси. При цьому олива із штокових порожнин гідроциліндрів через зворотні клапани затворів 7 витісняється у бак гідросистеми трактора.

Варіатор складається із шківів барабана і контрприводу з рухомими і нерухомими дисками, клинового паса та гідроциліндрів з підпірними клапанами. Частоту обертання регулюють розподільником основного гідроприводу.

Штоки 4 і 16 (рис. 9.12) гідроциліндрів нагвинчені на вали 12 і 22 відповідно барабана та контрприводу і обертаються разом з ними. Рухомими елементами гідроциліндрів в осьовому напрямку є гільзи 7 і 18. Вони також обертаються разом із штоками та переміщують рухомі диски шківів.

Між гільзами і штоками розміщені напрямні втулки, в які впираються гумові манжети 6 і 9. Переміщення втулок в осьовому напрямку обмежується з одного боку буртиком штока, а з іншого – пружним кільцем, встановленим у виточці гільзи. Гідроциліндри мають підпірні клапани 3 і 15, з'єднані зі штоками циліндрів через рухоме з'єднання 5.

Принцип дії такого гідроприводу наступний. Коли золотник секції 26 розподільника 24 перебуває в нейтральному положенні, запірні клапани гідрозамка 25 перекривають весь гідропривод. При цьому вихід оливи з робочих порожнин 8 і 17 гідроциліндрів перекривається штоками 2 і 14 підпірних клапанів.

За переміщення золотника секції розподільника в бік зменшення частоти обертання барабана олива, що подається насосом 28, надходить в підпірний клапан (див. рис. 9.12, в), а далі в порожнину 8. Гільза 7 переміщує рухомий диск 10 і витискує пас 11. Під дією сили натягу паса рухомий диск 21 шківів контрприводу переміщується вправо. При цьому через стяжні болти 20 і тарілку 19 зміщується вправо і гільза 18, витискуючи з порожнини 17 оливу до підпірного клапана 15. З нього олива зливатиметься (див. рис. 9.12, б) через розподільник і фільтр 27 (див. рис. 9.12, а) в бак 30 лише тоді, коли тиск в ньому стане достатнім для подолання зусилля пружини 13. Зусилля пружини можна регулювати. Цим забезпечується заданий натяг паса. При переміщенні золотника секції розподільника в бік збільшення частоти обертання барабана процес повториться в зворотному напрямку.

Гідропривод керування положенням робочих органів і елементів механізмів зернозбирального комбайна серії «Дон-1500» призначений для: піднімання і опускання жатної частини; переміщення мотовила в горизонтальному і вертикальному напрямках; повертання робочих органів жатної частини у зворотному напрямку; вмикання і вимикання робочих органів молотарки та вивантажувальних шнеків бункера; переведення вивантажувального похилого шнека в робоче і транспортне положення; зміни частоти обертання мотовила і молотильного барабана; закривання клапана копнувача і відкривання заскочки клапана копнувача; вмикання і вимикання вібраційної установки.

Принципову схему такого гідроприводу наведено на рис. 9.13. Насос гідроприводу – шестеренний НШ-32-3 з робочим об’ємом 31,7 см³, об’ємною подачею 55,6 л/хв і номінальним тиском 16 МПа. Запобіжно-переливний клапан обмежує максимальний тиск у гідроприводі 12,5 МПа. Бак місткістю 25 л.

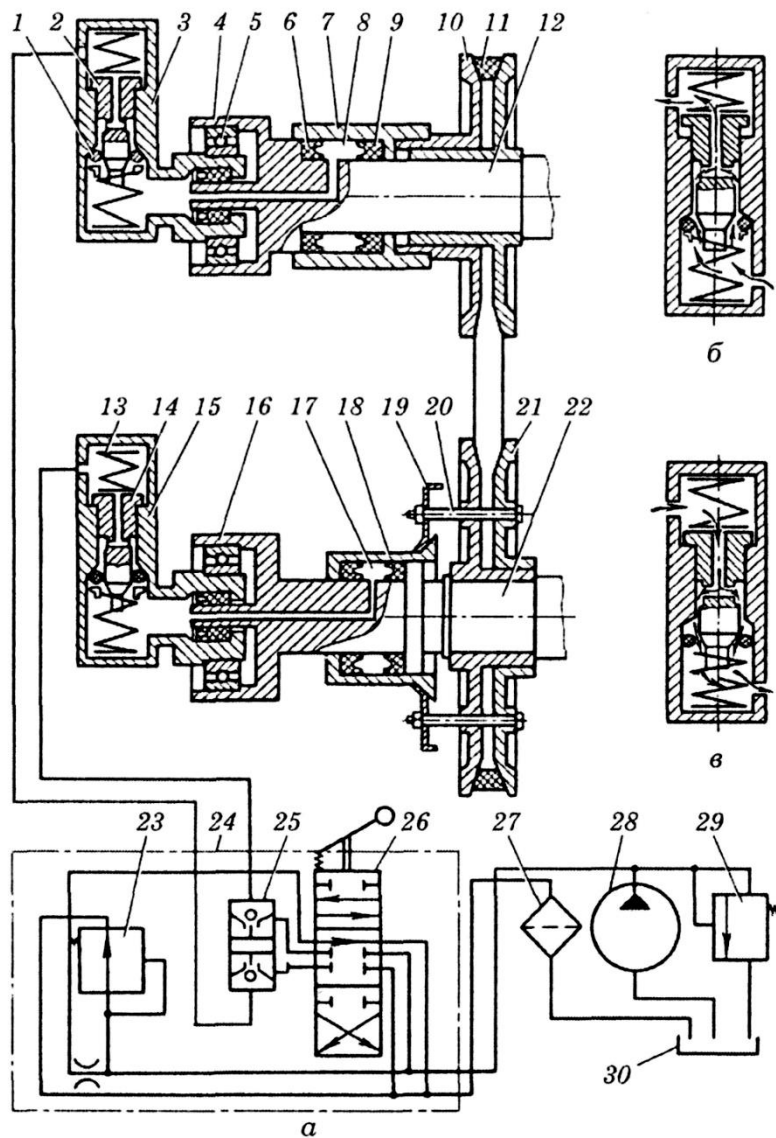


Рис. 9.12. Схема гідроприводу рухомого диска шківів варіатора молотильного барабана комбайна СК – 5М «Нива»:

а – схема гідроприводу; б– зливання оливи з підпінного клапана; в – нагнітання оливи через підпінний клапан; 1 – гумове кільце; 2 і 14 – штоки клапанів; 3 і 15 – підпінні клапани; 4 і 16 – штоки гідроциліндрів; 5 – рухоме з’єднання підпінного клапана і штока гідроциліндра; 6 і 9 – гумові манжети; 7 і 18 – гільзи; 8 і 17 – порожнини гідроциліндрів; 10 – рухомий диск шківів барабана; 11 – клиновий пас; 12 – вал барабана; 13 – пружина; 19 – тарілки; 20 – стяжний болт; 21 – рухомий диск шківів контрприводу; 22 – вал контрприводу; 23 – переливна секція; 24 – розподільник; 25 – гідрозамок; 26 – секція розподільника; 27 – фільтр; 28 – насос; 29 – запобіжний клапан; 30 – бак

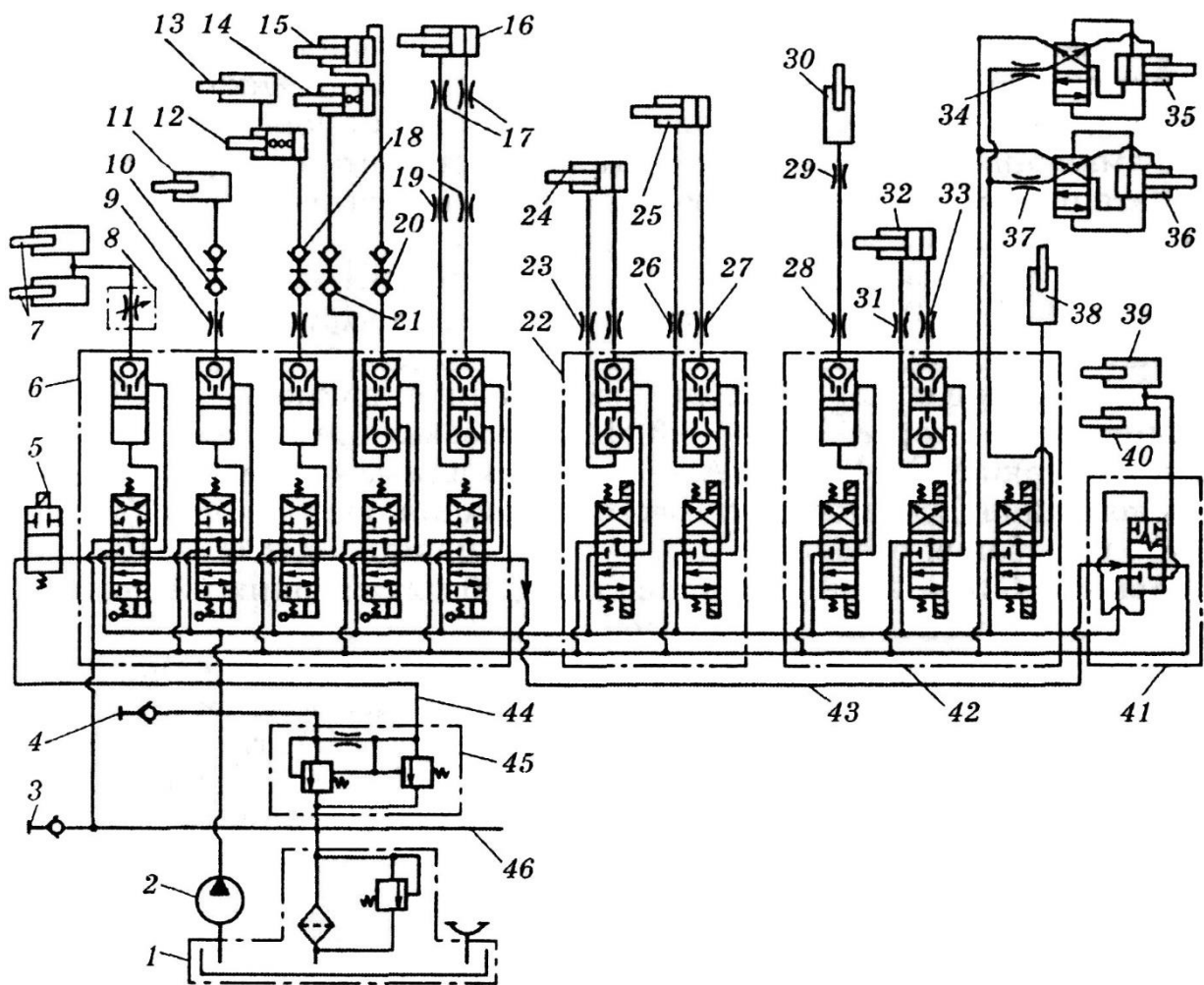


Рис. 9.13. Принципова схема основного гідроприводу комбайна «Дон-1500»:

1 – бак; 2 – насос; 3 і 4 – півмуфти; 5 – гідроклапан з електромагнітним керуванням; 6 – розподільник з ручним керуванням; 7 – гідроциліндри піднімання і опускання жатної частини; 8 – дроселювальний регульований клапан; 9, 17, 19, 23, 26, 27, 28, 29, 31, 33, 34 і 37 – дроселі нерегульовані; 10, 18, 20 і 21 – з'єднувальні муфти; 11 – гідроциліндр варіатора мотовила; 12 і 13 – гідроциліндри вертикального переміщення мотовила; 14 і 15 – гідроциліндри горизонтального переміщення мотовила; 16 – гідроциліндр механізму вмикання і вимикання робочих органів молотарки; 22 – двосекційний гідророзподільник з електрогідролічним керуванням; 24 – гідроциліндр реверса жатної частини; 25 – гідроциліндр механізму вмикання і вимикання вивантажувальних шнеків бункера; 30 – гідроциліндр варіатора молотильного барабана; 32 – гідроциліндр повороту вивантажувального похилого шнека бункера; 35 і 36 – вібратори бункера; 38 – гідроциліндр відкриття заскочки клапана копнувача; 39 і 40 – гідроциліндри закриття клапана копнувача; 41 – розподільник керування копнувачем; 42 – трисекційний гідророзподільник з електрогідролічним керуванням; 43 і 44 – трубопроводи лінії гідроприводу рульового керування; 45 – запобіжно-переливний клапан; 46 – трубопровід лінії гідроприводу рульового керування

Гідропривод керування положенням робочих органів та елементів механізмів (основний) зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» (рис. 9.14) призначений для: піднімання та опускання жатної частини і мотовила; зміни частоти обертання молотильного барабана, мотовила і вентилятора очистки; горизонтального переміщення мотовила; повороту вивантажувального шнека; вмикання і вимикання муфти зчеплення дизеля приводу молотарки; вмикання і вимикання приводу вивантажувального шнека і виконуючих органів жатної частини; реверсування виконуючих органів жатної частини; відкривання і закривання клапана копнува-ча; вмикання і вимикання вібраторів зернового бункера. За комплектації комбайна подрібнювачем гідропривод забезпечує роботу автозчіпки візка з комбайном.

Насос гідроприводу (*H2*) – шестеренний НШ-32-3Л має об'ємну подачу 59 л/хв. Розподільники РЕ-63 – з електромагнітним керуванням трипозиційні.

Тиск оливи в гідроприводі: номінальний (високий) – 16 МПа; номінальний (середній) – 6,3 МПа; розвантаження – 0,4 МПа. Олива марки МГЕ-46В або А – однакова для всіх трьох гідроприводів комбайна (основний, рульового керування, ведучих коліс). Місткість гідробаків: основного (*B3*) – 33 л; підпірного (*B1*) – 12 л; заправного (*B2*) – 25 л. Гідропривод має 10 плунжерних і 8 поршневих гідроциліндрів та два вібратори.

Основний гідропривод складається із двох блоків гідроапаратури *A2* і *A3* (рис. 9.14), насоса *H2* (зблокованого з насосом *H3* гідроприводу рульового керування), напірного фільтра *ФН1*, гідроциліндрів *Ц1 - Ц12*, гідродроселів *ДЕ*, двох вібраторів *B1* і *B2*, гідробаків *B1*, *B2* і *B3* та системи гідропроводів (гідроліній). На рис. 9.14 показано канали: *P* – підведення оливи під тиском; *T* – зливні; *A* і *B* – підведення і відведення оливи від гідроциліндрів.

Принцип роботи гідроприводу такий, що за всіх режимів його роботи витрачається мінімум енергії. Це досягається завдяки дворівневному запобіжному клапану *K3* (рис. 9.15) і трипозиційному розподільнику з електромагнітним керуванням *P15*, які забезпечують три режими роботи гідроприводу: розвантаження; середнього тиску; високого тиску.

Гідроциліндри працюють за тисків двох рівнів: за високого тиску (поворот вивантажувального шнека, піднімання жатної частини, а також горизонтального і вертикального переміщення мотовила) і за середнього (всі інші гідроциліндри).

За режиму розвантаження електромагніти *УА15* та *УВ15* розподільника *P15* перебувають у знеструмленому стані. Золотник розподільника знаходиться в середньому положенні і сполучає лінії *x* та *y* клапана *K3* із зливом. Запірний елемент клапана *K3* під дією тиску рідини опущений вниз. Між каналами *A* і *T* через утворене вікно виникає циркуляція оливи з мінімальним тиском, чим забезпечується режим розвантаження.

Режим середнього тиску забезпечується вмиканням електромагніту *УВ15*, що сполучає лінію *y* клапана *K3* зі входом клапана *K2*, який налагоджений на тиск 6,3 МПа. Тиск під запірним елементом клапана *K3* вирівнюється і клапан *K3* закривається.

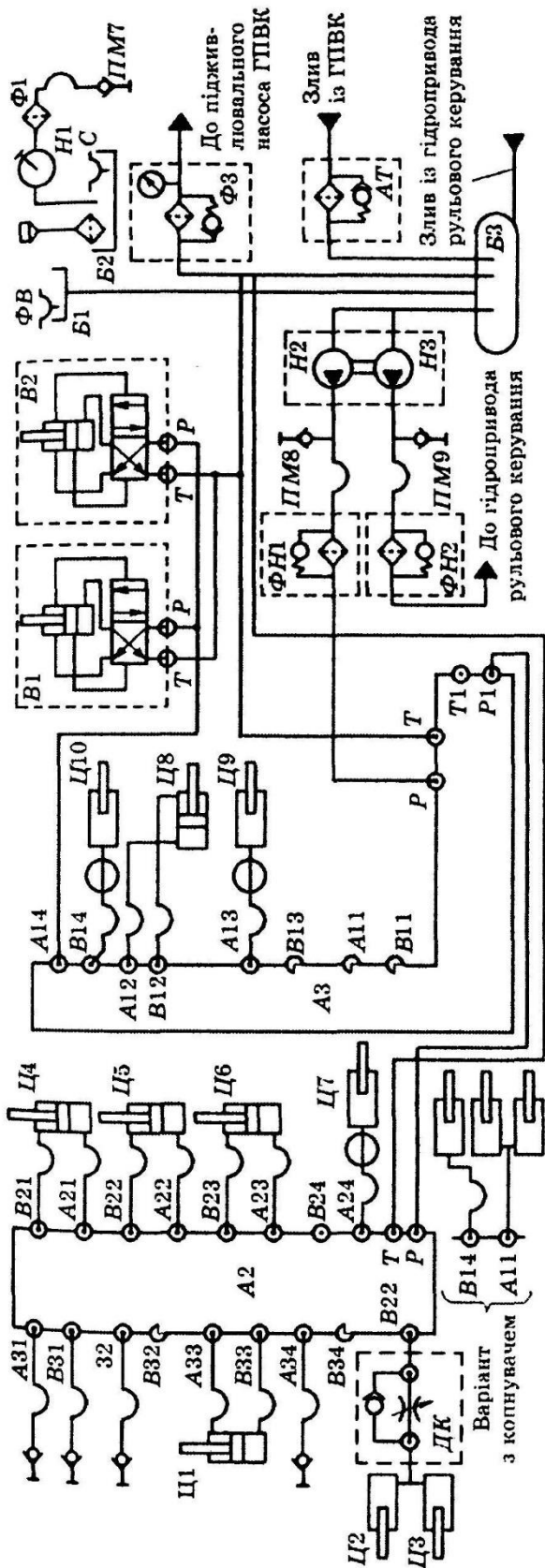


Рис. 9.14. Принципова схема основного гідропривода комбайна КЗС-9-1 "Славутич"

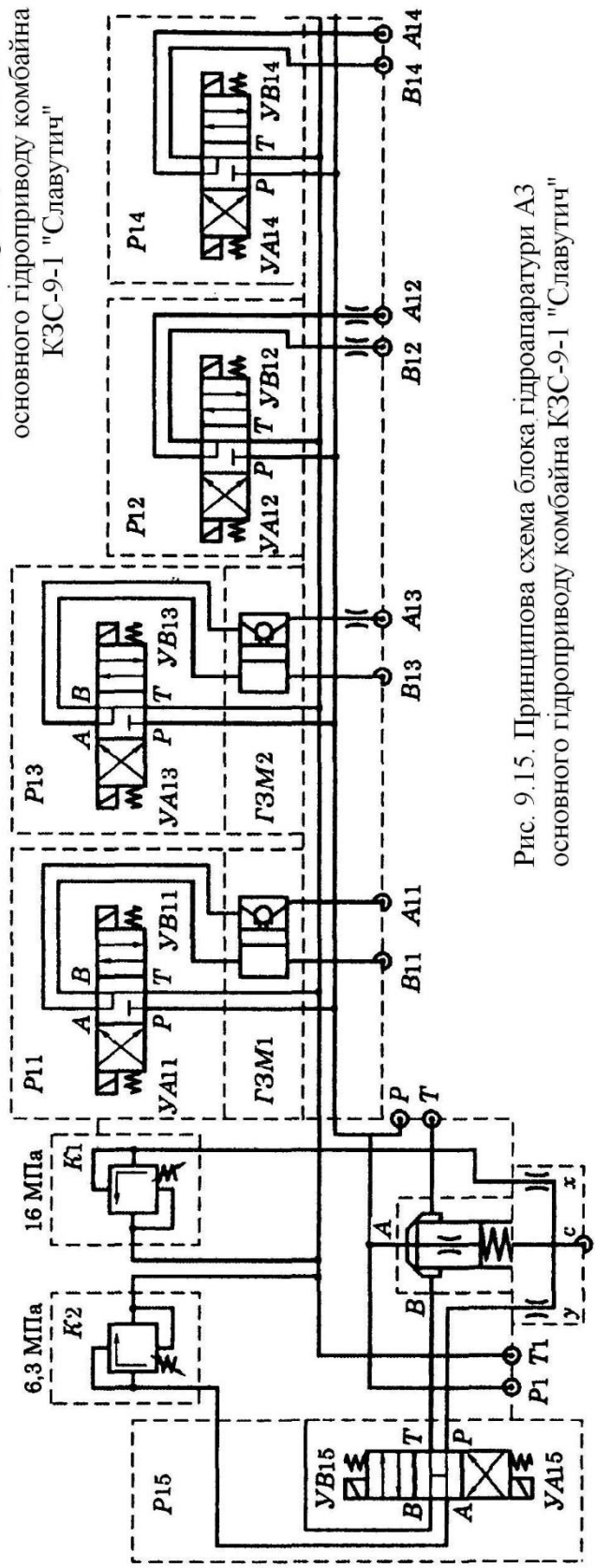


Рис. 9.15. Принципова схема блока гідроапаратури АЗ основного гідропривода комбайна КЗС-9-1 "Славутич"

При підвищенні тиску в лінії до 6,3 МПа клапан $K2$ відкривається і надлишок оливи під тиском надходить спочатку у канал B і згодом крізь проточку в канал T . Режим високого тиску забезпечується вмиканням електромагніту $УА15$, який вимкне з роботи клапан $K2$, сполучивши його вхід з каналом зливу T . Клапан $K1$, налагоджений на тиск 16 МПа, почне відстежувати підвищений тиск після вимкнення клапана $K2$. При підвищенні тиску в лінії до 16 МПа клапан $K1$ відкриється, пропустить оливу на злив в канал T . Клапан $K3$ в цей час закритий. Режим високого тиску (16 МПа) при вмиканні задіюють тільки в роботу найбільш навантажених споживачів.

Щоб запустити в роботу виконуючий орган комбайна, що працює за високого тиску, потрібно спочатку подати струм на електромагніт $УА15$, який забезпечує тиск в гідролінії в межах 16 МПа, а потім подати струм на електромагніт, що вмикає подачу оливи під тиском в певний гідроциліндр виконуючого органа.

В табл. 9.1 наведено обмотки електромагнітів розподільників, що вмикаються для виконання певної функції, зазначеної у графі «Виконувана функція» тим чи іншим виконуючим органом. Наприклад, функція піднімання жатної частини потребує максимальної подачі оливи в режимі 16 МПа. Тому потрібно ввімкнути обмотки $УА15$ і $УА25$, що забезпечують подачу оливи за високого тиску в циліндри жатної частини $Ц2$ і $Ц3$.

Принципову схему блока гідроапаратури $A2$ основного гідроприводу наведено на рис. 9.16.

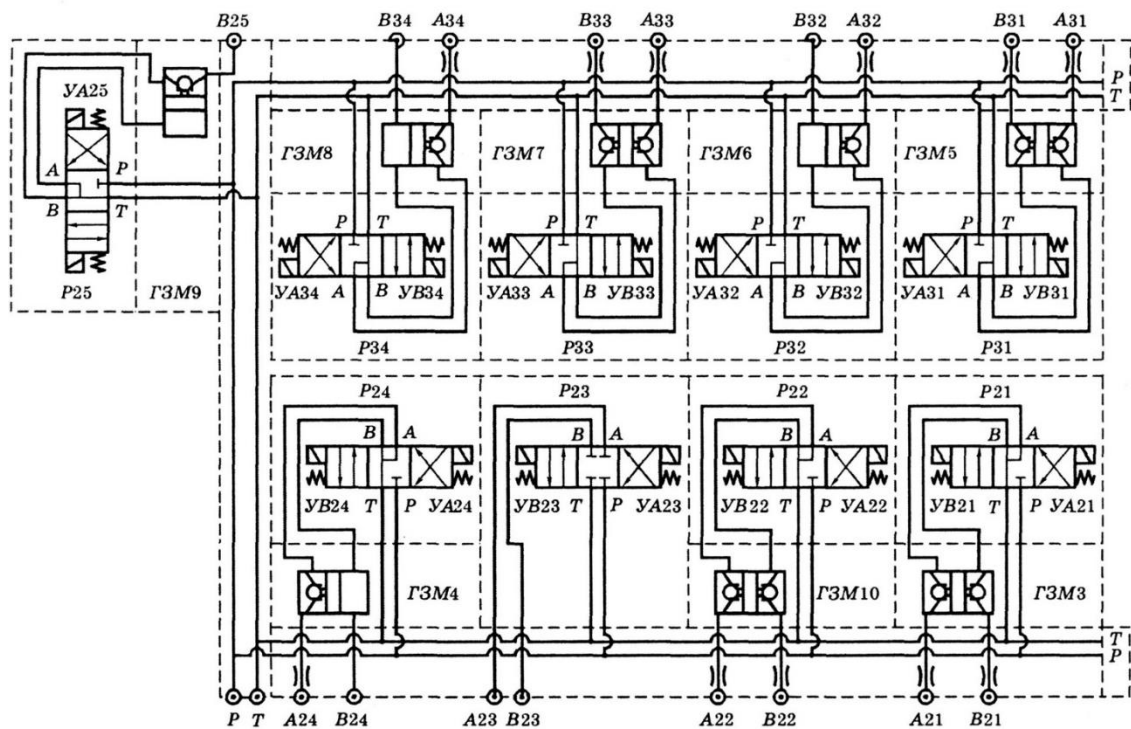


Рис. 9.16. Принципова схема блока гідроапаратури $A2$ основного гідроприводу комбайна $K3C-9-1$ «Славутич»

Таблиця 9.1. Функції основного гідроприводу комбайна КЗС-9-1 «Славутич»

Виконувана функція	Позначення ввімкненого електромагніта	Гідродвигун
Піднімання жатної частини	УА25, УА15	Ц2, Ц3
Опускання жатної частини	УВ25, УВ15	Ц2, Ц3
Поворот вивантажувального шнека в робоче положення	УА33, УА15	Ц1
Поворот вивантажувального шнека в транспортне положення	УВ33, УА15	Ц1
Піднімання мотовила	УВ34, УА15	Ц1', Ц2'
Опускання мотовила	УА34, УВ15	Ц1', Ц2'
Винос мотовила вперед	УА31, УВ15	Ц3', Ц4'
Винос мотовила назад	УВ31, УА15	Ц3', Ц4'
Збільшення частоти обертання мотовила	УВ32, УВ15	Ц5'
Зменшення частоти обертання мотовила	УА32, УВ15	Ц5'
Вмикання приводу вивантажувального шнека	УВ21, УВ15	Ц4
Вимикання приводу вивантажувального шнека	УВ21, УВ15	Ц4
Вмикання приводу жатної частини	УВ22, УВ15	Ц5
Вимикання приводу жатної частини	УА22, УВ15	Ц5
Прямий хід реверса жатної частини	УВ23, УВ15	Ц6
Зворотний хід реверса жатної частини	УА23, УВ15	Ц6
Збільшення частоти обертання молотильного барабана	УВ24, УВ15	Ц7
Зменшення частоти обертання молотильного барабана	УА24, УВ15	Ц7
Вимикання муфти зчеплення дизеля	УА12, УВ15	Ц8
Збільшення частоти обертання вентилятора	УВ13, УВ15	Ц9
Зменшення частоти обертання вентилятора	УВ13, УВ15	Ц9
Вмикання вібраторів бункера	УВ14, УВ15	В1, В2
Вимикання розблокування зчіпки	УА14, УВ15	Ц10
Відкривання клапана копнувача	УА11, УА14, УВ15	Ц10, Ц11, Ц12
Закривання клапана копнувача	УВ11, УВ15	Ц11, Ц12

9.4. Гідропривод системи «Load-Sensing»

У дослівному перекладі з англійської Load-Sensing – означає чутливий до навантаження.

Під час роботи машини постійно змінюється кількість споживачів у системі гідроприводу. Для забезпечення одночасної роботи декількох споживачів, насос повинен мати відповідну продуктивність. Найпростіший шлях вирішення цієї задачі, що реалізований на більшості вітчизняних сільськогосподарських машин – це застосування насоса, що має постійну продуктивність, розраховану на максимально можливу кількість споживачів. Недоліком такої системи є те, що більшу частину робочого часу насос працює вхолосту, а робоча рідина без потреби перекачується магістралями і передчасно втрачає свої властивості.

Прогресивною в цьому сенсі є гідроприводи системи «Load-Sensing» (див. рис. 9.17), у яких продуктивність насоса змінюється в залежності від кількості споживачів, задіяних в конкретний момент часу.

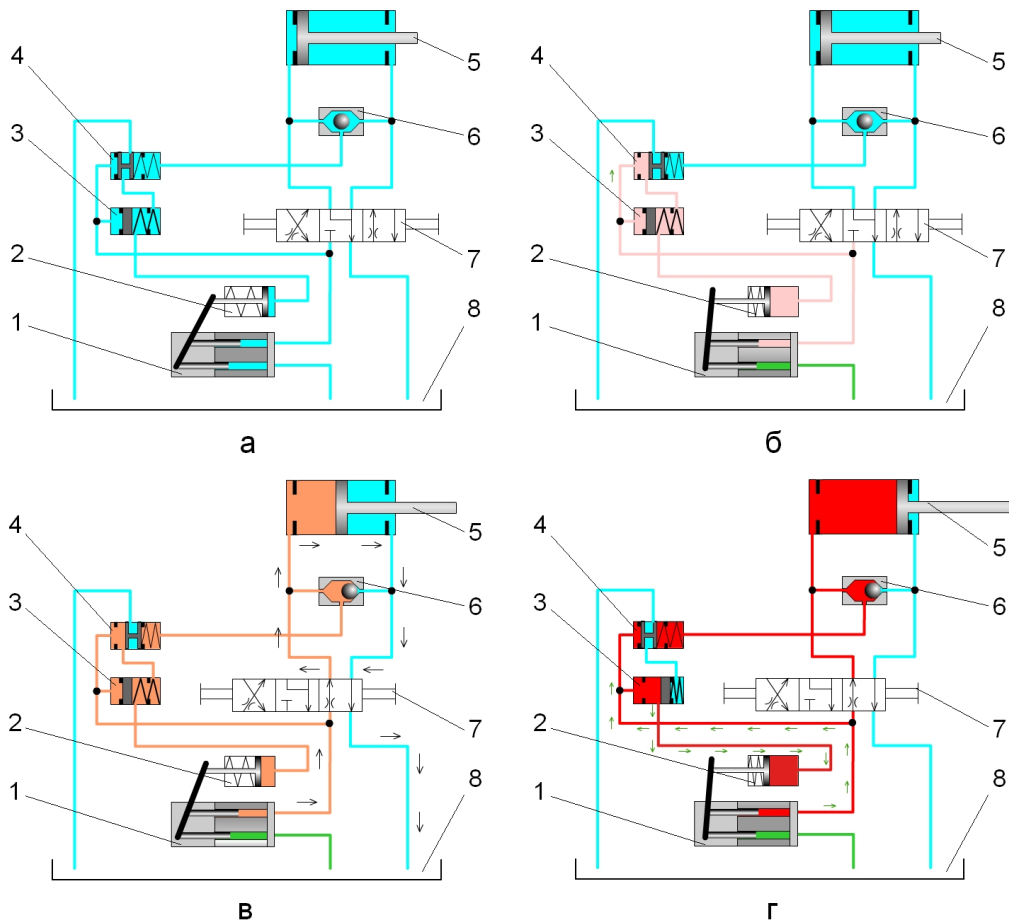


Рис. 9.17. Принцип дії системи «Load-Sensing»:

а – положення спокою, *б* – положення готовності до роботи; *в* – робоче положення; *г* – обмеження тиску; 1 – насос; 2 – циліндр сервокерування; 3 – клапан високого тиску; 4 – компенсаторний клапан; 5 – споживач; 6 – перемикаючий клапан; 7 – розподільник; 8 – резервуар

Система працює за чотирма режимами: стан спокою, стан готовності до роботи, робоче положення і обмеження тиску.

Положення спокою (див. рис. 9.17, а). При вимкненому приводі регульований насос 1 знаходиться в положенні максимальної подачі. Керовані золотники клапана високого тиску 3 і компенсаційного клапана 4 силою пружин утримуються у вихідній позиції. Циліндр сервокерування 2 сполучений в цьому випадку зі зливом.

Положення готовності до роботи (див. рис. 9.17, б). При ввімкненні приводу, насос 1 здійснює подачу потоку і створює тиск, що підпирає закритий розподільник 7, клапан високого тиску 3 і компенсаційний клапан 4. Оскільки опір пружини компенсаційного клапана 4 є мінімальним, його золотник зміщується, відкриваючи з'єднання лінії тиску з циліндром сервокерування 2, який переводить насос 1 в положення мінімальної подачі, яка необхідна для підтримки тиску готовності насоса до роботи, компенсуючи внутрішні втрати. Тиск готовності залежить від сили, створюваної пружиною компенсаційного клапана 4.

Робоче положення (див. рис. 9.17, в). При управлінні споживача 5 розподільником 7 відбувається подача сигналу управління через перемикаючий клапан 6 до компенсаційного клапана 4. В результаті однакового тиску з обох боків, пружина зміщує золотник компенсаційного клапана 4 вліво, скидаючи цим самим тиск в циліндрі сервокерування 2, що встановлює насос 1 на подачу потоку. Зростаючий потік приводить до підвищення тиску перед дроселем розподільника 7 і переміщує золотник компенсаційного клапана 4 в позицію регулювання. Продуктивність насоса 1 приводиться у відповідність з потребою споживача.

Обмеження тиску (див. рис. 9.17, г). Механічне обмеження споживача 5 може привести до зростання тиску до безкінечності. Клапан високого тиску 3 обмежує продуктивність насоса 1, захищаючи гідравлічну систему від пошкоджень.

Максимально допустимий тиск переміщує золотник 3, долаючи опір пружини, вправо, сполучаючи тим самим лінію тиску з циліндром сервокерування 2. Високий тиск в системі впливає на циліндр сервокерування 2, який встановлює насос 1 в положення мінімальної подачі.

У гідроприводах системи «Load-Sensing» використовуються регульовані аксіально-поршневі гідронасоси, які в залежності від стану системи, працюють наступним чином (див. рис. 9.18).

Стан готовності до роботи (див. рис. 9.18, а). При вимкнених споживачах поршень циліндра сервокерування 6 розвантажений. Пружина 7 встановлює нахил поворотної шайби 8 насоса на максимальний кут нахилу, а отже, і на максимальну подачу. При ввімкненні приводу насос працює з максимальною продуктивністю, створюючи тиск в каналі 9 системи за найкоротший час. Цим тиском зрушується золотник 4 компенсаційного клапана 3, стискаючи пружину 1 і підпирається поршень циліндра сервокерування 6.

Поворотна шайба 8 насоса приймає положення мінімального кута нахилу, що необхідний для підтримання в системі тиску для утримання пружини 1.

Зміна положення поворотної шайби (див. рис. 9.18, б). За умови створення в каналі 2 тиску сигналу керування, золотник 4 переміщується вправо і з'єднує порожнину циліндра сервокерування 6 зі зливом. Пружина 7 виштовхує оливу з порожнини циліндра сервокерування 6, і поворотна шайба 8 насоса нахилиється, збільшуючи продуктивність насоса.

Стабільна продуктивність (див. рис. 9.18, в). Як тільки тиск в каналі 9 гідросистеми досягне значення, рівного сумі тисків сигналу керування в каналі 2 і тиску, що створюється пружиною 1, золотник 4 компенсаційного клапана 3 повертається в урівноважене положення. Тиск на поршень циліндра сервокерування 6 підтримується на рівні, необхідному для протидії пружині 7. Завдяки цьому, поворотна шайба 8 утримується в стабільному положенні, і забезпечується створення стабільної продуктивності.

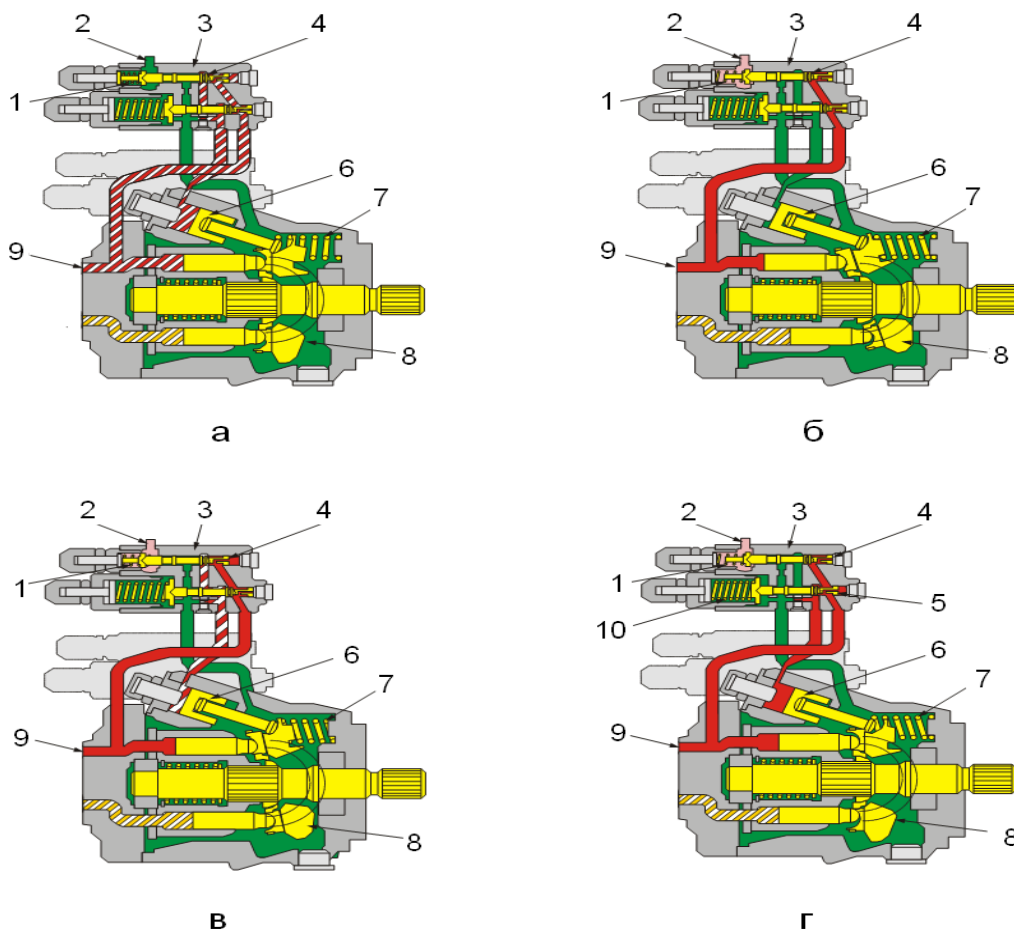


Рис. 9.18. Принцип дії насоса системи «Load-Sensing»:

а – у стані готовності до роботи; *б* – при зміні положення поворотної шайби; *в* – при забезпеченні стабільної продуктивності; *г* – в режимі обмеження тиску; 1 – пружина; 2 – канал керування; 3 – компенсаційний клапан; 4 – золотник компенсаційного клапана; 5 – золотник клапана високого тиску; 6 – циліндр сервокерування; 7 – пружина; 8 – поворотна шайба; 9 – канал гідросистеми; 10 – пружина

Режим обмеження тиску (див. рис. 9.18, з). При досягненні тиском у каналі 9 максимально допустимого значення, компенсаційний клапан 3 прагне утримати великий кут нахилу поворотної шайби 8 насоса. В цьому випадку, золотник клапана високого тиску 5 зрушується, стискаючи пружину 10, і підводить високий тиск з каналу 9 до поршня циліндра сервокерування 6. Нахил поворотної шайби 8 швидко зменшується до мінімального кута, що забезпечує створення потоку, необхідного для компенсації внутрішніх витоків.

На рис. 9.19 зображено принципову схему гідроприводу прес-підбирача «Quadrant 2100» німецької фірми «CLAAS», в якій застосована система «Load-Sensing».

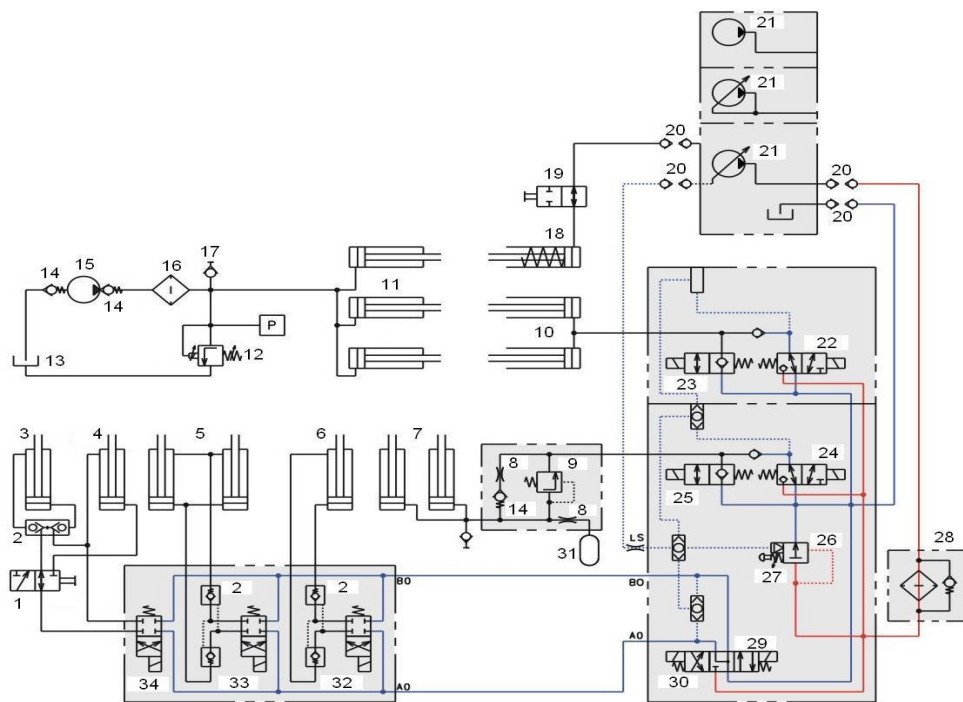


Рис. 9.19. Принципова схема гідроприводу прес-підбирача «Quadrant 2100»

1 – кран перемикання функцій підйом лотка тюків / виштовхувач тюків; 2 – зворотний клапан гідрозамка; 3 – гідроциліндр підйому лотка тюків; 4 – гідроциліндр виштовхувача тюків; 5 – гідроциліндри рами різання; 6 – гідроциліндр ножів ROTOCUT; 7 – гідроциліндри підбирача; 8 – жиклер; 9 – клапан обмеження тиску; 10 – гідроциліндри блокування напрямної осі; 11 – гідроциліндри пресувального каналу; 12 – електромеханічний клапан пресування; 13 – масляний бак; 14 – зворотний клапан; 15 – насос гідроприводу пресування; 16 – фільтр; 17 – точка для виміру параметрів гідроприводу блокування напрямної осі; 18 – гідроциліндр стоянкової опори; 19 – замочний кран стоянкової опори; 20 – швидкокороз’ємна муфта; 21 – насоси гідравлічної системи трактора; 22, 23 – електромеханічний клапан блокування напрямної осі; 24, 25 – електромеханічний клапан підйом / опускання підбирача; 26 – регулятор тиску; 27 – клапан вибору гідросистеми; 28 – фільтр; 29, 30 – електромеханічний клапан; 31 – гідроаккумулятор розвантаження підбирача; 32 – електромеханічний клапан ножів ROTOCUT; 33 – електромеханічний клапан рами різання; 34 – електромеханічний клапан підйом лотка тюків / виштовхувач тюків

9.5. Гідроприводи активних робочих органів

Гідроприводи активних робочих органів забезпечують передачу енергії до робочих чи транспортувальних органів сільськогосподарської машини, необхідну для виконання безперервного або циклічно повторюваного процесу. За видом руху виконуючого механізму привід таких органів може бути обертальним (привід розкидального диска, транспортерів тощо), зворотно-поступальним (привід ковша грейферного навантажувача, кидача паків тощо) або поворотним (привід ножів проріджувача цукрових буряків ПСА-2,7).

Гідропривод розкидача мінеральних добрив КСА-3 призначений для приводу розкидального відцентрового диска і керування гідроциліндром вмикання приводу транспортера, що подає добрива на диск. Розкидач начіпний, змонтований на автомобілі ЗИЛ-ММЗ-555.

При вмиканні розподільника автомобіля робоча рідина від насоса по напірній лінії 5 (рис. 9.20) надходить до гідромотора 3, гідроциліндра 2 і до запірного клапана 4. При цьому диск починає обертатися, вмикається в роботу конвеєр і зливна лінія від гідромотора та гідроциліндра сполучається з баком автомобіля.

При вимиканні подачі рідини від насоса золотник клапана 4 під дією пружини займе вихідне положення, а гідромотор під дією інерційних сил диска нагнітатиме оливу в штокову порожнину гідроциліндра, вимикаючи цим самим привід транспортера.

Гідропривод основний самохідних картоплезбиральних комбайнів типу КСК-4 складається із гідроприводу активного виконуючого органу (гідроприводу вивантажувального транспортера) та керування положенням робочих органів і елементів механізмів: піднімання і опускання приймальної частини похилої секції вивантажувального транспортера, керування верхньою секцією цього транспортера, керування зчепленням дизеля.

Бак 5 (рис. 9.21) – спільний для обох гідроприводів (основного і рульового керування). В баку розміщено два фільтри 7 і 8 із запобіжними клапанами.

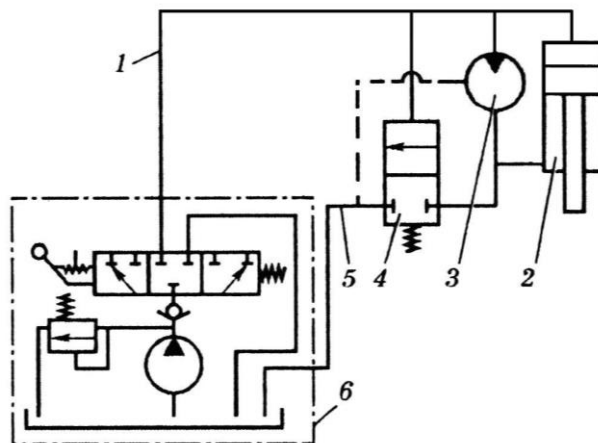


Рис. 9.20. Принципова схема гідроприводу розкидача мінеральних добрив КСА-3: 1 і 5 – гідропроводи (гідролінії); 2 – гідроциліндр вмикання приводу транспортера; 3 – гідромотор приводу розкидального диска; 4 – запірний клапан; 6 – гідросистема автомобіля

Фільтрувальні елементи фільтрів – паперові, першу заміну яких здійснюють після 60 год. роботи від початку експлуатації.

Насос 6 шестеренний НШ-32У розміщений на сталевому каркасі і приводиться в рух від колінчастого вала дизеля клинопасовою передачею (як і насос НШ-10Е гідроприводу рульового керування).

Для приводу вивантажувального конвеєра встановлено планетарний гідромотор 11 марки МГП-125. Крутний момент з вала гідромотора на ведучий вал конвеєра передається через ланцюгову передачу.

Гідропривод має п'ять поршневих гідроциліндрів двобічної дії. Керування гідроциліндрами здійснюється п'ятисекційним золотниковим розподільником 10 типу ГА-34000, який уніфікований з розподільниками машини КС-6Б.

Запобіжний клапан 9 непрямої дії типу ГА-33000 відрегульовано на тиск спрацювання 9 МПа (уніфікований з клапанами машин КПС-5Г, МКК-6, КС-6Б).

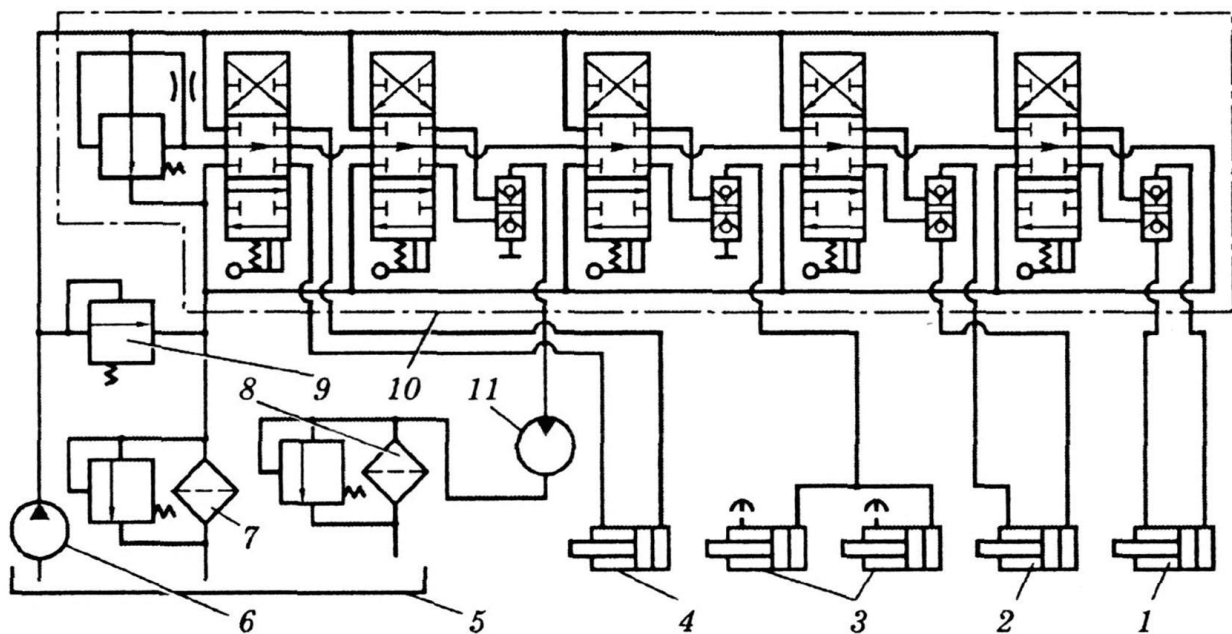


Рис. 9.21. Принципова схема основного гідроприводу самохідних машин типу КСК:

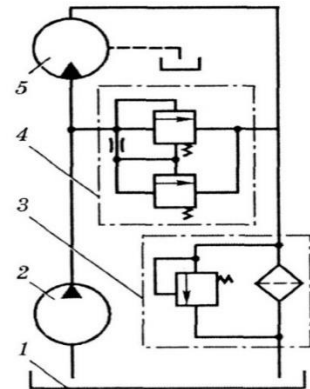
1 – гідроциліндр керування приймальною частиною; 2 – гідроциліндр керування похилою секцією вивантажувального конвеєра; 3 – гідроциліндри керування верхньою секцією вивантажувального конвеєра; 4 – гідроциліндр зчеплення дизеля; 5 – бак; 6 – насос; 7 і 8 – фільтри із запобіжними клапанами; 9 – запобіжний клапан гідроприводу; 10 – розподільник; 11 – гідромотор

Гідропривод вивантажувальних транспортерів кукурудозбирального комбайна КСКУ-6 призначений для приводу проміжного та вивантажувального транспортерів від одного гідромотора. Шестеренний насос 2 (рис. 9.22), що приводиться клинопасовою передачею від вала приводу жатки, подає потік

оливи до гідромотора 5, який перетворює гідравлічну енергію потоку оливи на механічну і через ланцюгову передачу приводить в дію конвеєри.

Рис. 9.22. Принципова схема гідроприводу вивантажувальних транспортерів кукурудзозбирального комбайна КСКУ-6:

- 1 – бак; 2 – шестеренний насос НШ-32-2;
- 3 – фільтр із запобіжним клапаном;
- 4 – запобіжний клапан непрямої дії типу ГА-34000Г;
- 5 – гідромотор ПМС-125 планетарного типу



Від перевантаження Гідропривод захищає запобіжний клапан непрямої дії 4, відрегульований на тиск спрацювання 10 МПа.

Очищається олива фільтром 3, вмонтованим у горловину бака 1. Коли фільтр засмічується, олива перепускається запобіжним клапаном, відрегульованим на тиск 0,3 МПа, в бак без очищення.

Гідропривод причіпного кукурудзозбирального комбайна ККП-3 «Херсонець 9» складається із гідроприводу активного виконуючого органа (приводу лебідки буксирного пристрою) та гідроприводів керування положенням робочих органів і елементів механізмів: піднімання і опускання комбайна в робоче і транспортне положення, переведення дефлектора труби подрібнювача в робоче і транспортне положення і розфіксування зчіпки візка качанів.

Гідропривод виконуючих органів комбайна здійснюється від гідросистеми трактора Т-150К. Функціональний зв'язок між гідропристроями гідроприводу показано на рис. 9.23.

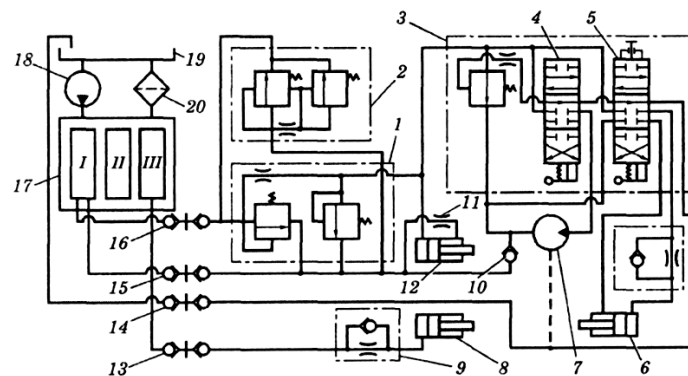


Рис. 9.23. Принципова схема гідроприводу причіпного кукурудзозбирального комбайна ККП-3 «Херсонець 9»:

- 1 – клапан витрати; 2 – запобіжний клапан; 3 – розподільник комбайна; 4, 5 – робочі секції розподільника комбайна; 6 – гідроциліндр дефлектора труби подрібнювача; 7 – планетарний гідромотор; 8 – гідроциліндр піднімання і опускання комбайна; 9 – сповільнювальний клапан; 10 – зворотний клапан; 11 – дросель; 12 – гідроциліндр розфіксації зчіпки візка; 13-16 – розривні гідромуфти; 17 – розподільник трактора; 18 – насос; 19 – бак; 20 – фільтр

Лебідка буксирного пристрою приводиться в дію гідромотором планетарного типу. Керування гідромотором здійснюється робочою секцією 4 розподільника 3 комбайна, яка під'єднана через клапан витрати 1 та розривну гідромуфту 16 до золотника 7 розподільника 17 трактора.

Клапан 1 обмежує витрату (25 л/хв) і максимальний тиск оливи (8 МПа), що надходить до розподільника комбайна.

У зливному трубопроводі гідромотора вмонтовано зворотний клапан 10, який запобігає зворотному руху потоку оливи у гідромотор і переливну секцію розподільника 3 комбайна при вмиканні гідроприводу розфіксування зчіпки візка (гідроциліндра 12).

Для вмикання гідромотора важіль розподільника комбайна переміщують вперед по ходу комбайна. При цьому золотник переміститься до упору, вал гідромотора почне обертатись і лише тоді кулачки муфти гідромотора увійдуть в зачеплення з кулачками напівмуфти барабана лебідки. Важіль треба переміщувати до повного вмикання лебідки в роботу.

Піднімання і опускання комбайна здійснюється гідроциліндром 8. Останній під'єднаний трубопроводами через розривну гідромуфту 13 до виводу «Піднімання» золотника III розподільника трактора і керується важелем цього розподільника. Для зменшення швидкості опускання комбайна у трубопроводі встановлено сповільнювальний клапан 9.

Переведення дефлектора труби подрібнювача у робоче й транспортне положення здійснюється гідроциліндром 6. Керує цим циліндром секція 5 розподільника комбайна. Золотник цієї секції має обмежений хід, який регулюють болтом.

Розфіксування зчіпки візка виконується гідроциліндром 12 при втягуванні його штока. Штокова порожнина гідроциліндра під'єднана через клапан витрати 1 і розривну гідромуфту 15 до виводу «Опускання» золотника I розподільника трактора. Безштокова порожнина під'єднана через дросельний отвір клапана витрати 1 і розривну гідромуфту 16 до виводу «Піднімання» цього золотника I.

У контур трубопроводів гідроциліндра 12 встановлено дросель 11 і запобіжний клапан непрямої дії 2. Дросель зменшує швидкість переміщення поршня. Запобіжний клапан обмежує максимальний тиск (6,3 МПа) у цьому контурі гідроприводу.

Розфіксування зчіпки візка відбувається при переведенні важеля золотника I розподільника трактора у позицію «Опускання».

9.6. Гідроприводи рульових керувань

Рульове керування призначене для зміни і підтримування постійного напрямку руху колісних машин. У сучасних сільськогосподарських машинах і тракторах використовують механічне, гідромеханічне і гідрооб'ємне рульове керування.

Поворот колісних машин здійснюється зміною напрямку руху напрямних коліс (передніх чи задніх) або зміною положення однієї частини рами (напіврами) відносно іншої.

У гідромеханічних рульових керуваннях зусилля на сошці 6 (рис. 9.24, а) здійснюється не за рахунок мускульної сили оператора, як у механічному рульовому керуванні, а за рахунок тиску рідини, що створює насос, тобто, завдяки гідропідсилювачу 1.

За використання насоса гідропідсилювачі бувають автономної дії, коли насос живить тільки Гідропривод рульового керування, та сумісної дії, коли від нього живляться й інші споживачі.

За використання механічного приводу, як дублюючого, розрізняють схеми, які дають змогу використовувати механічний привід при непрацюючому дизелі (або при відмові гідропідсилювача), та ті, що виключають таку можливість. До перших належать машини з передніми або задніми напрямними колесами, до других – із шарнірно з'єднаною рамою, наприклад, трактори типу Т-150К; К-701 тощо).

Гідромеханічні рульові керування або, як їх називають ще, рульові керування з гідропідсилювачами переважно застосовують на тракторах і автомобілях.

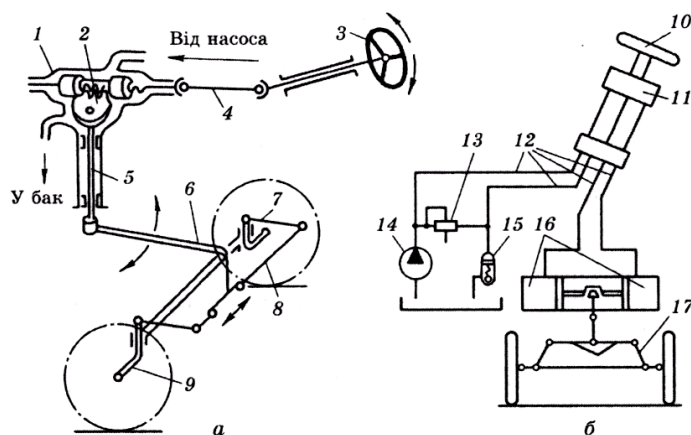


Рис. 9.24. Типи рульових керувань з гідроприводом:

а – з гідропідсилювачем; б – гідрооб'ємне (ГОРК); 1 – гідропідсилювач; 2 – рульовий механізм; 3, 10 – рульове колесо; 4 – карданна передача; 5 – поворотний вал; 6 – сошка; 7 – рульові важелі; 8 – поперечна тяга трапеції; 9 – цапфа колеса; 11 – насос-дозатор; 12 – гідропроводи; 13 – запобіжний клапан; 14 – насос; 15 – гідроаккумулятор; 16 – гідроциліндри; 17 – рульова трапеція

Гідромеханічні рульові керування забезпечують поворот колісних машин зміною напрямку руху напрямних коліс, наприклад, трактори МТЗ-80 і МТЗ-82, та зміною положення однієї частини рами (напіврами) трактора відносно іншої, наприклад трактори типу К-701 тощо, тобто в яких використані колеса великих розмірів.

У гідрооб'ємному рульовому керуванні (ГОРК) відсутній механічний зв'язок: рульове колесо 10 – трапеція 17 напрямних коліс (див. рис. 9.24, б).

Гідравлічний підсилювач рульового керування тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82 працює так. При повороті рульового колеса черв'як 15 (рис. 9.25), спираючись на зубці сектора 19, зміщує золотник 14 в осьовому напрямку, золотник своїми буртиками відкриває чи перекриває канали так, що в одну порожнину гідроциліндра 25 олива надходить під тиском, а з іншої – витискається на злив. Поршень 1, переміщуючись в циліндрі під дією різниці тисків оливи у порожнинах А і Б, через шток 2 передає зусилля на рейку 24, сектор 19, поворотний вал 18, сошку 17 і далі на рульову трапецію напрямних коліс, що повертаються.

Коли оператор не обертає рульового колеса, осьова сила черв'яка на зубці сектора значно зменшується і золотник 14 під дією пружин 10 з повзунами 8 і 12 встановлюється у нейтральне положення. Подача оливи в гідроциліндр, а отже, і поворот напрямних коліс призупиняється.

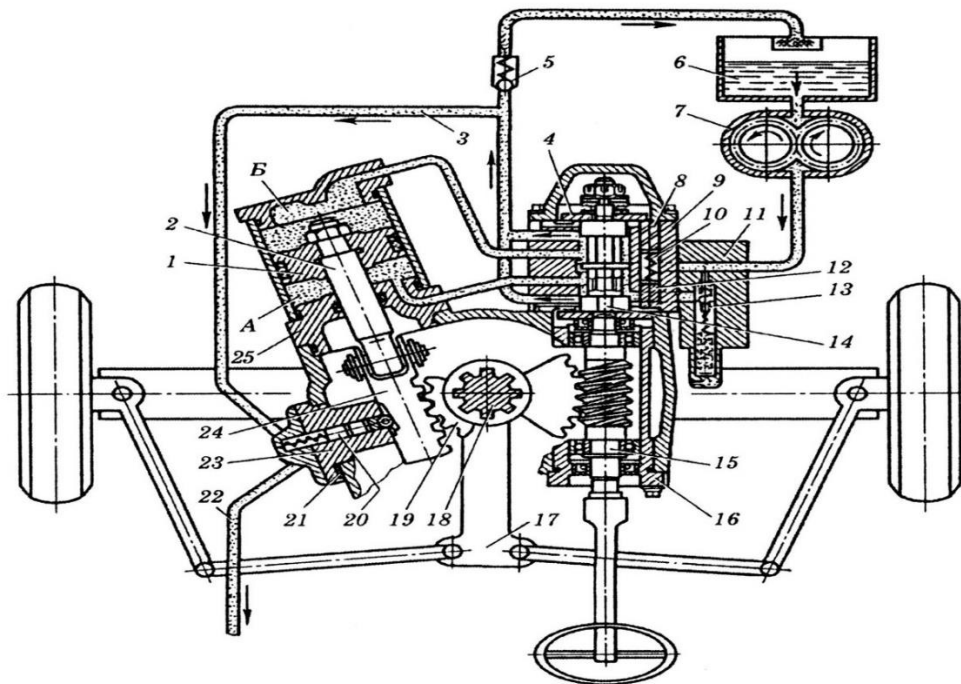


Рис. 9.25. Схема гідромеханічного рульового керування тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82:

1 – поршень; 2 – шток; 3, 22 – гідроприводи; 4 – опорна шайба; 5 – клапан; 6 – гідробак; 7 – насос; 8 і 12 – повзуни; 9 – гідророзподільник; 10 – пружина; 11 – кришка клапана; 13 – запобіжний клапан; 14 – золотник; 15 – черв'як; 16 – регульовальна втулка; 17 – сошка; 18 – поворотний вал; 19 – сектор; 20 – золотник датчика блокування; 21 – регульовальні прокладки; 23 – упор рейки; 24 – рейка; 25 – гідроциліндр; А і Б – порожнини гідроциліндра

Таким чином, зусилля, яке оператор прикладає до рульового колеса, фактично необхідне лише для вмикання в роботу гідропідсилювача. Проте, щоб оператор «відчував дорогу», потрібно, щоб гідропідсилювач забезпечував пропорційність зусилля на рульовому колесі умовам здійснення повороту. Останнє досягається так.

При збільшенні опору повороту коліс тиск оливи в гідроциліндрі також збільшується. Водночас тиск оливи у напірній лінії і між повзунами збільшується. При цьому повзуни з більшим зусиллям притискуються до опорних шайб 4 і для обертання черв'яка, а отже, і рульового колеса необхідне більше зусилля.

На рис. 9.26 зображена принципова схема гідропроводу рульового керування тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82.

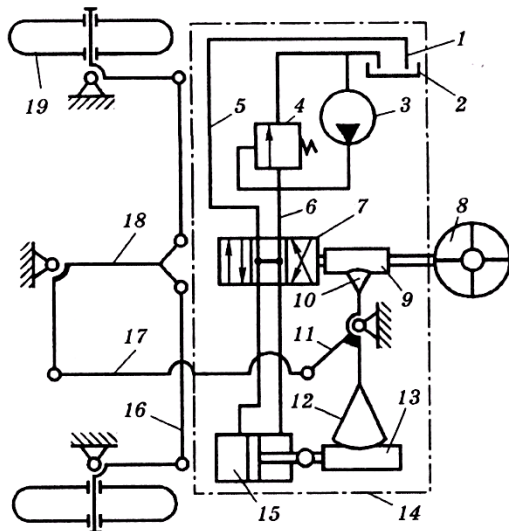


Рис. 9.26. Принципова схема гідропроводу рульового керування тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82:

1 – зливний трубопровід; 2 – бак; 3 – шестеренний насос; 4 – запобіжний клапан гідропроводу; 5 і 6 – трубопроводи; 7 – розподільник гідропідсилювача; 8 – рульове колесо; 9 – черв'як; 10 – сектор черв'ячного колеса; 11 – важіль секторів; 12 – сектор; 13 – рейка; 14 – гідропідсилювач рульового керування трактора; 15 – гідроциліндр; 16 – поперечна рульова тяга; 17 – поздовжня тяга; 18 – двоплечий важіль; 19 – напрямне колесо

Гідравлічний підсилювач рульового керування трактора типу К-701 працює так. Під час прямолінійного руху трактора золотник розподільника 1 (рис. 9.27) займає нейтральне положення, при якому всі його порожнини сполучені між собою і зливом. Тому олива, що надходить від насоса, спрямовується в гідробак 5. При цьому запірні елементи гідрозамка 11 запирають порожнини гідроциліндрів 10, які запобігають довільній зміні напрямку руху трактора. Тяга стежного пристрою 8 розвантажена від зовнішніх сил.

Поворот рульового колеса на деякий кут викликає осьове зміщення черв'яка і золотника розподільника, оскільки сектор в цей момент нерухомий внаслідок жорсткого його зв'язку через стежний пристрій із задньою напіврамою трактора. Осьове зміщення золотника призводить до стиску центрувальних пружин, в результаті чого до рульового колеса слід прикласти деяке зусилля.

При зміщенні золотника, наприклад, вліво, порожнина *Д* перекрита, а олива із порожнини *В* надходить у порожнину *Г* і далі в порожнину *Е* гідрозамка. Під тиском оливи правий запірний елемент гідрозамка відходить від свого сидла і зміщується вправо, а штовхач відтискує лівий запірний елемент гідрозамка. При цьому олива під тиском надходить у штокову порожнину одного циліндра і в безштокову – іншого, одночасно олива зливається із протилежних порожнин циліндрів в порожнину *Є* гідрозамка, а далі через порожнини *Б* і *А* розподільника

в гідробак. Внаслідок цього поршні циліндрів переміщуються (один вперед, а інший назад), напіврамі зміщуються і відбувається поворот трактора. Стежний пристрій 8, діючи на сошку, повертає золотник розподільника в нейтральне положення. Кутове переміщення напіврамі трактора автоматично призупиняється. Для подальшого повороту трактора необхідно продовжувати обертати робоче колесо.

При зміщенні золотника вправо поворот трактора здійснюється аналогічно, тільки у зворотному напрямку.

Гідропідсилювачі рульових керувань сприяють підвищенню безпеки руху, оскільки при виході із ладу шини підсилювач постійно утримує напрямні колеса в заданому напрямку руху. Крім цього підсилювачі мають здатність сприймати удари напрямних коліс об нвибоїни на дорогах і цим самим захищають рульові колеса і руки оператора від поштовхів.

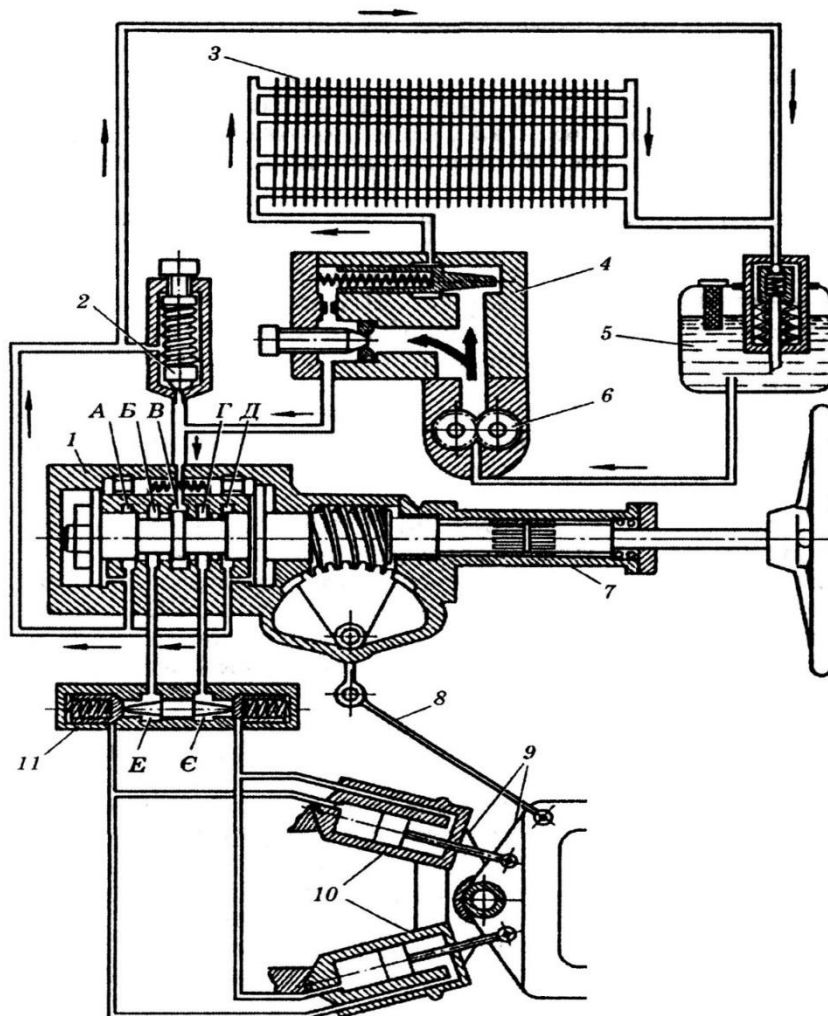


Рис. 9.27. Схема гідромеханічного рульового керування трактора типу К-701:

1 – гідророзподільник з редуктором: черв'як-сектор; 2 – запобіжний клапан; 3 – радіатор; 4 – регулятор витрати; 5 – гідробак; 6 – насос; 7 – рульова колонка; 8 – стежний пристрій; 9 – напіврамі трактора; 10 – гідроциліндри повороту; 11 – гідрозамок; А, Б, Б, Г, Д, Е і Є – порожнини

Гідрооб'ємні рульові керування (ГОРК) широко застосовують у самохідних сільськогосподарських машинах, а останнім часом і в тракторах.

При працюючому дизелі (шестеренний насос 14 працює, див. рис. 9.24, б), якщо рульове колесо 10 оператор не обертає, золотник розподільника знаходиться в нейтральному положенні, олива від шестеренного насоса надходить до насоса-дозатора 11, а від нього до гідроакумулятора 15 (якщо такий є) і далі у гідробак. Порожнини гідроциліндрів 16 заперті поясками золотника розподільника.

При обертанні рульового колеса золотник розподільника насоса-дозатора зміщується, забезпечуючи подачу оливи під тиском від шестеренного насоса у відповідну порожнину гідроциліндра, пропорційно куту повороту рульового колеса. Шток поршня, котрий механічно шарнірно з'єднаний з рульовою трапецією 17 напрямних коліс, рухаючись, змінює напрямок руху коліс. Зусилля на рульовому колесі незначне.

Коли дизель не працює, а оператор обертає рульове колесо, насос-дозатор працює в режимі насоса, перекачуючи оливу у відповідну порожнину гідроциліндра й напрямні колеса повертаються. В цьому випадку до рульового колеса необхідно прикладати значно більші зусилля.

Гідропривод рульового керування косарки-плющилки КПС-5Г складається із бака, шестеренного насоса НШ-10Е, планетарного насоса-дозатора типу ГА-36000, запобіжного клапана непрямої дії типу ГА-33000, розподільника золотникового з гідравлічним керуванням типу ГА-35000, поршневого гідроциліндра двобічної дії та трубопроводів.

Будову та роботу гідроприводу показано на рисунку 9.28 (а розподільника див. рис. 6.19).

При працюючому двигуні машини і коли оператор не обертає рульове колесо, золотник розподільника 30 (див. рис. 6.19, а) знаходиться в нейтральному положенні. Олива, що засмоктується шестеренним насосом, нагнітається в напірну лінію 24 розподільника. Далі вона надходить в кільцеву розточку 13 корпусу і по каналу 27 в кільцеву розточку 6, потім по кільцевих виточках 5 і 14 золотника в кільцеві розточки 4 і 15 корпусу, а з них по каналу 11 в зливну лінію 18, відтак крізь фільтр у бак. При цьому розточки 8 і 10, які сполучені з порожнинами гідроциліндра, перекриті буртиками 26 і 28 золотника.

За умови обертання рульового колеса, наприклад, вправо, і при працюючому двигуні машини, олива насосом-дозатором перекачується з порожнини 3 в порожнину 16 розподільника. Золотник під дією різниці тисків переміститься вліво. Олива від насоса через радіальний 33 і осьовий отвори

золотника надходить в порожнину 3 розподільника, а з неї по трубопроводу 2 до насоса-дозатора. Насос-дозатор перекачує оливу по трубопроводу 17 в порожнину 16 розподільника. З порожнини 16 розподільника олива по осьовому каналу 35 та радіальному отвору 34 далі через виточку 12 золотника, розточку 10 корпусу, по трубопроводу 21 надходить у штокову порожнину гідроциліндра. З безштокової порожнини олива по трубопроводу 22 через розточку 8 корпусу, виточку 9 золотника і зливний трубопровід 18 надходить у бак.

Оскільки олива до всмоктувальної лінії насоса-дозатора надходить від насоса НШ-10Е під високим тиском, то для нагнітання оливи в гідроциліндр не потрібно великого зусилля на валу насоса-дозатора (рульовому колесі). Таким чином, при працюючому двигуні комбайна насос-дозатор виконує тільки функцію дозувального пристрою, тобто узгоджує швидкість повороту керованих коліс зі швидкістю обертання рульового колеса.

Якщо в порожнину 3 розподільника оливи з насоса НШ-10Е надходить більше, ніж відкачується насосом-дозатором (подача насоса-дозатора пропорційна швидкості обертання рульового колеса), то тиск у порожнині 3 зростає і під дією цього тиску золотник переміститься вправо, прикриваючи буртиком 29 потік оливи від насоса НШ-ЮЕ в порожнину 3. Якщо в порожнину 3 від насоса НШ-10Е оливи надходить менше, ніж відкачується насосом-дозатором, то різниця тисків в порожнинах 16 та 3 збільшується, і золотник, долаючи зусилля пружини 31, переміститься вліво і буртиком 29 перепускатиме більше оливи від насоса НШ-10Е в порожнину 3.

При повороті рульового колеса вліво Гідропривод працює аналогічно (див. рис. 6.19, в).

Якщо двигун машини не працює і насос НШ-10Е не нагнітає оливи, поворот керованих коліс можливий за рахунок мускульної енергії оператора.

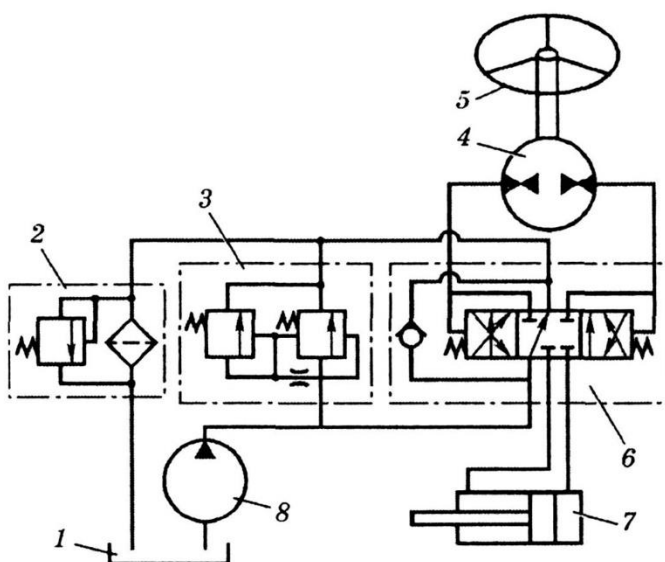


Рис. 9.28. Принципова схема гідроприводу рульового керування косарки-плющилки КПС-5Г:
1 – бак; 2 – фільтр із клапаном;
3 – запобіжний клапан; 4 – насос-дозатор;
5 – рульове колесо;
6 – розподільник; 7 – гідроциліндр;
8 – шестеренний насос

Так, за обертання рульового колеса, наприклад, вправо, олива насосом-дозатором перекачується з порожнини 3 в порожнину 16 розподільника. Золотник під дією різниці тисків, створеної насосом-дозатором, переміститься вліво (див. рис. 6.19, з). Олива зі зливної лінії 11 розподільника через розточку 4, відкритий кульковий зворотний клапан 36, розточку 6 корпусу, виточку 7, по радіальному 33 і осьовому 32 отворах золотника, через порожнину 3 розподільника і трубопровід всмоктуватиметься насосом-дозатором. Потім олива нагнітається насосом-дозатором в порожнину 16 розподільника, далі по осьовому каналу 35, радіальному отвору 34, через виточку 12 золотника, розточку 10 корпусу, по трубопроводу 21 надходить у штокову порожнину гідроциліндра. З поршневої порожнини олива по гідропроводу 22, через розточку 8 корпусу, виточку 9 золотника надходить у зливну лінію 11 розподільника. Тобто, коли двигун машини не працює, насос-дозатор виконує функцію насоса.

При повороті рульового колеса вліво Гідропривод працює аналогічно (див. рис. 6. 19, д)

Гідроприводи рульових керувань машин типу КСК-4, СКТ-2 та зернозбиральних комбайнів «Нива», «Єнисей» мають таку саму будову і принцип дії, як і Гідропривод КПС-5Г. Відмінності є лише в розміщенні гідроагрегатів на конкретній машині та в конструкції з'єднувальних трубопроводів.

Гідропривод рульового керування кормозбирального комбайна КСК-100А складається із бака (права секція), шестеренного насоса НШ-10Е-Л, планетарного насоса-дозатора типу ХУ-85 з дроселювальним розподільником, запобіжними і зворотними клапанами, що розміщені в єдиному блоці, двох поршневих гідроциліндрів двобічної дії та комплекту трубопроводів.

Прямолінійному переміщенню машини відповідає рух оливи по такій лінії: бак 9 (рис. 9.29) – шестеренний насос 8 – зворотний клапан 7 – нагнітальна лінія 4 – дроселювальний розподільник 14– зливна лінія 10 – бак. При цьому лінії 2 і 16 порожнин гідроциліндрів 1 і 17 роз'єднані із зливною лінією завдяки зворотним клапанам 5 та 13 і олива утримує задане положення поршнів, а через них – керовані колеса комбайна.

При працюючому шестеренному насосі і обертанні рульового колеса 11 за стрілкою годинника (чи проти) приблизно на кут 6° золотник дроселювального розподільника 14 зміститься, наприклад, вправо. При цьому олива від шестеренного насоса надходить справа до насоса-дозатора і його сателіт починає обертатися в режимі гідромотора. Із насоса-дозатора олива під тиском надходить у поршневу порожнину гідроциліндра і, а з штокової порожнини цього циліндра у поршневу гідроциліндра 17. Із штокової порожнини цього гідроциліндра олива витісняється по лінії 2 через золотник, лінію 10 і в бак. При надходженні в гідроциліндри дозованої кількості оливи, що дорівнює добутку робочого об'єму насоса-дозатора на кут повороту рульового колеса, поршні гідроциліндрів переміщуються на певну величину, повертаючи керовані колеса. Якщо припинити обертати рульове колесо, золотник дроселювального розподільника повернеться у нейтральне положення.

При повторному повороті рульового колеса описаний процес повториться. Золотник, обертаючись, безперервно «стежить» за обертанням вхідного вала насоса дозатора.

Якщо обертати рульове колесо при положенні керованих коліс в упорі, то олива перепускатиметься запобіжним клапаном 6 (тиск спрацювання 10 МПа). При зустрічі керованих коліс з перешкодами дороги сила опору збільшиться, в порожнинах гідроциліндрів створюється підвищений тиск, який обмежується запобіжними клапанами прямої дії 3 і 15, відрегульованими на тиск 10 МПа.

У разі аварійної відмови дизеля чи насоса НШ-10Е-Л рульове керування автоматично переключасться на ручний режим роботи, тобто під дією зусилля оператора насос-дозатор нагнітає оливу в гідроциліндри. Олива надходить в насос-дозатор із зливної лінії 10 Через зворотні клапани 5 або 13, а також з

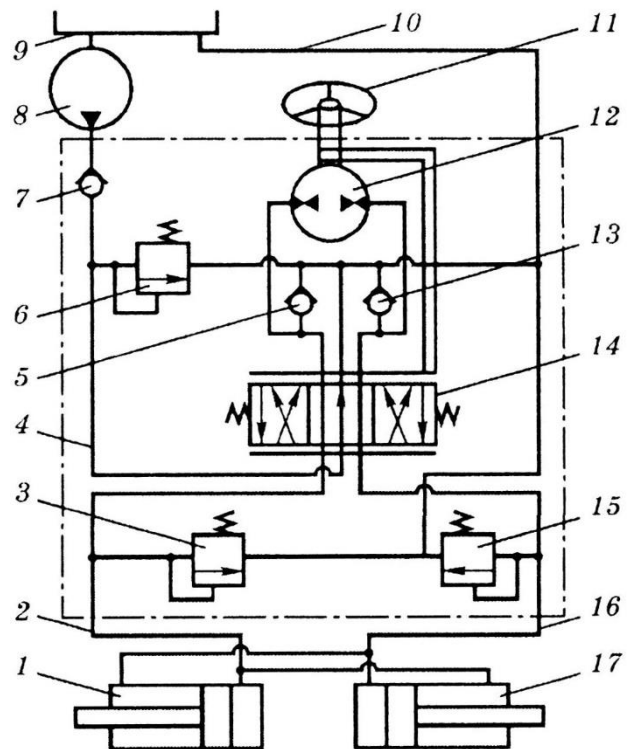


Рис. 9.29. Принципова схема гідроприводу рульового керування комбайна КСК-100А: 1 і 17 гідроциліндри; 2 і 16 – гідролінії гідроциліндрів; 3 і 15 – запобіжні клапани прямої дії гідроциліндрів; 4 – нагнітальна лінія шестеренного насоса; 5, 7 і 13 – зворотні клапани; 6 – запобіжний клапан непрямої дії гідроприводу; 8 – насос НШ-10Е-Л; 9 – бак; 10 – зливна лінія; 11 – рульове колесо; 12 – насос-дозатор ХУ-85; 14 – дроселювальний розподільник

певних порожнин гідроциліндрів. Зворотний клапан 7 при цьому запирається і перекриває Надходження оливи до насоса НШ-10Е-Л.

Гідропривод рульового керування коренезбиральної машини КС-6Б складається із бака, шестеренного насоса НШ-10Е-3-Л, запобіжного клапана непрямої дії типу ГА-33000, планетарного насоса-дозатора типу «Перимат» з ротаційним розподільником, запобіжним і зворотними клапанами, спареного гідроциліндра керування напрямними колесами, розподільника автомата водіння та комплекту трубопроводів і тяг.

Бак зварної конструкції циліндричної форми місткістю 14 л. Запобіжний клапан типу ГА-33000 непрямої дії 12 (рис. 9.30) відрегульований на тиск спрацювання 6,3 МПа. Планетарний насос-дозатор типу «Перимат» 18 за будовою і принципом дії подібний насосу-дозатору ХУ-85.

Спарений поршневий гідроциліндр двобічної дії складається із двох циліндрів – основного 2 і допоміжного 4. Корпуси циліндрів жорстко з'єднані між собою торцями, а з протилежних сторін виходять штоки їх поршнів. Шток основного гідроциліндра шарнірно приєднано до поворотного кронштейна 1 керованих коліс 9, а шток допоміжного – жорстко до балки 7 переднього моста. Порожнини основного гідроциліндра сполучені трубопроводами 19 і 20 з насосом-дозатором 18, а допоміжного – з розподільником 3 також трубопроводами.

Розподільник 3 призначений для керування роботою допоміжного гідроциліндра. Його корпус жорстко закріплено до корпусів спарених гідроциліндрів, а шток шарнірно приєднано до копір-водія 6 за допомогою важелів і тяги 5. Олива до розподільника підведена від шестеренного насоса по напірному трубопроводу 14 через насос-дозатор і трубопровід 17. Зливається олива в бак 15 по трубопроводу 8.

Гідропривод може працювати як в режимі ручного, так і автоматичного керування.

Ручний режим використовують при транспортуванні машини, розворотах під час роботи, при роботі з відключеними копір-водіями автоматичної системи, а також при коригуванні напрямку руху машини, коли Гідропривод працює в автоматичному режимі.

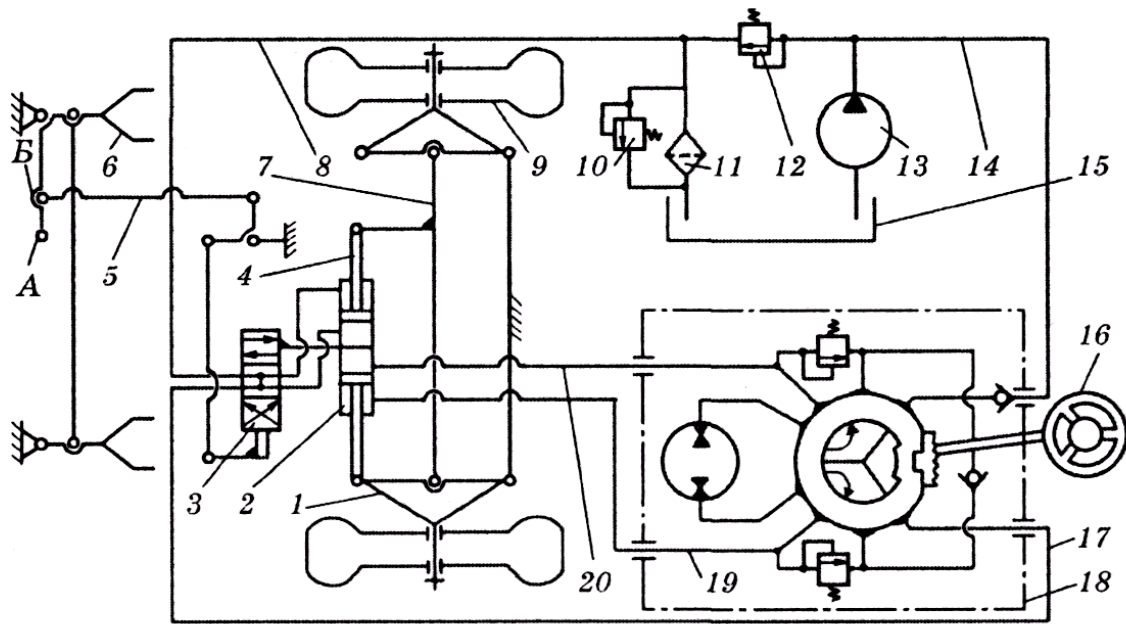


Рис. 9.30. Принципова схема гідроприводу рульового керування коренезбиральної машини КС-6Б:

1 – поворотний кронштейн; 2 – основний гідроциліндр; 3 – розподільник; 4 – допоміжний гідроциліндр; 5 – тяга; 6 – копір-водій; 7 – балка переднього моста; 8 – зливний трубопровід; 9 – кероване колесо; 10 – запобіжний клапан фільтра; 11 – фільтр; 12 – запобіжний клапан гідроприводу; 13 – шестеренний насос; 14 – напірний трубопровід; 15 – бак; 16 – рульове колесо; 17, 19 і 20 – трубопроводи; 18 – насос-дозатор; А, Б – отвори у важелі

В ручному режимі роботи гідроприводу можливе підсилене керування (дизель і шестеренний насос працюють) і не підсилене (дизель або шестеренний насос не працюють).

В першому випадку при прямолінійному переміщенні машини (рульове колесо 16 не обертають) олива від шестеренного насоса 13 по напірній лінії 14 надходить до насоса-дозатора 18, з нього по трубопроводу 17, розподільник 3 і зливному трубопроводу 8 надходить через фільтр 11 в бак 15. Якщо оператор починає обертати рульове колесо, ротаційний золотник насоса-дозатора виходить з нейтрального положення і спрямовує оливу від шестеренного насоса, наприклад у трубопровід 19, а далі у штокову порожнину основного гідроциліндра 2. Із поршневої порожнини олива золотником насоса-дозатора спрямовується на злив. Шток, втягуючись у корпус циліндра, завдяки поворотному кронштейну 1 і паралелограмному механізму поверне керовані колеса на певний кут. При цьому зусилля повороту рульового колеса не перевищує 30 Н. У цьому разі насос-дозатор працює в режимі розподільника.

Коли дизель або шестеренний насос не працює, насос-дозатор працює в режимі ручного насоса, якщо обертати рульове колесо. При цьому насос-дозатор перекачує оливу із однієї порожнини основного гідроциліндра в іншу (залежно від напрямку обертання рульового колеса). Шток, втягуючись чи виштовхуючись, повертає керовані колеса. Але в цьому разі зусилля на рульовому колесі підвищується до 500 - 600 Н.

Зворотні і запобіжні клапани вмонтовані у насос-дозаторі запобігають передачі поштовхів на рульове колесо та перевантаженню трубопроводів, приєднаних до гідроциліндра.

Роботу гідроприводу в автоматичному режимі описано в розділі 12.

Гідропривод рульового керування зернозбирального комбайна «Дон-1500» складається з бака, шестеренного насоса, запобіжного клапана, підсилювача потоку, насоса-дозатора, двох гідроциліндрів і системи трубопроводів.

Бак такий самий, що і в основному гідроприводі. Запобіжний клапан за будовою та принципом дії такий, як і основного гідроприводу. Відмінність полягає тільки в тому, що канал керування заглушений. Тому він працює лише в режимі запобіжного клапана непрямої дії. Клапан відрегульовано на тиск 12,5 МПа.

Шестеренний насос НШ-10-Е-3 має робочий об'єм 10 см³, об'ємну подачу 21 л/хв, тиск 16 МПа. Привід насоса здійснюється через шестерню, яка входить в зачеплення з розподільною шестернею дизеля.

Підсилювач потоку УП-120 пропорційно збільшує потік оливи від насоса-дозатора до гідроциліндрів керування напрямними колесами з метою зменшення зусилля на рульовому колесі і посилення дії всієї системи. Він складається із розподільника з циліндричним золотником, двох зворотних клапанів і запірного клапана.

За допомогою золотника здійснюється запирання порожнин гідроциліндрів, спрямування потоку оливи в певні порожнини від шестеренного насоса або сполучення порожнин гідроциліндрів із зливною лінією. Зміщується золотник вправо чи вліво завдяки тиску потоку оливи від насоса-дозатора.

Насос-дозатор НД-80 з робочим об'ємом 80 см³ поршневого (кулькового) типу забезпечує керування гідроциліндрами коліс (поворот комбайна) за непрацюючого дизеля. Коли ж дизель працює (шестеренний насос нагнітає

оливу в Гідропривод), завдяки тиску потоку оливи від насоса-дозатора зміщується золотник розподільника і запірний клапан підсилювача потоку. Внаслідок цього напірна лінія шестеренного насоса сполучається з порожнинами гідроциліндра, а інші порожнини – із зливною лінією.

Поршневі гідроциліндри гідроприводу – двобічної дії, звичайної конструкції, як і в основному гідроприводі.

При обертанні рульового колеса 16 (рис. 9.31, *a*) вправо олива під тиском подається насосом-дозатором 17 по трубопроводу 15 у корпус 4 розподільника і зміщує його золотник 6 вліво. При цьому осьовий канал золотника 8 через радіальні отвори сполучається із каналом 3. Олива під тиском потоку від насоса-Дозатора відтискує кульку зворотного клапана 2 і по каналу 31 надходить до запірного клапана 27 та зміщує його золотник вправо. Канал 28 і трубопровід 24 сполучаються. Олива, що нагнітається Шестеренним насосом 22, надходить до зворотного клапана 25 і відтискує його кульку. Далі спрямовується по каналах 28, 32 і трубопроводах 9 і 12 в порожнини *A* і 14 гідроциліндрів.

За допомогою штоків поршнів гідроциліндрів напрямні колеса встановлюються в положення, що відповідає правому повороту комбайна. Олива з протилежних порожнин 11 і *B* гідроциліндрів по трубопроводах 13, 10 через кільцеву виточку розподільника, по каналу 33 і трубопроводу 18 зливається в бак 21, проходячи крізь фільтр 19.

Якщо рульове колесо 16 обертають вліво, олива насосом-дозатором 17 подається по трубопроводу 7 у корпус 4 розподільника. Золотник 6 зміщується вправо і олива під тиском потоку від насоса-дозатора спрямовується по каналу 3, через зворотний клапан 2 і канал 31 до запірного клапана 27. Його золотник зміщується вправо і канал 28 та трубопровід 24 сполучаються. Олива від шестеренного насоса нагнітається по трубопроводу 24, каналах 28, 32, трубопроводу 10 в порожнини 11 і *B* гідроциліндрів, а зливається із порожнин *A* і 14 по трубопроводу 9, каналу 34 і трубопроводу 18.

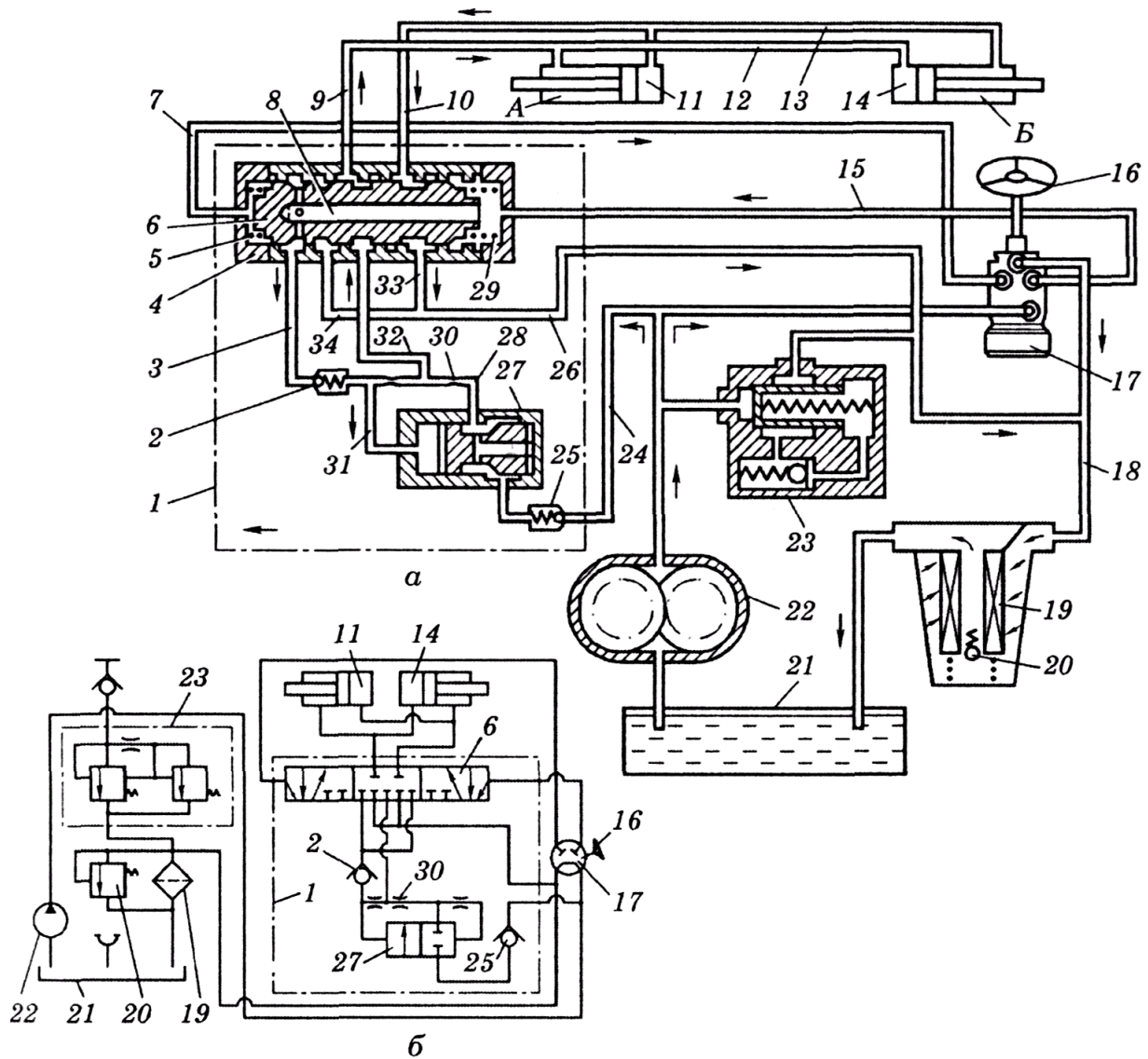


Рис. 9.31. Схема дії гідроприводу рульового керування комбайна «Дон-1500»:

a – конструктивна схема; *б* – принципова схема; 1 – підсилювач потоку; 2 і 25 – зворотні клапани; 3, 26, 28, 31, 32, 33 і 34 – канали; 4 – корпус розподільника; 5 і 29 – пружини; 6 – золотник; 7, 9, 10, 12, 13 15, 18 і 24 – трубопроводи; 8 – осьовий канал золотника; 11, 14, А, В – порожнини гідроциліндра; 16 – рульове колесо; 17 – насос-дозатор; 19 – фільтр; 20 – запобіжний клапан фільтра; 21 – бак; 22 – шестеренний насос; 23 – запобіжний клапан гідроприводу; 27 – запірний клапан; 30 – дросель

Як тільки припиниться дія на рульове колесо, золотник 6 завдяки пружинам 5 і 29 займе нейтральне положення. Буртики золотника перекривають канали, сполучені з трубопроводами 9 і 10, і порожнини гідроциліндрів запираються (див. рис. 9.31, *б*). Також перекривається і канал 3.

Кулька зворотного клапана 2 роз'єднує канали 3 і 31, а золотник запірного клапана 27 – канал 28 та трубопровід 24. Олива, що нагнітається шестеренним

насосом, через зливний канал насоса-дозатора надходить по трубопроводу 18 у бак 21.

Якщо дизель не працює (шестеренний насос не нагнітає оливи), насос-дозатор діє як ручний насос, тобто він засмоктує оливу із одних порожнин гідроциліндрів і нагнітає в інші, завдяки чому здійснюється поворот комбайна, але при цьому зусилля на рульовому колесі значне.

Так, якщо рульове колесо 16 (див. рис. 9.31, *a*) обертати вправо, олива під тиском подається по трубопроводу 15 у корпус 4 розподільника і зміщує його золотник 6 вліво. Осьовий канал 8 золотника сполучає трубопровід 15 і канал 3. Тоді олива по каналах 3 і 32 через кільцеву виточку золотника 6 надходить у трубопровід 9 і порожнини А та 14 гідроциліндрів. З порожнин 11 і Б олива засмоктується насосом-дозатором по трубопроводах 13, 10 у канал 33 і трубопровід 18.

Гідропривод рульового керування (ГРК) зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» складається із шестеренного насоса *НЗ* (рис. 9.32), гідравлічного рульового механізму *ГРМ-240/80*, двох поршневих гідроциліндрів *Ц1* і *Ц2*, фільтра *ФН* та гідробака *БЗ* (загальний для гідроприводу комбайна).

Шестеренний насос *НЗ* встановлено на підмоторній рамі комбайна і привід його здійснюється від колінчастого вала дизеля.

ГРМ складається із гідропідсилювача (*ГПС*) і гідропанелі (*ГПП*), які сполучені між собою гідропроводами. Крім цього *ГРМ* механічно з'єднаний з валом рульового колеса.

Складовими частинами *ГПС* є: керуючий розподільник *Р1*, дві секції насоса-дозатора а *НД1* і *НД2* з робочими об'ємами 80 см^3 і 160 см^3 ; розподільник *Р2*, що забезпечує вмикання (вимикання) секції насоса-дозатора *НД2* до *НД1*; зворотний клапан *ЗК1*, який необхідний для спрямування робочої рідини секції насоса-дозатора *НД1* при роботі *ГРМ* в аварійному режимі (режим буксирування).

У гідропанелі розміщені: запобіжний клапан *К1*, що обмежує максимальний тиск у напірній гідролінії гідроприводу; два протиударних клапани *ПК2* і *ПК3*, що обмежують тиск у порожнинах гідроциліндрів; зворотний вхідний клапан *ЗК2*, розрахований на повну подачу робочої рідини, що надходить від насоса *НЗ* та два проти вакуумні зворотні клапани *ЗК3*.

Два поршневих гідроциліндра двобічної дії змонтовано на балці моста керованих коліс.

При повороті рульового колеса за стрілкою годинника або проти відповідно до схеми (див. рис. 9.32) встановлюється верхнє чи нижнє положення

золотника розподільника $P1$. В нейтральному положенні золотника розподільника $P1$ напірна лінія P насоса $H3$ сполучається із зливною лінією T .

Нижнє положення золотника розподільника $P1$ забезпечує поворот комбайна вліво. При цьому рідина під тиском надходить від насоса $H3$ по лінії P в лінію C , звідки крізь порожнину секції $HD1$ насоса-дозатора надходить у канал B розподільника $P1$, а з каналу B через канал золотника розподільника – в лінію L і до гідроциліндрів.

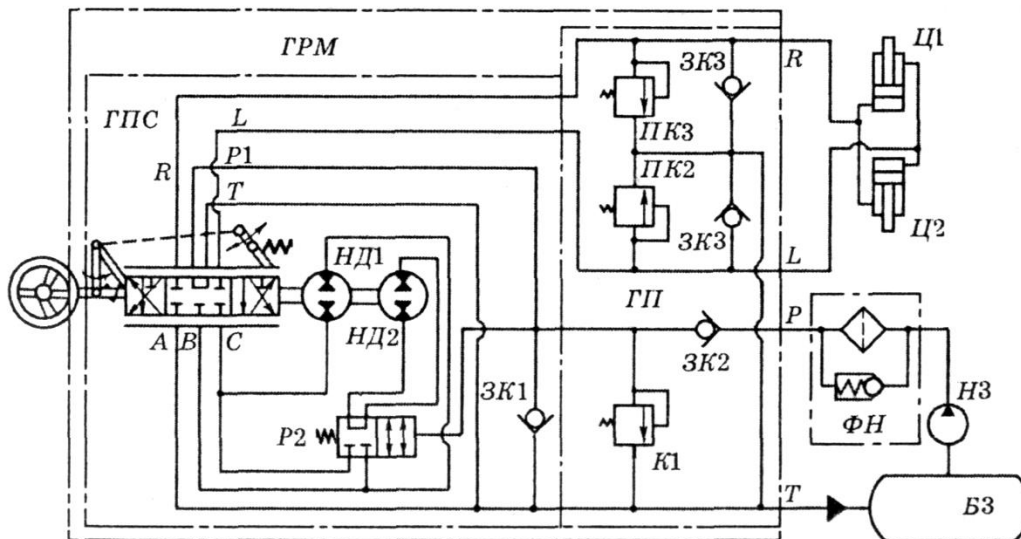


Рис. 9.32. Принципова схема гідроприводу рульового керування зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич»:

$ГРМ$ – гідравлічний рульовий механізм; $ГПС$ – гідропідсилувач; $P1$ і $P2$ – розподільники; $HD1$ і $HD2$ – насоси-дозатора; $K1$ – запобіжний клапан; $PK2$ і $PK3$ – протиударні клапани; $ZK1$, $ZK2$, $ZK3$ – зворотні клапани; $H3$ – насос шестеренний (третья секція); $B3$ – бак третій; $ГП$ – гідропанель; $ФН$ – фільтр напірний; $Ц1$ і $Ц2$ – гідроциліндри; A , B , C , P , T і L – гідролінії

Верхнє положення золотника розподільника $P1$ забезпечує поворот комбайна вправо.

Можливі два режими роботи $ГРК$: нормальний (дизель і насос $H3$ працюють) і аварійний (буксирування). При нормальному режимі роботи розподільник $P2$ під дією тиску рідини від насоса $H3$ вмикає секцію насоса-дозатора $HD2$ з робочим об'ємом 160 см^3 до секції $HD1$ з робочим об'ємом 80 см^3 . В режимі буксирування (дизель і насос $H3$ не працюють) золотник розподільника $P2$ під дією пружини вмикає секцію насоса-дозатора $HD2$.

За нормальних умов поворот рульового колеса полегшується завдяки подачі рідини від шестеренного насоса $H3$ до обох секцій насоса-дозатора гідропідсилувача $ГПС$ під тиском. подача рідини дозується пропорційно куту повороту рульового колеса спеціальним золотником $ГПС$. При цьому насос-дозатор працює як насос, що нагнітає робочу рідину в гідроциліндри, і як

гідромотор, що полегшує поворот рульового колеса. В аварійному режимі робоча рідина від насоса *НЗ* не нагнітається і насос-дозатор працює як насос. При цьому зусилля на рульовому колесі збільшується в кілька разів, але не більше 600 Н.

Гідропривод рульового керування зернозбирального комбайна КЗС-1580 «Лан» може бути виконаний в комплектації «Гідросила» – АО «Левада» або «Mannesmann Rexroth».

Складові частини такого гідроприводу аналогічні гідроприводу рульового керування кормозбирального комбайна КСК-100А.

Особливістю гідроприводу комбайна КЗС-1580 є наявність манометра, охолоджувача робочої рідини та секції трисекційного шестеренного насоса з робочим об'ємом 4 або 5 см³. Трисекційний насос приводиться в дію від вала аксіально-плунжерного насоса гідроприводу ведучих коліс.

У гідроприводі комплектації «Mannesmann Rexroth» використано два поршневі гідроциліндри ГЦ-262-63×25-250.00.000 (діаметр циліндра – 63 мм, діаметр штока – 25 мм, хід поршня – 250 мм); в гідроприводі «Левада» – ГЦ-262-63×25-167.00.000.

Тиск спрацювання запобіжного клапан – 14 МПа, робочий об'єм насоса-дозатора (планетарного) – 160 см³.

Гідропривод рульового керування самохідного шасі Т-16МГ (рис. 9.33) за принципом дії подібний гідроприводу рульового керування комбайна КСК-100.

Спарений шестеренний насос А25×3/А25×3 з частотою обертання 26,7 об/хв лівого обертання забезпечує роботу двох незалежних гідроприводів: гідроприводу рульового керування та основного гідроприводу шасі (два гідроциліндри та гідророзподільник Р80-2/1-22).

Насос-дозатор ХУ-85-0/1 планетарного типу виконаний в одному блоці з розподільником і клапанами.

Гідропривод рульового керування тракторів «Беларусь»-1005/1025 об'єднано з гідроприводом механізму блокування диференціала заднього моста.

Основними агрегатами такого гідроприводу є механізм повороту (рис. 9.34, а), гідроаккумулятор (рис. 9.34, б) та розподільник блокування диференціала (рис. 9.34, в), насос-дозатор (рис. 9.34, з).

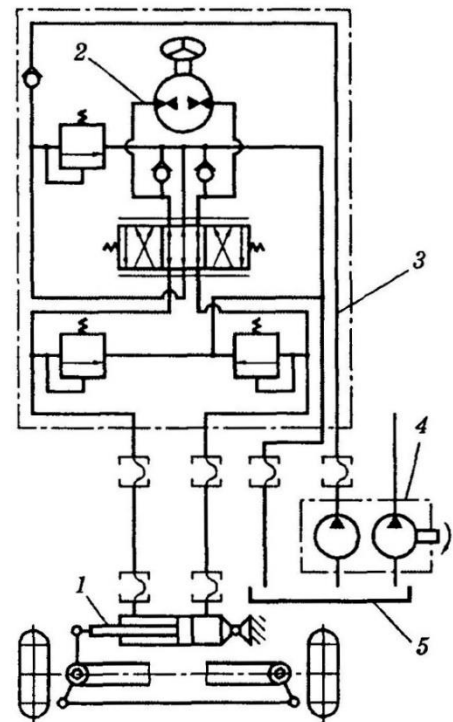


Рис. 9.33. Принципова схема гідроприводу рульового керування самохідного шасі Т-16МГ:
1 – гідроциліндр Ц40×250-12; 2 – насос-дозатор ХУ-85-0/1; 3 – напірний гідропровід основного гідроприводу шасі; 4 – спарений шестеренний насос А25×3/А25×3; 5 – гідробак

Механізм повороту встановлено на передньому брусі трактора. Він діє на рульову трапецію, розділену на дві частини рульовою сошкою, закріпленою на валу 3. Реверсивний поворот цього вала забезпечують два гідроциліндри 2 одnobічної дії. У верхню кришку корпусу механізму встановлено клапан блокування 5. При повороті сошки на кут більше 10° клапан під дією пружини і профільної поверхні штока відкривається, спрямовуючи оливу з гідроциліндра муфти 30 в бак і диференціал розблоковується.

Насос-дозатор НД-80К має аксіально-поршневий насос з кульковими поршнями 19, золотниковий розподільник, зворотний клапан 13 і блок клапанів, розміщених у попередній кришці 8 корпусу.

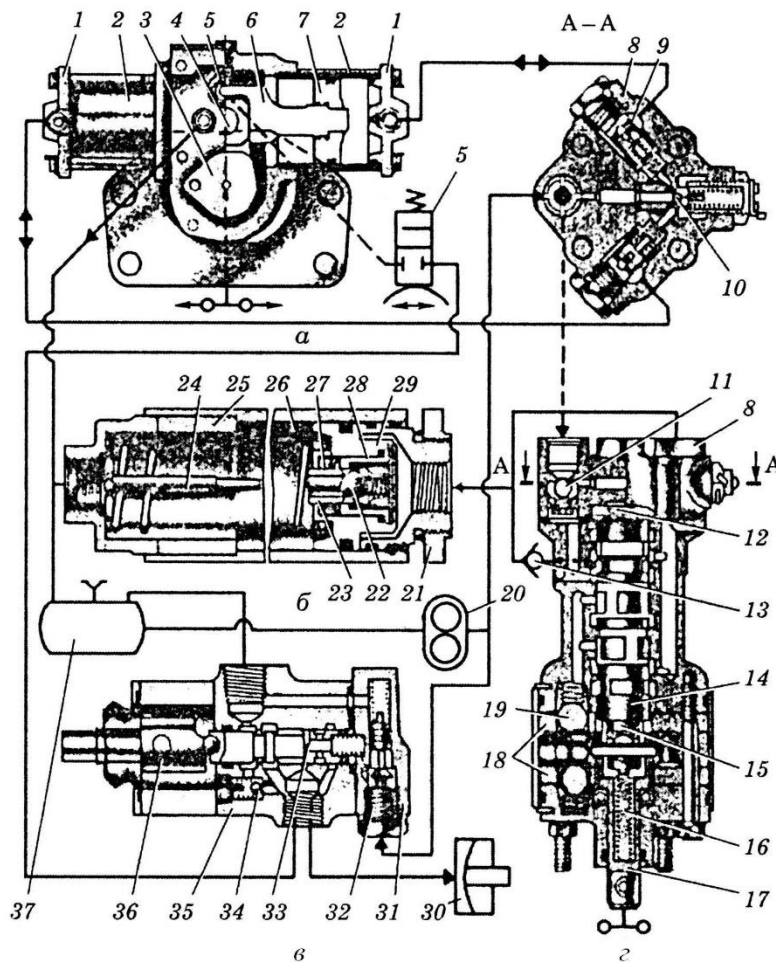


Рис. 9.34. Гідропривод рульового керування тракторів «Беларусь»-1005/1025:

a – механізм повороту; *б* – гідроаккумулятор; *в* – розподільник блокування; *г* – насос-дозатор; 1, 8, 21 і 31 – кришки; 2 – гідроциліндри; 3 – вал-сошка; 4 – палець; 5 – клапан блокування диференціала (БД); 6 – шток; 7, 29 – поршні; 9 – протиударні клапани; 10, 23, 34 – запобіжні клапани; 11, 13 – зворотні клапани; 12, 16, 26, 27 – пружини; 14, 33 – золотники; 15 – кулачкова шайба; 17 – вал рульового колеса; 18 – блоки поршнів; 19 – кульковий поршень; 20 – насос НШ-10-Л-3; 22 – відсіяний клапан; 24 – штовхач; 25 – упорна втулка поршня; 28 – сідло; 30 – гідроциліндр муфти блокування диференціала; 32 – клапан; 35 – корпус; 36 – поворотний важіль; 37 – гідробак

Докладніше будову і принцип дії насоса-дозатора НД-80К описано у розділі 5.

В нейтральному положенні рульового колеса олива від насоса 20 (див. рис. 9.34) через зворотний клапан 11, розподільник і відкритий відсічний 22 або запобіжний 23 клапани гідроакумулятора зливається в бак 37 під тиском відповідно 0,15 - 0,30 або 0,8 - 1,0 МПа, що створюється пружинами 26 і 27. Надлишок тиску у баці забезпечує роботу шестеренного насоса без кавітації. У цьому положенні безштокові порожнини гідроциліндрів 2 закриті поясками золотника 14 і захищені протиударними клапанами 9, що спрацьовують за тиску 15,7-16,7 МПа.

При повороті рульового колеса золотник 14 переміщується і забезпечує подачу оливи від шестеренного насоса до циліндрів 2 в кількості, прямо пропорційній куту повороту рульового колеса.

Якщо обертати рульове колесо при непрацюючому дизелі, насос-дозатор засмоктує оливу з бака 37 через відсічний 22 і зворотний 13 клапани і нагнітає її у гідроциліндри. Зусилля на рульовому колесі при цьому зростає.

Гідроакумулятор підживлює гідросистему і підтримує в ній тиск.

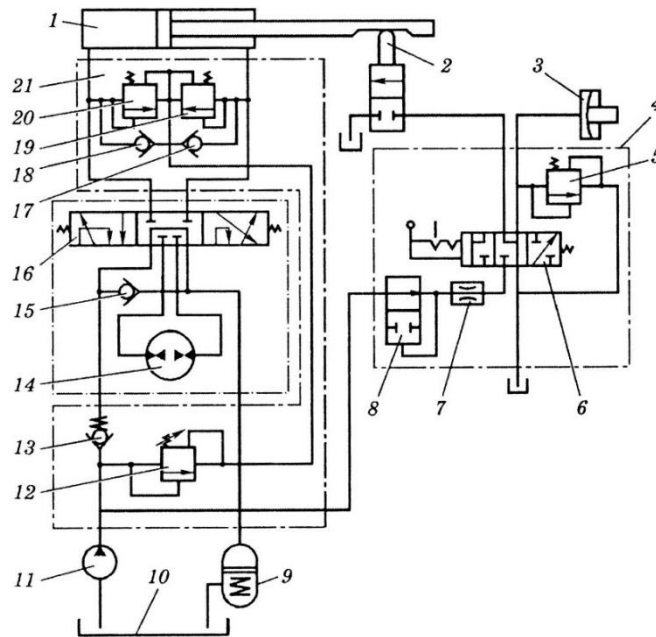


Рис. 9.35. Принципова схема гідроприводу рульового керування тракторів МТЗ-100/102:

1 – шток механізму повороту; 2 – клапан блокування диференціала; 3 – гідроциліндр муфти блокування диференціала; 4 – гідророзподільник блокування; 5 – запобіжний клапан; 6 – золотник; 7 – дросель; 8 – клапан; 9 – гідроакумулятор; 10 – бак; 11 – насос; НЦ-10-Л-3; 12 – запобіжний клапан; 13, 15 – зворотні клапани; 14 – насос-мотор; 16 – розподільник насоса-дозатора; 17, 18 – противакуумні клапани; 19, 20 – протиударні клапани; 21 – насос-дозатор

Запобіжний клапан обмежує максимальний тиск у напірній лінії шестеренного насоса в межах 10-11 МПа.

Розподільник гідроприводу механізму блокування диференціала залежно від положення важеля 36 керування забезпечує примусове блокування диференціала залежно від кута повороту напрямних коліс або неблокування.

Принципову схему такого гідроприводу дещо подібна гідроприводу рульового керування тракторів МТЗ-100/102 (рис. 9.35).

Гідропривод рульового керування трактора ХТЗ-121 складається із механічної і гідравлічної частин.

Механічна частина має рульове колесо 3 (рис. 9.36), рульову колонку 2 та трапецію напрямних коліс, з'єднану зі штоками гідроциліндрів 12 і 13.

Гідравлічна частина має гідроруль 1 (гідравлічний рульовий механізм), який об'єднаний з гідроприводом начіпної системи трактора. Гідроруль забезпечує пропорційну повороту рульового колеса подачу оливи у відповідні порожнини гідроциліндрів 12 і 13 та запирання їх за відсутності керуючої дії водія (тобто як і насоси-дозатори наведених вище гідроприводів). З гідроприводу начіпної системи трактора використано шестеренний насос 10 (НШ-50А-3-Л) з постійно увімкненим приводом від дизеля і від коліс при буксуванні трактора та гідробак 4 з фільтрами. Крім цього, до гідравлічної частини рульового керування входить пріоритетний клапан 11 та два гідроциліндри 12 і 13.

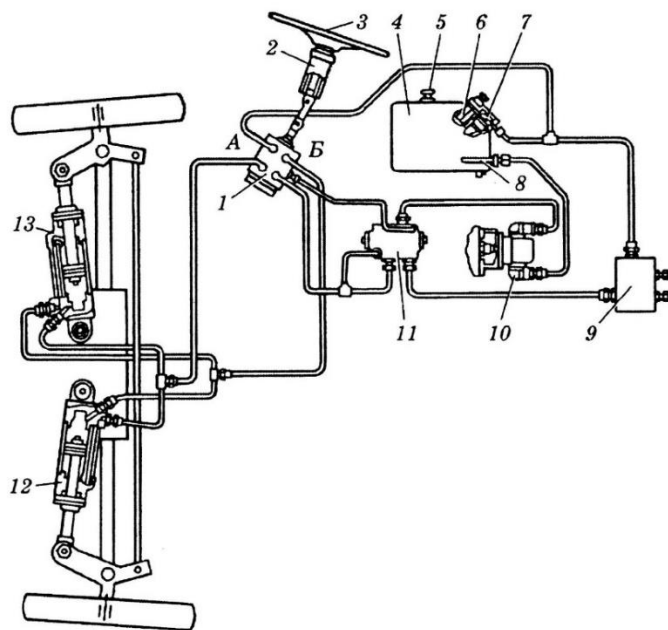


Рис. 9.36. Схема гідроприводу рульового керування трактора ХТЗ-121:

1 – гідроруль; 2 – рульова колонка; 3 – рульове колесо; 4 – гідробак; 5 – сапун; 6 – заливна горловина; 7 – основний фільтр; 8 – забірний фільтр; 9 – гідророзподільник гідроприводу начіпної системи трактора; 10 – насос; 11 – пріоритетний клапан; 12, 13 – гідроциліндри напрямних коліс

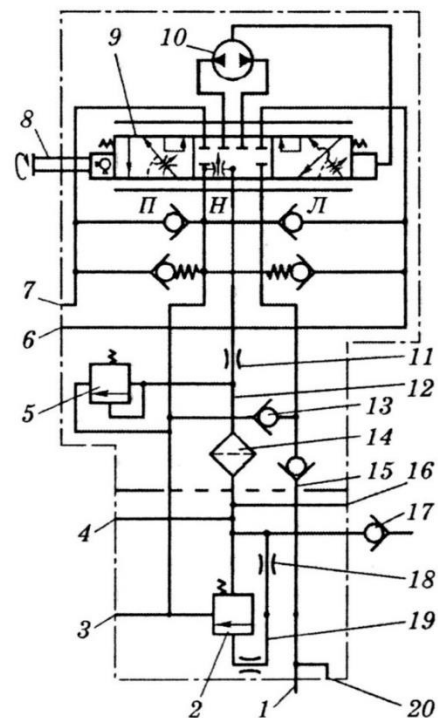
Пріоритетний клапан забезпечує одночасну роботу гідроприводів рульового керування і начіпної системи трактора з пріоритетом першого. За відсутності дії на рульове колесо потік оливи через пріоритетний клапан надходить у гідропривод начіпної системи трактора.

При повороті рульового колеса напірна лінія гідроруля з'єднується з виходами *П* або *Л* (праве, ліве) залежно від напрямку обертання, при цьому пріоритетний клапан забезпечує необхідну величину тиску у гідрорулі.

Гідропривод рульового керування тракторів типу «John Deere» має такі основні гідроприспособи: насос-дозатор 10 (рис. 9.37), розподільник 9, запобіжний і пріоритетний 2 клапани, систему зворотних клапанів, два гідроциліндри та систему трубопроводів.

Рис. 9.37. Принципова схема гідроприводу рульового керування трактора «John Deere»:

- 1 – вхідний канал від головного насоса;
- 2 – пріоритетний клапан;
- 3 – вихід до коробки передач;
- 4 – діагностичний роз'єм;
- 5 – зливний клапан датчика навантаження;
- 6, 7. – виходи до порожнин гідроциліндрів лівого та правого повороту;
- 8 – вал рульового колеса;
- 9 – розподільник;
- 10 – насос-дозатор;
- 11 – дросель;
- 12 – зливна лінія;
- 13 – запірний канал;
- 14 – фільтр;
- 15 – вхідний клапан;
- 16 – датчик навантаження допоміжного насоса;
- 17 – датчик навантаження гальм з контрольним клапаном;
- 18 – дросель прогрівання гідроприводу;
- 19 – дросель зливу;
- 20 – діагностичний роз'єм напірної лінії



Насос-дозатор 10 планетарного типу приводиться в рух від вала 8 рульового колеса.

Пріоритетний клапан 2 контролює вихідний тиск головного насоса і забезпечує, насамперед, роботу рульового керування і гальм, подаючи надлишок оливи до коробки передач 3.

Розподільник 9 призначений для спрямування оливи до гідроциліндрів залежно від напрямку обертання рульового колеса. Він складається із золотника 3 (рис. 9.38) і втулки 4. Золотник приєднано до вала рульового колеса, а втулка – до сателіта насоса дозатора. Втулка і золотник з'єднані між собою штифтом 1, що дає можливість їм повертатись один відносно одного на 8°.

Запобіжний клапан 11 захищає систему від надмірного тиску (18 МПа). Зворотний клапан 13 забезпечує надходження оливи у гідропривод від зливної лінії при непрацюючому головному насосі.

Коли рульове колесо не обертати, то золотник і втулка перебуватимуть у нейтральному положенні і олива до гідроциліндрів не надходитиме. В цьому положенні золотника розподільника олива надходить від головного насоса до пріоритетного клапана 2 (див. рис. 9.37) під тиском, що на 1,1 МПа вищий за тиск навантаження пріоритетного клапана. При цьому пріоритетний клапан відкривається, пропускаючи максимальний потік оливи до коробки передач 3.

Коли рульове колесо повернути вправо, золотник розподільника також повертається, а втулка, притиснута до сателіта, залишається нерухомою. Повертаючись всередині втулки, золотник сполучає свої пази з отворами втулки. Олива під тиском спрямовується до насоса-дозатора 9 (див. рис. 9.38), повертає сателіт, дозуючи і спрямовуючи оливу через втулку і золотник до порожнин гідроциліндрів 6 по лінії лівого повороту 5. Олива з протилежних порожнин циліндрів по лінії правого повороту 7 надходить на злив. Коли припинити обертати рульове колесо, припиняється й обертання золотника. Олива під тиском продовжує обертати сателіт насоса-дозатора. Притиснута до сателіта втулка продовжує обертатись доти, поки канали втулки і золотника не співпадуть (повернуться у нейтральне положення), при цьому потік оливи до насоса-дозатора призупиниться.

Поворот вправо відбувається аналогічно.

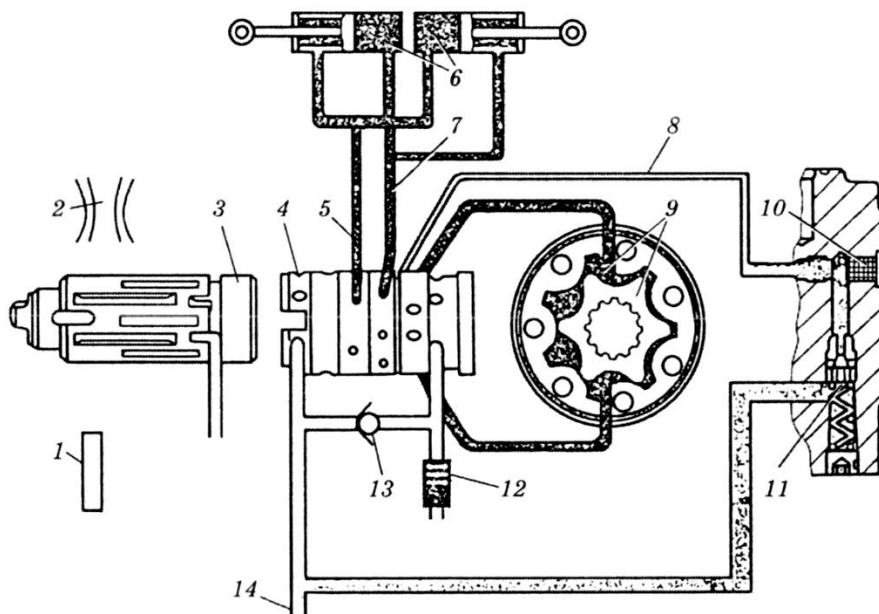


Рис. 9.38. Схема роботи гідроприводу рульового керування трактора «Джон Дір»:

1 – штифт; 2 – пружини; 3 – золотник; 4 – втулка; 5 – лінія лівого повороту; 6 – гідроциліндри; 7 – лінія правого повороту; 8 – датчик навантаження; 9 – насос-дозатор; 10 – фільтр; 11 – запобіжний клапан; 12 – вхідний клапан; 13 – зворотний клапан; 14 – вихід до коробки передач

Коли дизель не працює, рульове керування підключається до резервного насоса, який приводиться в рух від вторинного вала коробки передач. В цьому випадку тиск оливи, створений резервним насосом, від датчика навантаження 16 (див. рис. 9.37) відкриє запірний клапан і гідропривод перемкнеться на роботу від резервного насоса.

9.7. Гідроприводи ведучих коліс самохідних машин

Гідроприводи ведучих коліс (ГВК) призначені для безступінчастої зміни швидкості самохідних машин в межах відповідних положень коробки діапазонів при переміщенні їх як вперед, так і назад.

ГВК можуть бути двомашинними з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором (рис. 9.39, а), двомашинними з регульованими насосом і гідромотором (рис. 9.39, б), тримашинними і чотиримашинними (рис. 9.39, в і г) з регульованим насосом і гідромотором.

У гідроприводах сільсько-господарської техніки найбільш поширені ГВК, схеми яких наведено на рис. 9.39, а.

За схемою з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором (див. рис. 9.40, а) виконані ГВК садово-городніх тракторів і подібних їм машин. Такі ГВК доцільно застосовувати на машинах невеликої маси і потужності, які не потребують великого діапазону зміни навантажувального передатного відношення.

За схемою з регульованим насосом і гідромотором (рис. 9.40, б) виконаний ГВК «Лукас Т-100» (Велика Британія), розрахований на передачу потужності до 75 кВт.

Такі ГВК використовується у тракторах, дорожніх котках та екскаваторах. Така схема, порівняно з попередньою, дає можливість значно збільшити навантажувальний діапазон зміни передатного відношення за того самого робочого об'єму гідромашин.

За схемою з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором, а також дво- або триступеневою коробкою діапазонів (див. рис. 9.40, в) виконані ГВК самохідних кормо-, зерно- та коренебульбо-збиральних комбайнів, як

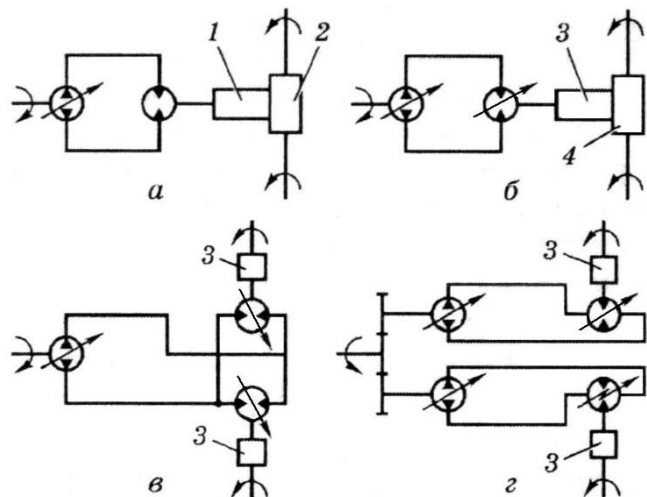


Рис. 9.39. Схеми гідроприводів ведучих коліс самохідних машин:

а, б – двомашинні; в – тримашинна; г – чотиримашинна; 1 – коробка діапазонів; 2 – диференціал; 3 – редуктор; 4 – піввісь ведучого колеса

зарубіжних, так і вітчизняних. Така схема дає можливість працювати в двох - трьох режимах: складні умови експлуатації, нормальні робочі, транспортні.

Схему з регульованими насосом і гідромотором та ступінчастою коробкою діапазонів (див. рис. 9.40, *з*) використано у ГВК сімейства тракторів фірми «Case» (США). Така схема більш досконала, оскільки забезпечує широкий діапазон безступінчастої зміни передатного відношення.

Випробування зарубіжних та вітчизняних зернозбиральних комбайнів з ГВК виявили ряд їх переваг: збільшення змінної і сезонної продуктивності (при збиранні зернових колосових до 30 % і рису до 50 %), істотне підвищення надійності ходової частини, зниження затрат часу і праці на технічне обслуговування, підвищення якості технологічного процесу, поліпшення умов праці комбайнера. На перспективу передбачається використовувати ГВК на всіх зернозбиральних комбайнах з потужністю двигуна понад 75 кВт. Чим більша потужність комбайна, тим більша його вартість і менше відношення вартості ГВК.

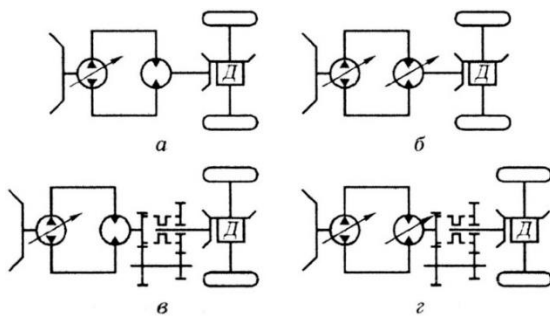


Рис. 9.40. Схеми гідроприводів ведучих коліс з механічним диференціалом самохідних машин з колісною формулою 4×2:

а, б – без коробки діапазонів; *в, г* – з коробкою діапазонів; *Д* – диференціал

Найбільш розповсюдженим є ГВК, схема якого зображена рис. 9.40, *в*. Його функціональну схему зображено на рис 9.41.

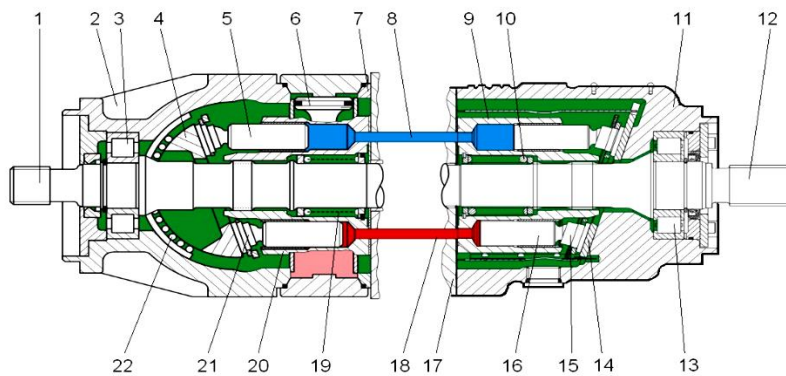


Рис. 9.41. Схема аксіально-поршневого гідропривода:

1 – ведучий вал; 2 – корпус насоса; 3 – підшипник ведучого вала; 4 – коливна плита; 5 – поршень насоса; 6 – гідроциліндр; 7 – торцевий розподільний диск насоса; 8 – магістраль низького тиску; 9 – блок циліндрів гідромотора; 10, 19 – пружина блока циліндрів; 11 – корпус гідромотора; 12 – ведений вал; 13 – підшипник веденого вала; 14 – похила нерухома плита; 15, 21 – башмак; 16 – поршень гідромотора; 17 – торцевий розподільний диск гідромотора; 18 – магістраль високого тиску; 20 – блок циліндрів насоса; 22 – підшипник коливної плити

Принцип дії аксіально-поршневого гідроприводу наступний. Ведучий вал 1 (див. рис. 9.41) обертає блок циліндрів 20 насоса 2, внаслідок чого поршні 5 обертаються по колу. Оскільки опорні башмаки 21 поршнів 5 знаходяться у постійному контакті з нахиленою коливною плитою 4, поршні набувають зворотно-поступального руху і витісняють робочу рідину з порожнини циліндрів в порожнину корпусу гідромотора. Величина ходу поршнів 5 і, як наслідок, продуктивність насоса залежить від кута нахилу коливної плити 4, який регулюється за допомогою гідроциліндра 6. Якщо робочу площину коливної плити встановити перпендикулярно до осі насоса, подача робочої рідини припиниться.

Для підведення і відведення робочої рідини, а також розділення між собою зони високого і низького тиску, передбачено торцевий розподільний диск 7 зі спеціальними отворами дугоподібної форми.

Поршні 16 гідромотора 11 під тиском робочої рідини, що надходить із магістралі 18, переміщуються у поздовжньому напрямку і, впираючись башмаками 15 в похилу нерухому плиту 14, набувають обертового руху разом з блоком циліндрів 9, який з'єднано з веденим валом 12. Робоча рідина з гідромотора 11 через магістраль низького тиску 8 повертається до насоса 2.

Гідропривід ведучих коліс кормозбирального комбайна КСК-100А складається із регульованого 15 (рис. 9.42) аксіально-плунжерного насоса НП-90 з підживлювальним насосом 16, нерегульованого аксіально-плунжерного гідромотора 13 з клапанною коробкою, бака 2, фільтрів 3 і 5, радіатора 17, апаратури керування і системи трубопроводів.

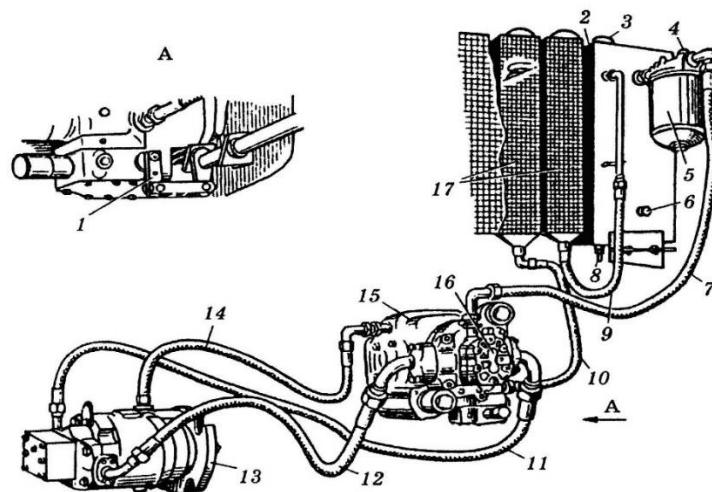


Рис. 9.42. Загальний вигляд об'ємного гідроприводу ведучих коліс комбайна КСК-100А:

1 – важіль керування золотником; 2 – бак; 3 – фільтр грубої очистки; 4 – вакуумметр; 5 – фільтр тонкої очистки; 6 – термодатчик; 7, 9 і 10 – лінії низького тиску; 8 – зливна пробка; 11, 12 – лінії високого тиску; 13 – гідромотор; 14 – дренажна лінія; 15 – аксіально-плунжерний насос; 16 – підживлювальний насос; 17 – секція радіатора

Вал аксіально-плунжерного насоса через карданний вал з'єднано з колінчастим валом двигуна, а вал гідромотора – з валом коробки діапазонів через з'єднувальну муфту.

Олива від насоса 15 по гідролініях 11 і 12 надходить до гідромотора 13. Завдяки тиску оливи обертається вал гідромотора, від якого через коробку діапазонів, головну передачу і диференціал, бортові редуктори і приводяться колеса машини.

Керують насосом (зміна робочого об'єму і реверсування потоку) з кабіни за допомогою двох педаль, які за допомогою тяг з'єднано з важелем 1. Педалі автоматично фіксуються в заданому положенні. Одна педаль призначена для руху вперед, друга – назад. Вимикають подачу оливи (зупинка машини), коли педалі знаходяться в одній площині. При натисканні на одну педаль вниз друга автоматично підіймається вгору.

Бак двосекційний, має корпус зварної конструкції прямокутної форми.

Насос НП-90 аксіально-плунжерний, регульований, реверсивний, має робочий об'єм від 0 до 89 см³ і максимальний тиск на виході 35 МПа. Будова його така. Блок циліндрів 14 (рис. 9.43) з дев'ятьма плунжерами 15 нерухомо закріплений на валу 16. До блока прикріплено диск розподільника, який щільно прилягає до іншого диска, нерухомо встановленого на кришці насоса. Коливна плита 18 з диском 19 може відхилитися від вертикального положення на кут $\pm 18^\circ$ за допомогою гідроциліндрів 11 і 23. Керують гідроциліндрами золотником 22 розподільника. На корпусі аксіально-плунжерного насоса закріплено шестеренний підживлювальний насос 26 (робочий об'єм 18 см³ і максимальний тиск 1,63 МПа), який приводиться в рух від вала 16 основного насоса. В корпусі підживлювального насоса змонтовано запобіжний клапан 10.

Для регулювання робочого об'єму і зміни напрямку потоку оливи нахиляють коливну плиту за допомогою важеля 20 розподільника. Цей важіль тягами з'єднаний з педальми, розміщеними в кабіні, а і також із золотником 22 та коливною плитою 18.

Аксіально-плунжерний насос приводиться в дію від колінчастого вала двигуна карданним валом.

Коли двигун машини працює і педаль керування золотником 22 перебуває в нейтральному положенні, а важіль 20 – у вертикальному, золотник також

займає нейтральне положення. При цьому порожнини гідроциліндрів 11 і 23 роз'єднані з напірною лінією 24 підживлювального насоса і коливна плита встановлена у вертикальне положення. При обертанні вала 16 разом з ним обертається і блок циліндрів із плунжерами. Оскільки коливна плита знаходиться у вертикальному положенні, зворотно-поступальний рух плунжерів відсутній і подача насоса дорівнює нулю. Підживлювальний насос, засмоктуючи оливу із бака 7, нагнітає її через зворотні клапани 25 і осьові канали плунжерів 15 в порожнини аксіально-плунжерних насоса і гідромотора. Якщо тиск у напірній лінії підживлювального насоса становить понад 1,47 - 1,63 МПа, спрацьовує запобіжний клапан 10 і олива зливається в порожнину корпусу насоса, а потім в радіатор 9 і бак 7.

При відхиленні важеля 20 вліво за допомогою педалі керування золотник зміститься вправо. Завдяки цьому олива від підживлювального насоса спрямовується в порожнину нижнього гідроциліндра 11 по каналу 17. Поршень гідроциліндра зміститься вліво і, діючи на коливну плиту 18, нахилить її вправо. Як тільки закінчиться дія на важіль 20, золотник повернеться у вихідне (нейтральне) положення завдяки диференціальному важелю 21. Подача оливи в порожнину гідроциліндра припиниться, коливна шайба і педаль керування золотником залишаться в заданому положенні. У цьому разі виникає зворотно-поступальний рух плунжерів, а отже, здійснюється всмоктування і нагнітання оливи.

При зміні нахилу коливної плити у протилежний бік від вертикальної лінії потік оливи від насоса змінюється на зворотний.

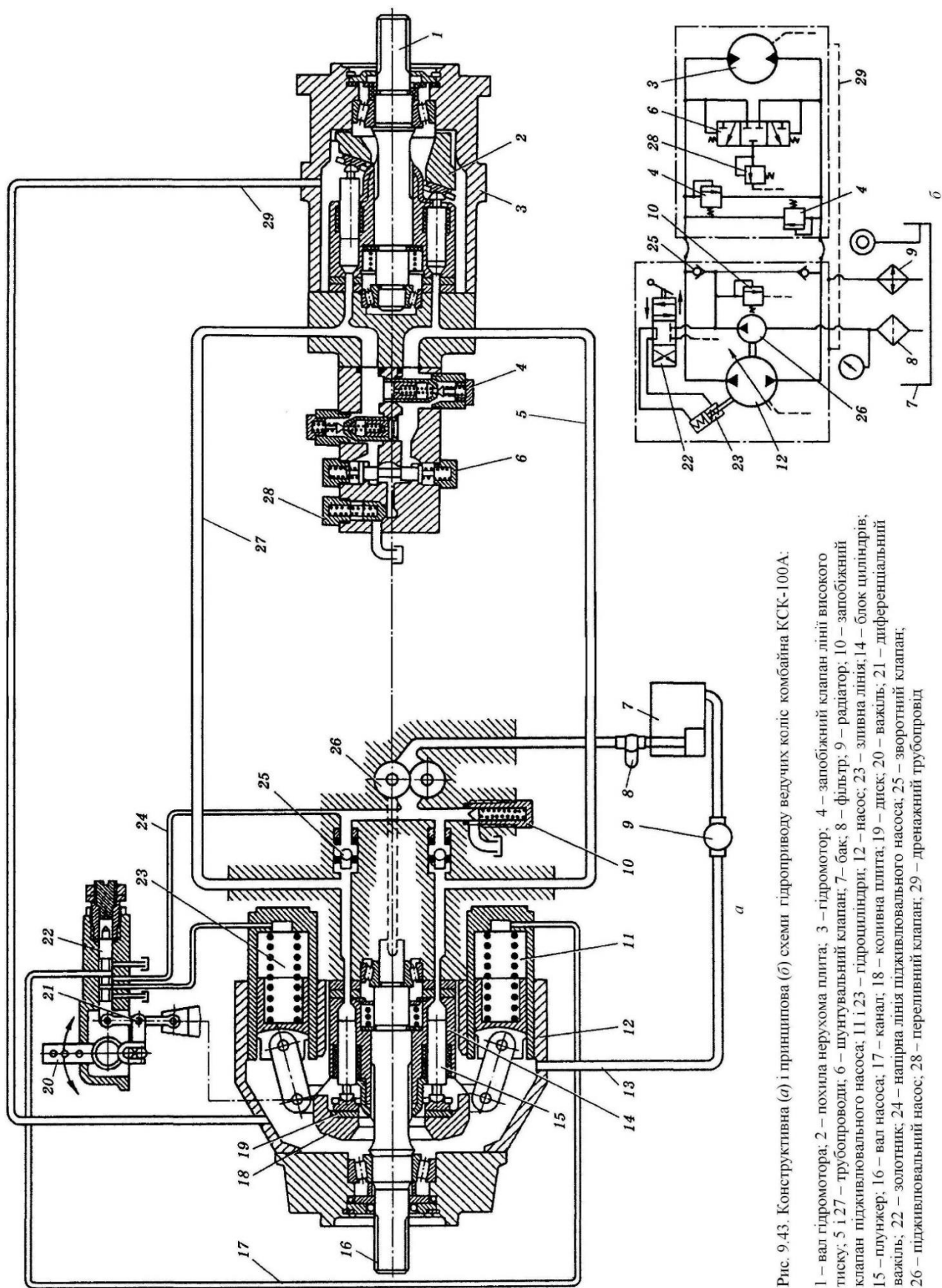


Рис. 9.43. Конструктивна (а) і принципова (б) схеми гідроприводу ведучих коліс комбайна КСК-100А:

- 1 – вал гідромотора; 2 – похила нерухома плита; 3 – гідромотор; 4 – запобіжний клапан лінії високого тиску; 5 і 27 – трубопроводи; 6 – шунтувальний клапан; 7 – бак; 8 – фільтр; 9 – радіатор; 10 – запобіжний клапан підживлювального насоса; 11 і 23 – гідроциліндри; 12 – насос; 23 – насос; 23 – зливна лінія; 14 – блок циліндрів; 15 – плунжер; 16 – вал насоса; 17 – канал; 18 – колизна плита; 19 – диск; 20 – важіль; 21 – диференціальний важіль; 22 – золотник; 24 – напірна лінія підживлювального насоса; 25 – зворотний клапан; 26 – підживлювальний насос; 28 – переливний клапан; 29 – дренажний трубопровід

Аксіально-плунжерний гідромотор МП-90 (робочий об'єм 89 см³, максимальний тиск 35 МПа, реверсивний, нерегульований) за конструкцією і геометричними розмірами такий самий, як і аксіально-плунжерний насос НП-90. Відмінність полягає в тому, що в ньому похилий диск (плита) встановлений нерухомо під кутом 18° до вертикальної лінії. Крім цього, до гідромотора приєднано клапанну коробку з двома запобіжними клапанами 4 непрямої дії, переливним 28 та шунтувальним 6 клапанами.

При подачі оливи від насоса, наприклад, у праву порожнину блока 4 (див. рис. 5.17) гідромотора під плунжери 3 (положення $I - V$), завдяки тиску оливи на них виникає осьове зусилля F . Оскільки диск 1 відхилений від вертикальної осі на кут γ , в шарнірах башмаків 2 плунжерів виникає нормальна сила N і тангенціальна T , тобто сила F розкладається на дві складові сили N і T . Тангенціальна сила T через плече спричинює обертовий рух блока циліндрів навколо точки O проти стрілки годинника. При цьому плунжери башмаками ковзають по похилому диску, притискуючись до нього силою N .

Якщо олива від насоса надходить під плунжери, розміщені в положеннях VI-IX блок циліндрів обертатиметься у протилежному напрямку, тобто за стрілкою годинника.

При нагнітанні оливи під плунжери 11 (див. рис. 6.35) золотник 2 шунтувального клапана зміщується вниз і сполучає зливну лінію 13 гідромотора (в цьому разі вона всмоктувальна аксіально-плунжерного насоса) з каналом 20 переливного клапана 1. У разі надмірного тиску в напірній лінії 10 (вал гідромотора заклинено) спрацьовує нижній запобіжний клапан 15 і олива може надходити до каналу 20 і в лінію 13 аксіально-плунжерного насоса. Якщо тиск в каналі перевищує 1,0 - 1,27 МПа, переливний клапан 1 закривається і олива надходить у порожнину 21 корпусу гідромотора, а далі по дренажному трубопроводу і порожнині насоса потрапляє в радіатор та бак. Таким чином, нагріта олива спрямовується на охолодження, а підживлювальним насосом засмоктується свіжа з бака. При реверсуванні потоку оливи лінія 13 буде напірна, а 10 – зливна, золотник шунтувального клапана зміститься вгору, в роботу вступить верхній запобіжний клапан.

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна РСМ-10 «Дон-1500» виконаний за такою самою схемою, як і у комбайна КСК-100А. Відмінність полягає лише в тому, що на комбайні РСМ-10 встановлено аксіально-плунжерний насос правого обертання і привід його здійснюється клинопасовою передачею. Керування аксіально-плунжерним насосом – рукояткою, а не педалями. Є також незначна відмінність у конструкції бака і радіатора.

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» виконаний за такою самою схемою, як у комбайна РСМ-10. Технічні дані дещо інші.

ГВК складається з аксіально-плунжерного насоса *НА* (рис. 9.44) НП-112-1-00.00Л, вал якого одним кінцем з'єднаний через карданний вал з колінчастим валом дизеля, а другим – з валом підживлювального шестеренного насоса, встановленого на фланці насоса *НА*; аксіально-плунжерного реверсивного нерегульованого гідромотора *М* МП-112-1-00.000, який передає крутний момент на ведучі колеса через з'єднувальну муфту, коробку діапазонів і циліндричну зубчасту передачу диференціала ведучого моста, що розміщений у коробці діапазонів; клапанної коробки *КК1* НП-90-02-000, встановленої на гідромоторі *М*. Вона має два запобіжних клапани високого тиску непрямої дії *ЗКВ1* і *ЗКВ2*, гідророзподільник *Г3* з переливним клапаном *ПК*; зовнішньої півмуфти *ПМ7* Н.036.67.100 для заправки гідроприводу; фільтра *Ф3* ФВ 10-00.000 з вакуумметром; теплообмінного апарата *АТ*. ГВК використовує загальний бак *Б3* усього гідроприводу комбайна.

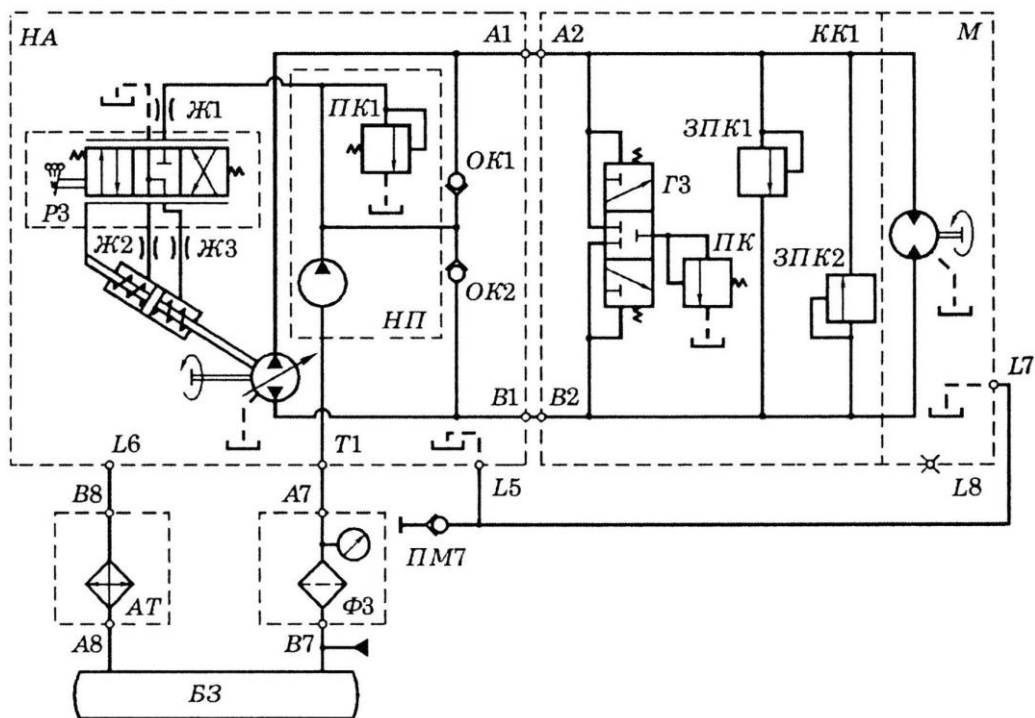


Рис. 9.44. Принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич»

Насос НП-112 і гідромотор МП-112 мають аналогічну конструкцію. У насоса люлька (похилий диск) рухома і може нахилитись для зміни робочого об'єму і напрямку потоку рідини, а у гідромотора люлька нерухома, встановлена на постійне значення робочого об'єму 110 - 112 см³.

Насос НП-112 складається з корпусу 5 (рис. 9.45), закритого з обох боків фланцями 2 і 9. Центрування фланців забезпечується штифтами 4. У розточках фланців на конічних роликотидшипниках встановлено вал 1, який приводить в обертальний рух через шліцьове з'єднання блок циліндрів 8 і підживлювальний насос 11. В отворах блока циліндрів у гільзах 15 розміщені плунжери 14, з'єднані шаровими опорами з башмаками, що ковзають по плоскій робочій поверхні люльки 7. Остання змонтована на підшипниках 6, встановлених на півосях 16, розміщених у корпусі 5 насоса.

Принцип дії ГВК комбайна КЗС-9-1 аналогічний принципу дії ГВК комбайна КСК-100А (див. рис. 9.43).

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна КЗС-1580 «Лан» має аксіально-плунжерний регульований насос НП-112 та нерегульований реверсивний гідромотор МП-112, як і в комбайні КЗС-9-1.

Для гідроприводу комбайна КЗС-1580 характерним є те, що він складається з таких незалежних гідроприводів: головного з двома шестеренними насосами (робочий об'єм 20 та 12 см³); рульового керування з одним шестеренним насосом (6 см³) і гідроприводу ведучих коліс (при комплектації «Гідросила» – АТ – «Левада»). Три секції шестеренних насосів розміщені співвісно з аксіально-плунжерним насосом і жорстко закріплені на корпусі останнього так, що частота обертання валів усіх чотирьох насосів однакова, а працюють вони синхронно з колінчастим валом двигуна машини.

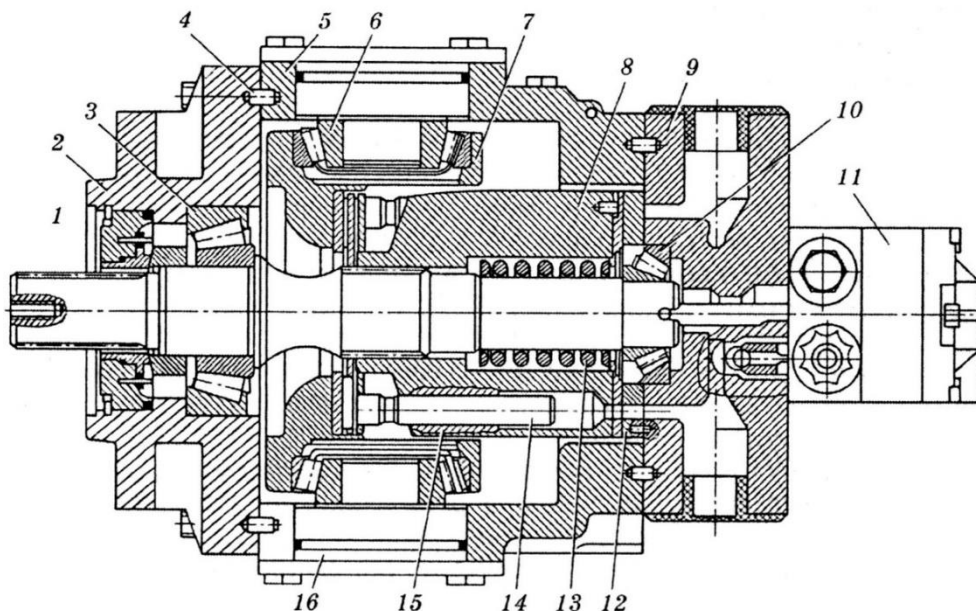


Рис. 9.45. Будова аксіально-плунжерного насоса НП-112:

1 – вал; 2, 9 – фланці; 3, 6, 10 – конічні роликотидшипники; 4 – штифт; 5 – корпус; 7 – люлька; 8 – блок циліндрів; 11 – підживлювальний насос; 12 – торцевий розподільник; 13 – пружина; 14 – плунжер; 15 – гільза; 16 – піввісь

Гідробак має два ізольованих відсіки: один – об’ємом 20 л – для системи шестеренних насосів; другий – об’ємом 60 л – для ГВК. Проте робочі рідини в них однакові: олива марки А або МГЕ-46В.

Номінальна тонкість фільтрації оливи у ГВК не більше як 10 мкм, у системі шестеренних насосів – не більше як 25 мкм.

Гідроприводи ведучих коліс коренезбиральної машини КС-6Б, картоплезбирального комбайна КСК-4, кукурудозбирального комбайна КСКУ-6, косарки-плющилки КПС-5Г оснащені насосами НП-90 і гідромоторами МП-90 (ГСТ-90), як і комбайни КСК-100 та РСМ-10.

Привід насоса у КПС-5Г здійснюється від дизеля через головну коробку, на якій він змонтований. Керування насоса – рукояткою.

Привід насоса у машин КС-6Б, КСК-4, КСКУ-6 від колінчастого вала дизеля через карданну передачу, керування насосом – педалями.

Розглянуті вище ГВК двомашинні, з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором, з коробкою діапазонів і диференціалом.

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна «MEDION» німецької фірми «CLAAS» має аксіально-плунжерний регульований насос LINDE та нерегульований реверсивний гідромотор LINDE. Він відрізняється від розглянутих раніше наявністю запобіжного клапана холодного пуску, а також зворотного клапана на фільтрі.

На рис. 9.46. зображена принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «MEDION».

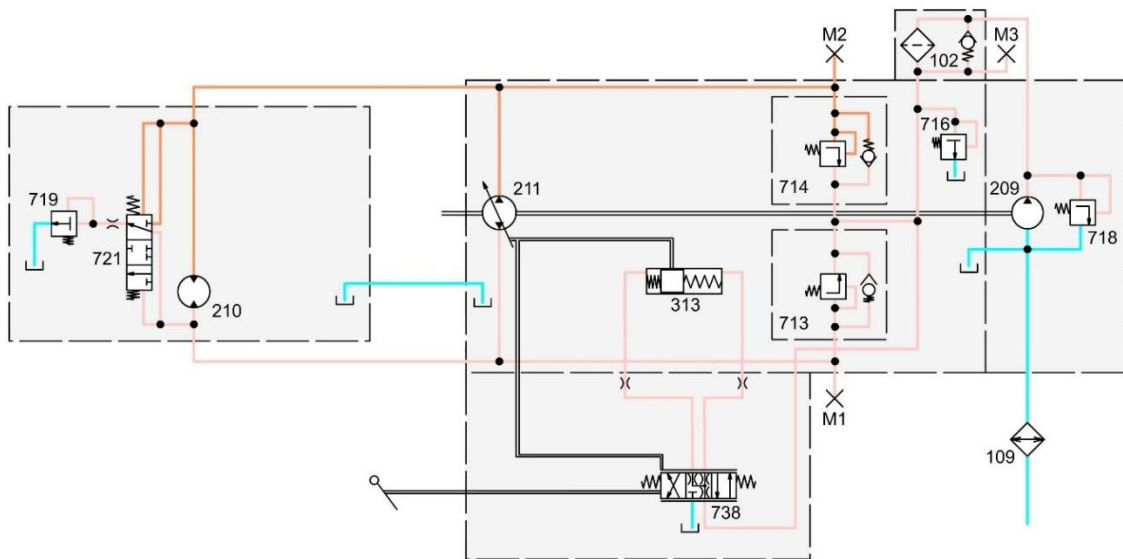


Рис. 9.46. Принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «MEDION» фірми «CLAAS»:

102 – фільтр зі зворотним клапаном; 109 – масляний радіатор; 209 – підживлювальний насос; 210 – нерегульований гідромотор; 211 – регульований насос; 313 – гідроциліндр насоса; 713 – запобіжний клапан, задній хід; 714 – запобіжний клапан, передній хід; 716 – редуційний клапан тиску підживлення; 718 – запобіжний клапан холодного пуску; 719 – переливний клапан; 721 – шунтувальний клапан; 738 – розподільник керування насосом

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна «LEXION-400» німецької фірми «CLAAS» має аксіально-плунжерний регульований насос SAUER 90R130 та нерегульований реверсивний гідромотор SAUER 90M100.

Він відрізняється від «MEDION» наявністю гальмівного дроселя і гідроакумулятора, а також дещо іншою конструкцією запобіжних клапанів.

Гальмівний дросель призначений для того, щоб при русі машини схилом вниз, її швидкість залишалася постійною, а не залежала від кута нахилу поверхні поля.

На рис. 9.47. зображена принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «LEXION-400».

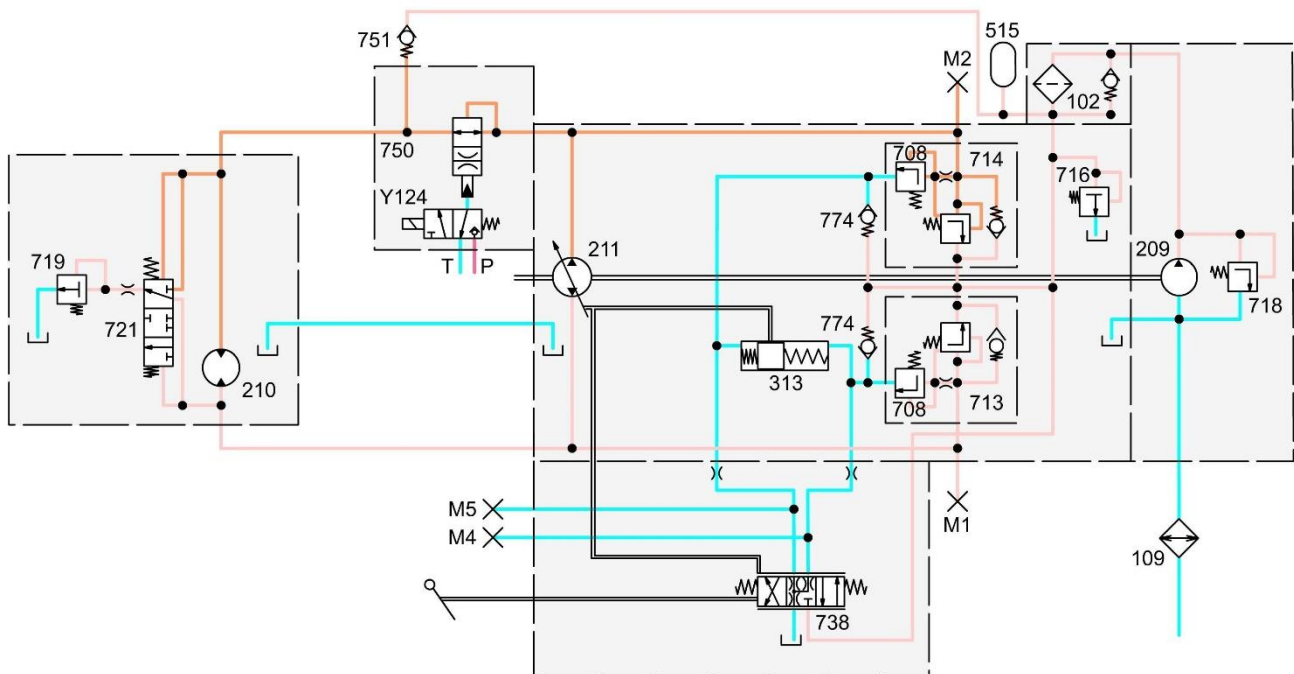


Рис. 9.47. Принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «LEXION-400» фірми «CLAAS»:

102 – фільтр зі зворотним клапаном; 109 – масляний радіатор; 209 – підживлювальний насос; 210 – нерегульований гідромотор; 211 – регульований насос; 313 – гідроциліндр насоса; 515 – гідроакумулятор; 708 – клапан відсікання тиску; 713 – запобіжний клапан, передній хід; 714 – запобіжний клапан, задній хід; 716 – редукційний клапан тиску підживлення; 718 – запобіжний клапан холодного пуску; 719 – переливний клапан; 721 – шунтувальний клапан; 738 – розподільник керування насосом; 750 – гальмівний дросель; 751 – зворотний клапан підживлення; 774 – зворотний клапан; Y124 – гідророзподільник керування гальмівним дроселем

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна «LEXION-600» німецької фірми «CLAAS» має аксіально-плунжерний регульований насос SAUER HyTron 165 та регульований реверсивний гідромотор SAUER 51V250.

Основною відмінністю від «LEXION-400» є те, що гідромотор приводу є регульованим, а керування гідроприводом – електрогідравлічним.

На рис. 9.48. зображена принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «LEXION-600».

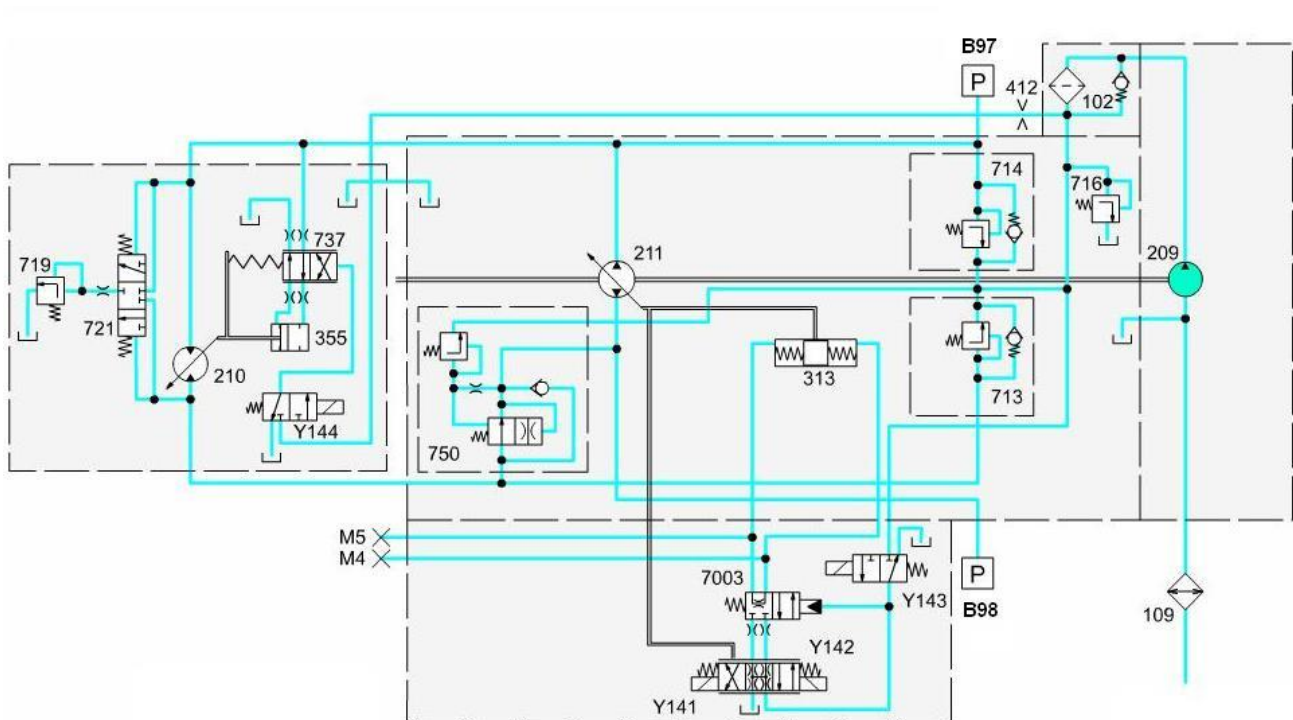


Рис. 9.48. Принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «LEXION-600» фірми «CLAAS»:

102 – фільтр зі зворотним клапаном; 109 – масляний радіатор; 209 – підживлювальний насос; 210 – регульований гідромотор; 211 – регульований насос; 313 – гідроциліндр насоса; 355 – гідроциліндр гідромотора; 412 – дросельна шайба ($\varnothing 2$ мм); 713 – запобіжний клапан, задній хід; 714 – запобіжний клапан, передній хід; 716 – редукційний клапан тиску підживлення; 719 – переливний клапан; 721 – шунтувальний клапан; 737 – розподільник керування гідромотором; 750 – гальмівний дросель; 7005 – клапан вимикання; B97 – сенсор тиску, передній хід; B98 – сенсор тиску, задній хід; B99 – сенсор обертів гідромотора; Y141 – електромагнітний клапан, передній хід; Y142 – електромагнітний клапан, задній хід; Y143 – електромагнітний клапан відключення; Y144 – електромагнітний клапан регульованого гідромотора

Принцип дії електрогідравлічного розподільника управління наступний. Відповідно до вибраного напрямку руху (див. рис. 9.49), електромагнітний клапан Y141 або Y142 пересуває золотник 1, внаслідок чого одним з важелів 3 розтягується пружина 4. При активному електромагнітному клапані Y143, до циліндра 313 (див. рис. 9.48) подається тиск, що генерується з тиску підживлення.

Коливна шайба насоса змінює кут нахилу, приводячи в рух цапфу зворотного зв'язку 5, яка діє на інший важіль 3, розтягуючи пружину 4, і протидіючи, тим самим, електромагнітній силі, що діє на золотник 1 і встановлюючи його в нейтральне положення. Кут нахилу коливної шайби залишається незмінним до зміни керуючого впливу на електромагнітний клапан Y141 або Y142. Налаштування гідравлічного нуля може бути проведене за допомогою ексцентрикового валу 2.

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна «JAGUAR» німецької фірми «CLAAS» має аксіально-плунжерний регульований насос LINDE та регульований реверсивний гідромотор LINDE.

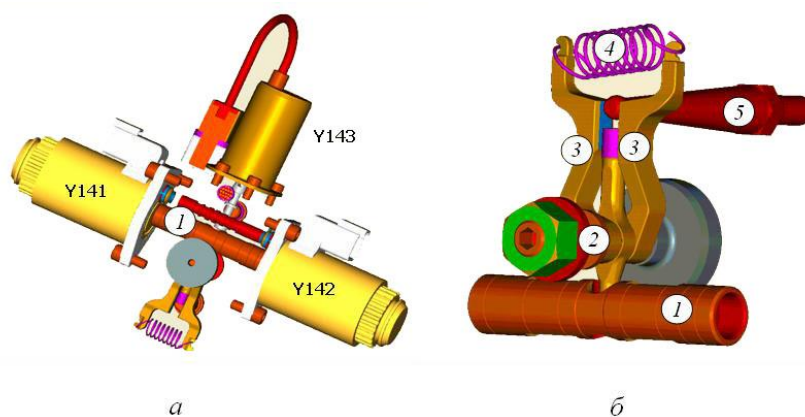


Рис. 9.49. Електрогідравлічного розподільника управління:

а – загальний вигляд; *б* – механічна частина; 1 – золотник; 2 – ексцентриковий вал; 3 – важіль; 4 – пружина; 5 – цапфа зворотного зв'язку;

Основною відмінністю від «LEXION-600» є те, що керування як насосом, так і гідромотором є електрогідравлічним.

На рис. 9.50. зображена принципова схема гідроприводу з електрогідравлічним керуванням ведучих коліс кормозбирального комбайна «JAGUAR».

Як і в механічному розподільнику управління, в електрогідравлічному розподільнику (див рис. 9.51) керуючий золотник 738 також регулює кут нахилу коливної шайби насоса. Проте, на відміну від механічного розподільника управління, золотник 738 приводиться в дію через навантажений пружиною поршень 395 регулювання положення золотника залежно від тиску, що прикладається. Необхідний для цього тиск надходить (залежно від напрямку руху) з одного з двох пропорційних клапанів Y141/Y142, управління роботою яких здійснює системний блок електроніки з використанням широтно-імпульсної модуляції ШІМ. ШІМ-залежний електричний струм генерує пропорційну електромагнітну силу на золотнику розподільника, що, у свою чергу, викликає пропорційний зсув і пропорційне зростання тиску на поршні 395. Цей тиск долає зусилля пружини поршня, встановлюючи його в задане положення. Величина

зсуву похилого диска через механічне з'єднання і центр повороту поршня 395 передається і на керуючий золотник 738, що дозволяє з високою точністю виставити кут повороту.

Клапан тиску (клапан відключення) Y143 у відкритому стані забезпечує надходження оливи у пропорційні клапани Y141/Y142. При відключенні клапана тиску Y143 під час руху внаслідок падіння тиску спрацьовує дросельний клапан 758, що дещо уповільнює в часі повернення коливної шайби в нульове положення.

При електрогідравлічному керуванні регульовальна характеристика гідромотора формується електронним управлінням відповідно до установки насоса. Положення важеля руху визначає включення електромагнітних розподільників широтно-імпульсною модуляцією, які визначають положення коливних шайб насоса і гідромотора. При цьому за допомогою програмного забезпечення можлива зміна швидкості реагування обох компонентів.

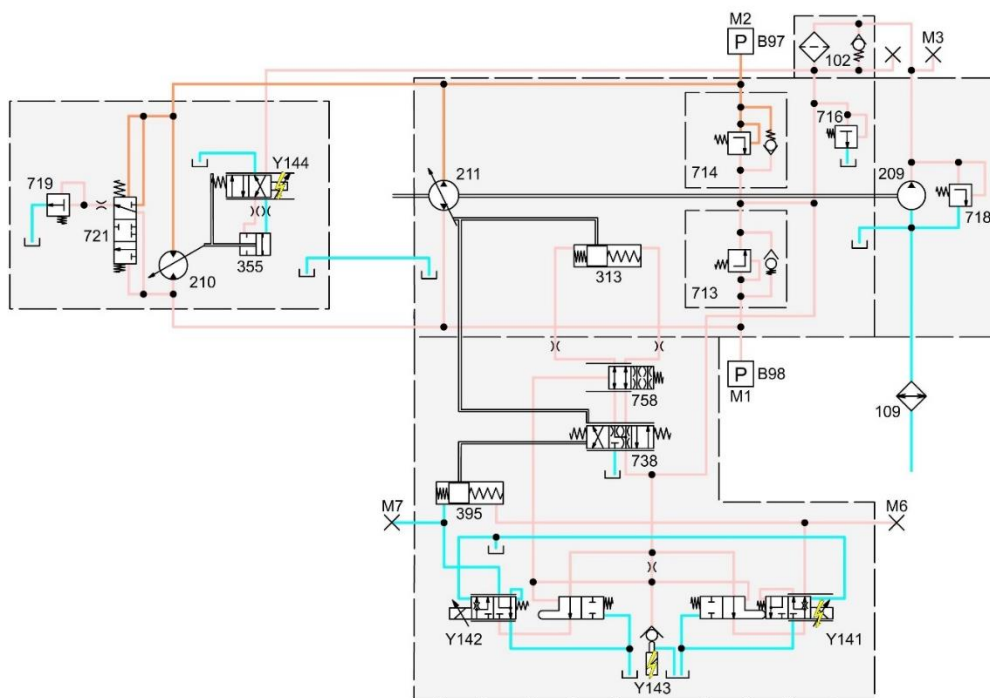


Рис. 9.50. Принципова схема гідроприводу ведучих коліс кормозбирального комбайна «JAGUAR» фірми «CLAAS»:

102 – фільтр зі зворотним клапаном; 109 – масляний радіатор; 209 – підживлювальний насос; 210 – регульований гідромотор; 211 – регульований насос; 313 – гідроциліндр насоса; 355 – гідроциліндр гідромотора; 395 – поршень керуючого золотника; 713 – запобіжний клапан, задній хід; 714 – запобіжний клапан, передній хід; 716 – редукційний клапан тиску підживлення; 718 – клапан холодного пуску; 719 – переливний клапан; 721 – шунтувальний клапан; 738 – розподільник керування насосом; 758 – дросельний клапан; B97 – сенсор тиску, передній хід; B98 – сенсор тиску, задній хід; Y141 – електромагнітний клапан, передній хід; Y142 – електромагнітний клапан, задній хід; Y143 – електромагнітний клапан відключення; Y144 – електромагнітний клапан регульованого гідромотора

При цьому коливна шайба гідромотора у вихідній позиції займає положення максимального об'єму (див. рис. 9.52). Електромагнітна котушка Y144 управляє розподільником 737 керування коливної шайби. При включенні електромагнітної котушки Y144 широтно-імпульсної модуляції розподільник 737 подає відкриває подачу оливи у циліндр керування 355a. Протилежний циліндр керування 355b з'єднується зі зливом і коливна шайба гідромотора повертається у бік меншого об'єму. При цьому пружина працює проти тиску управління і виставляє розподільник керування 737 гідромотором в нейтральне положення, підтримуючи при цьому вибраний кут нахилу коливної шайби гідромотора.

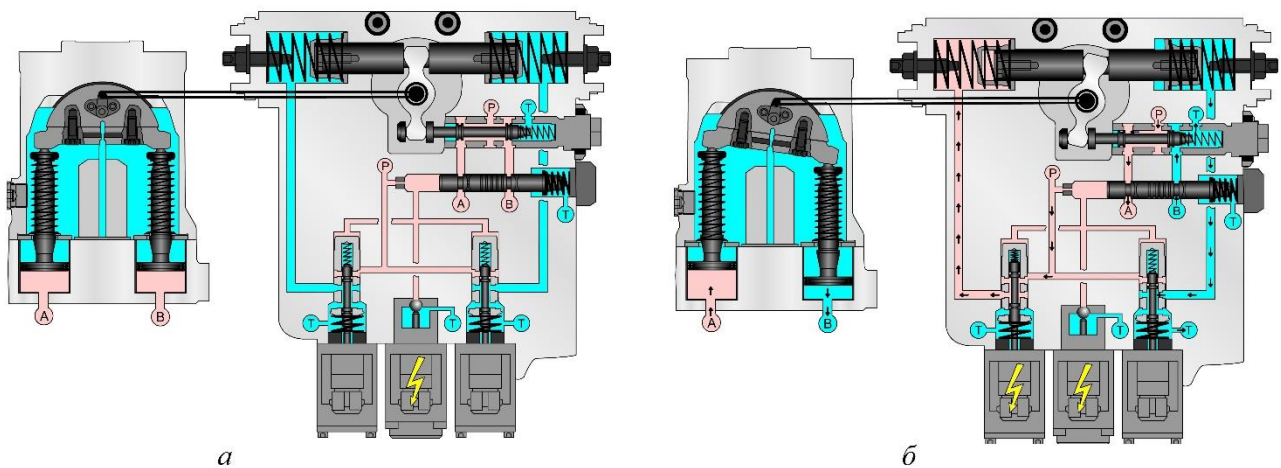


Рис. 9.51. Принцип дії електрогідравлічного розподільника керування насосом LINDE:

а – нейтральне положення; *б* – поворот коливної шайби

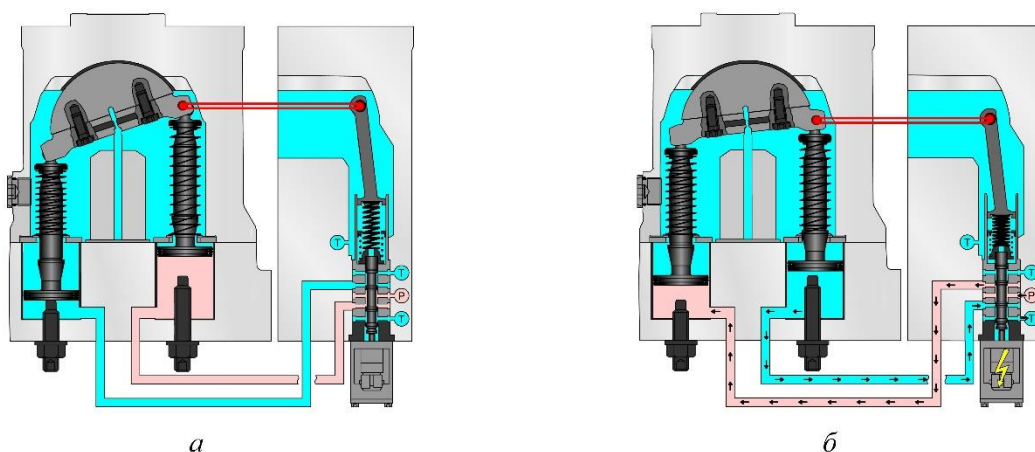


Рис.9.52. Електрогідравлічне регулювання гідромотора LINDE:

а – нейтральне положення; *б* – поворот коливної шайби

9.8. Гідроприводи гальм, зчеплень та муфт повороту

Гідроприводи гальм. Гальмівний привід передає енергію до гальмівних механізмів (колодкових, стрічкових, дискових) і керує ними під час гальмування. За принципом дії розрізняють механічні, гідравлічні і гідропневматичні приводи.

У тракторах застосовують переважно механічний і пневматичний приводи, в автомобілях і самохідних сільськогосподарських машинах та тракторних причепах – гідравлічний пневматичний й гідропневматичний.

Перевагою гідравлічного приводу є простота конструкції, високий ККД (0,8 - 0,9), одночасність і плавність гальмування всіх коліс. Недоліками є: зусилля на педалі; тиск у гідроприводі та те, що інтенсивність гальмування залежить від фізичної сили оператора; вихід з ладу гідроприводу при порушенні герметичності одного із його гідропристроїв.

Гідропривід гальм, наприклад, автомобіля ГАЗ-53А, складається з головного гідроциліндра 8 (рис. 9.53), поршень якого з'єднаний з педаллю 14, колісних гідроциліндрів 3 і 4, гальм 2 і 5 передніх та задніх коліс, а також гідроприводів, що сполучають всі гідропристрої приводу.

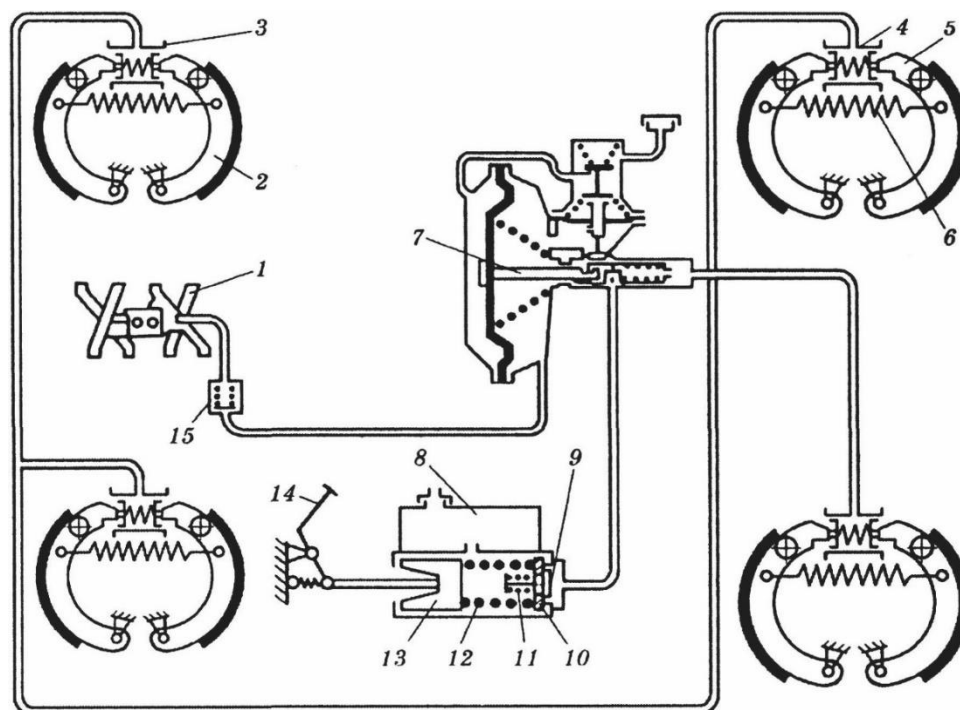


Рис. 9.53. Схема роботи гальмівної системи автомобіля ГАЗ-53А:

1 – випускний трубопровід двигуна; 2, 5 – гальмо відповідно переднього і заднього коліс; 3, 4 – колісні гідроциліндри; 6 – стяжна пружина; 7 – гідровакуумний підсилювач; 8 – головний гальмівний циліндр; 9, 10 і 15 – відповідно запірний, зворотний і перепускний клапани; 11 – пружина перепускного клапана; 12 – зворотна пружина; 13 – поршень; 14 – педаль

Під час натискання на педаль 14 поршень 13 головного гідроциліндра витискає рідину у колісні гідроциліндри. Завдяки тиску рідини поршні колісних гідроциліндрів переміщуються, внаслідок чого колодки гальмівних механізмів притискаються до барабанів. Коли зазори між колодками і барабанами будуть вибрані, нагнітання рідини з головного гідроциліндра у колісні припиниться. При дальшому збільшенні зусилля на педаль створюється значний тиск рідини і починається одночасне гальмування всіх коліс.

Якщо зняти зусилля з педалі, вона, а також поршень головного гальмівного циліндра, під дією пружин повертається у вихідне положення. Стяжні пружини 6 відводять колодки від барабанів і під їх дією рідина з колісних циліндрів витісняється у головний гальмівний циліндр.

Для полегшення керування гідравлічним приводом використано гідровакуумний підсилювач 7, вакуумна камера якого сполучена із випускним трубопроводом 1 двигуна.

У разі несправності гідровакуумного підсилювача, гідравлічний привід гальм продовжує діяти, проте до педалі гальма доводиться прикладати більше зусилля.

У деяких автомобілях, наприклад ГАЗ-52-12, для підвищення надійності роботи гальмівних механізмів використовують гідроприводи двоконтурні. Один контур забезпечує роботу гальмівних механізмів передніх коліс, інший – задніх. При виході з ладу одного контуру, інший забезпечує гальмування автомобіля.

Застосовують також гальмівні системи з розділеним гідравлічним приводом на кожне ведуче колесо, наприклад на самохідному зернозбиральному комбайні «Дон-1500». Вона складається з гальмівних механізмів, їх гідроприводу та механічного пристрою керування гідроприводом.

Гальмівні механізми дискові, розміщені на бортових редукторах і призначені для передачі гальмівного моменту на ведучі вали. Кожний гальмівний механізм має корпус, в якому розміщені фрикційні і натискні диски. Натискні диски мають тяги і загальну вилку та важіль, який з'єднаний зі штовхачем. Останній розміщений у корпусі 1 (рис 9.54) і впирається у поршень 2 колісного гідроциліндра. Штовхач (на рисунку не показано) під час руху поршня 2 повертає натискні диски, фрикційні диски притискаються до корпусу гальмівного механізму, зупиняючи ведучий вал бортового редуктора.

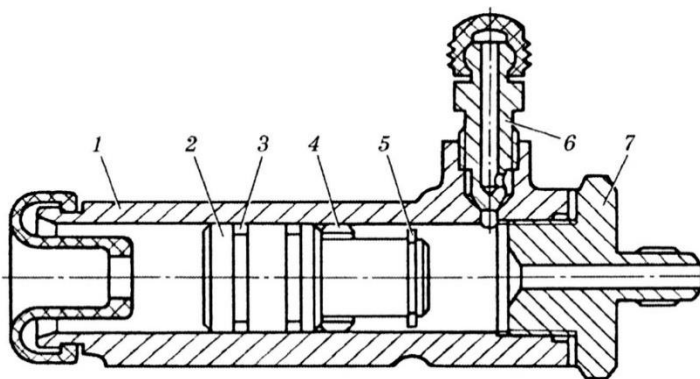


Рис. 9.54. Колісний гідроциліндр:

- 1 – корпус; 2 – поршень;
- 3 – ущільнювальне кільце;
- 4 – упорне кільце;
- 5 – обмежувальне кільце;
- 6 – клапан прокачування повітря;
- 7 – штуцер

Кожен автономний гідропривід має по одному колісному гідроциліндру і одному головному. У корпусі 7 (рис 9.55) головного гідроциліндра встановлено поршень 8. Його головка ділить порожнину гідроциліндра на дві частини: порожнину *A* і *B*. З порожнини *A* робоча рідина через штуцер 14 нагнітається у колісний гідроциліндр вмикання гальмівного механізму. З порожнини *B* робоча рідина перетікає у порожнину *A* через перепускний клапан 9 під час руху поршня вгору.

Штовхач 4 сферичною головкою спирається на торець поршня, вилкою 1 з'єднаний з гальмівною педаллю і захищений чохлам 3.

Робоча рідина надходить у головний гідроциліндр через штуцер 19 від бачка, встановленого на задній стінці кабіни комбайна.

Головні гідроциліндри 8 і 9 (рис 9.56) гідроприводів гальм приводяться в робочий стан за допомогою механічного пристрою керування педального типу. При натисканні на педаль 5 зусилля через вилку 1 (див. рис. 9.55) передається на штовхач 4 і поршень 8, завдяки чому останній переміщується. При цьому рідина з порожнини *A* через штуцер 14 під тиском подається в колісний гідроциліндр, в якому енергія потоку рідини перетворюється на механічну. Праве ведуче колесо гальмується. Так само відбувається гальмування лівого колеса при натисканні на педаль 3 (див. рис. 9.56). Для загального гальмування педалі 3 і 5 блокують заскочкою 4. У випадку роздільного керування ведучих коліс заскочку необхідно вивести із зачеплення зі скобою. У вихідне положення педалі повертаються під дією пружини 7.

Гідроприводи зчеплень не тільки полегшують їх вмикання, а й підвищують плавність вимикання. Відсутність механічного зв'язку між натискною муфтою і педаллю зчеплення дає можливість застосовувати на автомобілях підвісні педалі і цим самим позбутися на підлогах кабін лючків. На підвісні педалі не впливають вібрації еластично підвішеного двигуна. Гідропривід зчеплення особливо зручний на вантажних автомобілях з кабінами, розміщеними над двигунами, наприклад ГАЗ-66. Застосовують гідропривід і на легкових автомобілях, тракторах та на самохідних сільськогосподарських машинах.

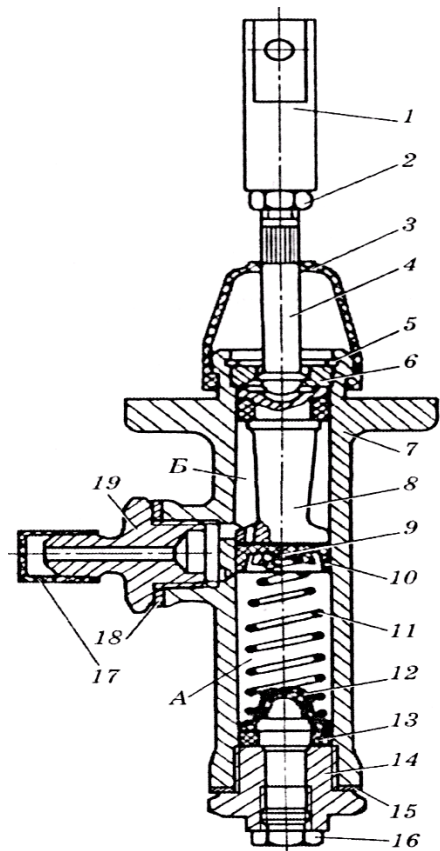


Рис. 9.55. Головний гідроциліндр: 1 – вилка; 2 – гайка; 3 – чохол; 4 – штовхач; 5 – стопорне кільце; 6 – упор; 7 – корпус; 8 – поршень; 9 – перепускний клапан; 10 – манжета; 11 – пружина; 12 – клапан; 13 – упорне кільце; 14, 19 – штуцери; 15, 18 – ущільнювальні прокладки; 16, 17 – пробки транспортні, *A*, *B* – порожнини

За будовою і принципом дії такі гідроприводи аналогічні гідроприводам гальм. Є незначні відмінності в конструкції головного гідроциліндра (джерела гідравлічної енергії) і робочого гідроциліндра (споживача гідравлічної енергії).

Так, головний гідроциліндр гідроприводу зчеплення автомобілів типу «Москвич 433» та зернозбиральних комбайнів «Енисей» мають бачок 3 (рис. 9.57), розміщений на корпусі 9. Будову робочого гідроциліндра показано на рис. 9.58.

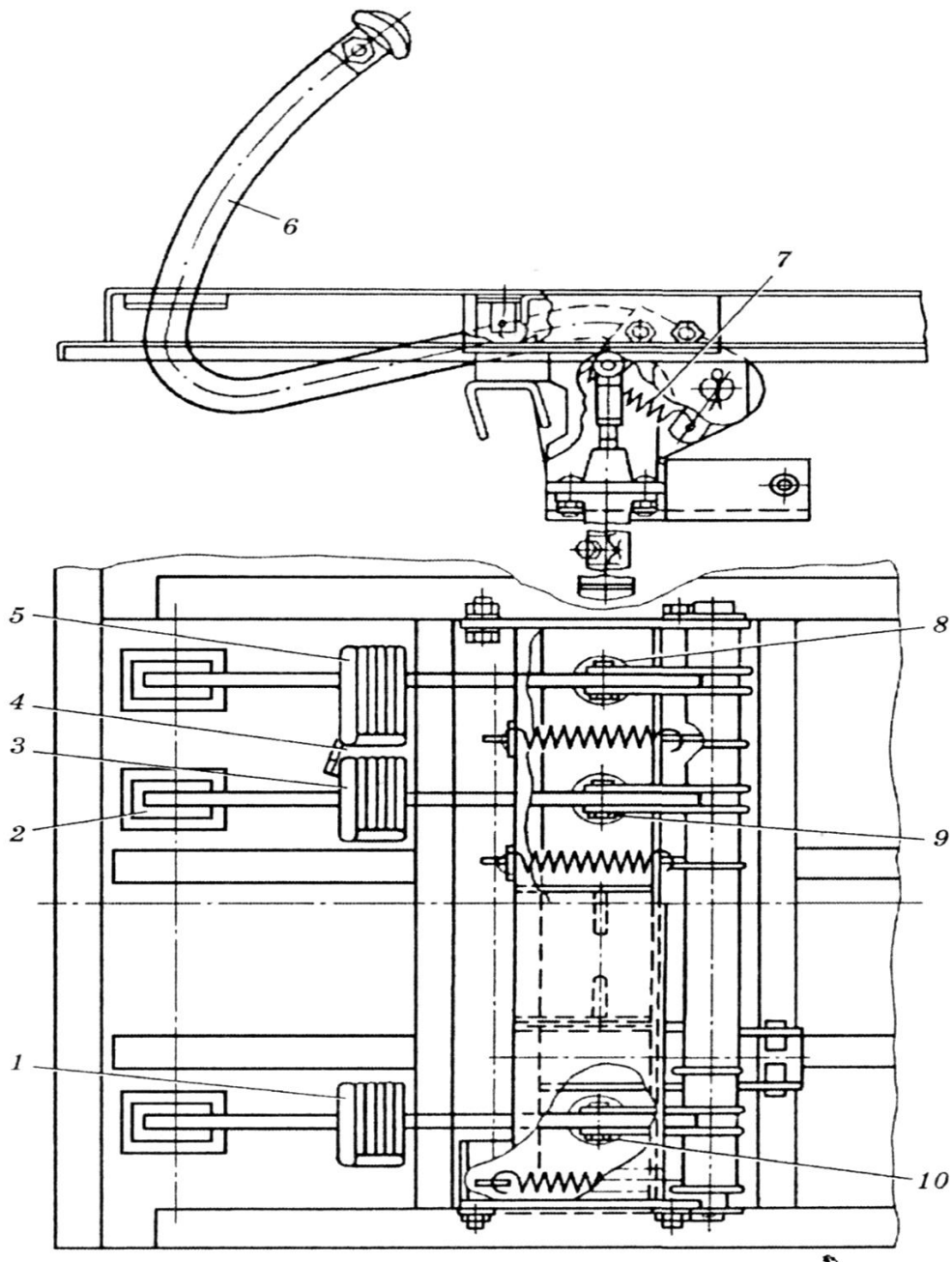


Рис. 9.56. Пристрій керування гальмівними механізмами ведучих коліс зернозбирального комбайна «Дон-1500»:

1 – педаль керування блокуванням (при гідроприводі ведучих коліс); 2 – гумова проставка; 3, 5 – педалі відповідно лівого і правого гальм; 4 – заскочка; 6 – стояк педалі; 7 – зворотна пружина; 8, 9, 10 – головні гідроциліндри

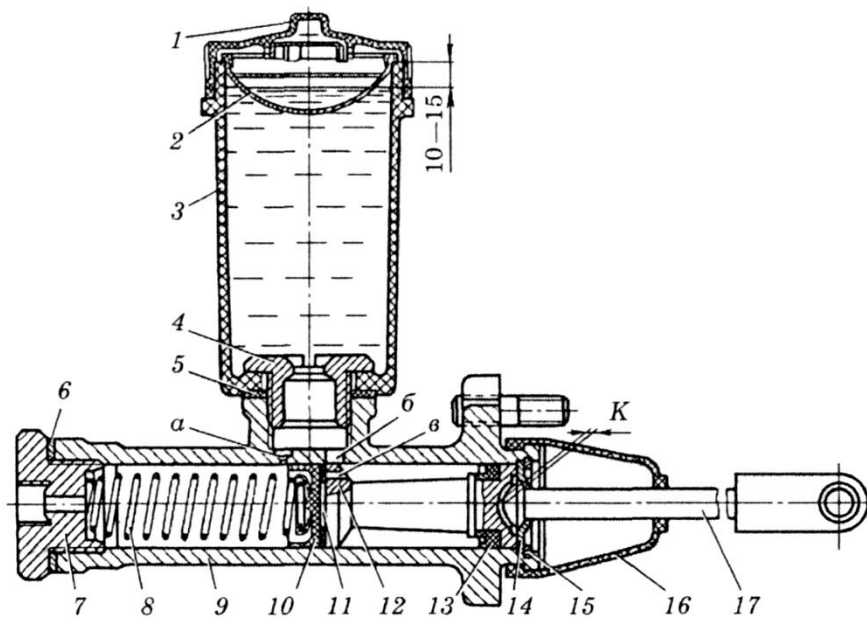


Рис. 9.57. Головний гідроциліндр гідроприводу зчеплення зернозбирального комбайна «Енисей»:

a – компенсаційний отвір; *б* – перепускний отвір; *в* – отвір у головці поршня; *K* – зазор між поршнем і штовхачем; 1 – кришка; 2 – фільтр; 3 – бачок; 4, 7– штуцери; 5, 6 – прокладки; 8 – пружина; 9 – корпус гідроциліндра; 10, 11 – манжети; 12 – клапан; 13 – поршень; 14 – упорна шайба; 15 – стопорне кільце; 16 – захисний чохол; 17 – штовхач

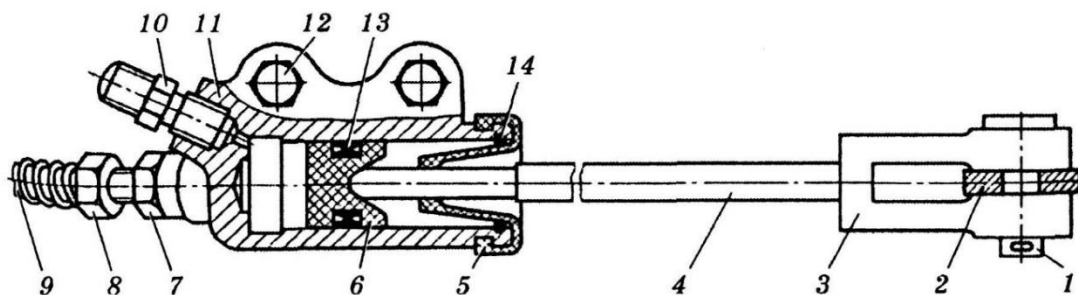


Рис. 9.58. Робочий гідроциліндр гідроприводу зчеплення зернозбирального комбайна «Енисей»:

1 – вісь; 2 – важелі вимикання зчеплення; 3 – вилка; 4 – штовхач; 5 – чохол; 6 – поршень; 7 – штуцер; 8 – гайка кріплення трубопроводу; 9 – трубопровід; 10 – перепускний клапан для прокачування системи гідроприводу; 11 – корпус; 12 – болт кріплення гідроциліндра; 13 – манжета; 14 – пружне кільце

Слід зазначити, що для вимикання зчеплення потрібні значні зусилля, проте згідно з нормами зусилля на педаль допускається не більше як 120 Н, а при ручному керуванні – не більше як 60 Н. У разі потреби подолання великих зусиль

застосовують гідравлічні підсилювачі, які дають можливість зменшити зусилля, що прикладаються до важелів керування, до 40 - 20 Н. Будову і принцип дії таких гідропідсилювачів наведено на рис. 9.59.

Гідроприводи муфт повороту. Для повороту гусеничного трактора на задньому ведучому мості встановлюють дві муфти повороту, що з'єднані з валами ведучих шестерень кінцевих передач. При вимиканні правої (лівої) муфти повороту крутний момент від коробки передач на кінцеві передачі не передається. Гусениця сповільнює свій рух, і трактор плавно повертає. Зусилля на важелях керування для вимикання муфт сягає 120 - 150 Н, що значно перевищує зусилля, передбачені технічними умовами. Для їх зниження між важелями керування і муфтами поворотів встановлюють гідропідсилювачі (див. рис. 9.59).

Гідропідсилювач має корпус 8 (рис. 9.59, в) з двома отворами для потоків рідини (оливи), що підводиться і відводиться, поршень 3, з'єднаний з вилкою 7, та золотник 2, з'єднаний з вилкою 10.

Олива насосом 6 нагнітається під тиском у порожнину А корпусу, а потім по каналах у порожнину В і далі зливається у гідробак.

При натисканні на важіль 11 (показано стрілкою) золотник 2 зміститься вліво і перекриє перший ряд отворів у поршні 3 (див. рис 9.59, б). При цьому тиск оливи у порожнині А підвищується і поршень починає зміщуватись за золотником під тиском оливи, вимикаючи муфту повороту через вилку 7.

За припинення дії на важіль 11 золотник пружиною 9 (див. рис. 9.54, в) повертається у вихідне положення і гідропідсилювач вимикається з роботи.

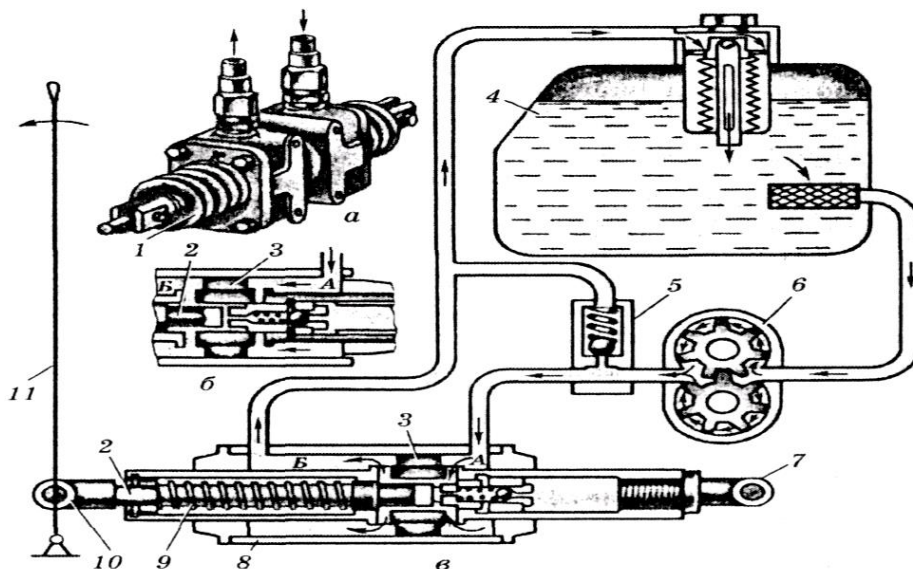


Рис. 9.59. Гідропідсилювач гідроприводу муфти повороту:

а – загальний вигляд; б, в – принцип дії; 1 – чохол; 2 – золотник; 3 – поршень; 4 – гідро-бак; 5 – запобіжний клапан; 6 – насос; 7, 10 – вилки; 8 – корпус; 9 – пружина; 11 – важіль; А і В – порожнини корпусу

9.9. Гідропривід візка дощувальних машин типу «Фрегат»

Дощувальна машина типу «Фрегат» призначена для зрошування полів. Вона багатоопорна, працює, рухаючись по колу, від закритої зрошувальної мережі, завдяки гідроприводу її візків. Особливістю гідроприводу візка є те, що він об'ємний, магістральний і робочою рідиною є вода, яка використовується для зрошування.

Вода під тиском із магістрального зрошувального трубопроводу по підвідному трубопроводу 6 машини (рис. 9.60) крізь фільтр 7, трубопроводу 8 надходить до регулювального клапана швидкості 10, а потім по трубопроводу 18 – у розподільний клапан 27 і порожнистий шток 3 поршня гідроциліндра.

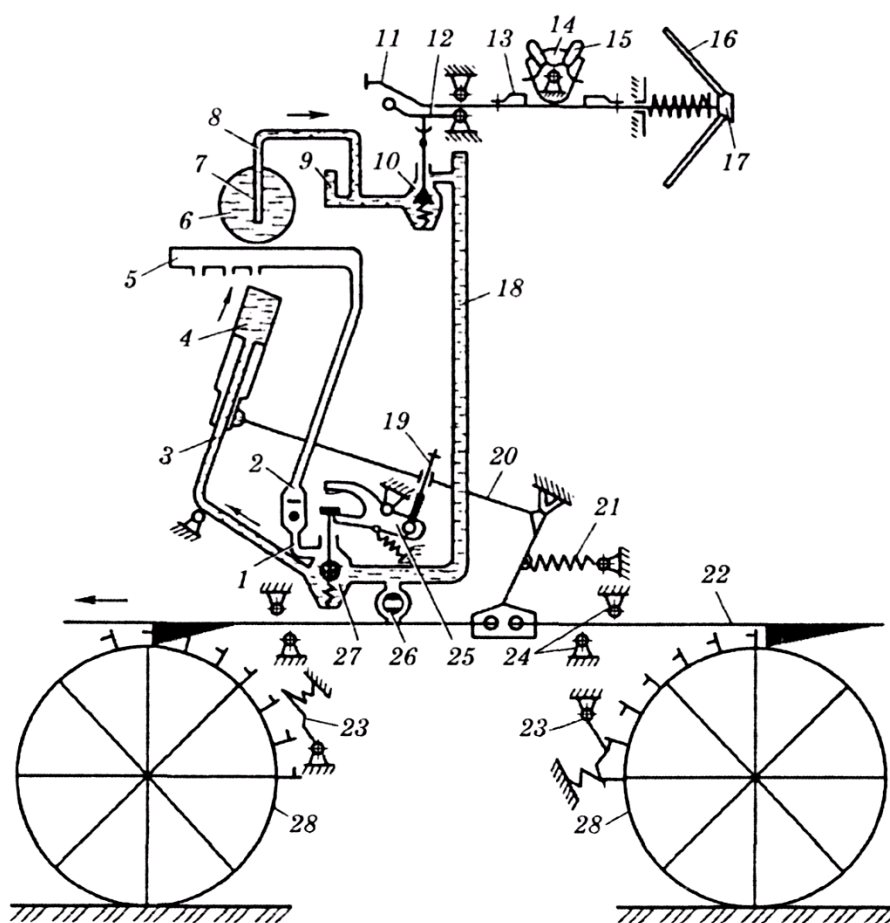


Рис. 9.60. Схема гідроприводу візка дощувальної машини «Фрегат»:

1 – відвідний трубопровід; 2 – зворотний клапан; 3 – порожнистий шток поршня гідроциліндра; 4 – рухомий корпус гідроциліндра; 5 – зливний трубопровід; 6 – підвідний трубопровід машини; 7 – фільтр; 8, 18 – трубопроводи; 9 – демпфер; 10 – регулювальний клапан швидкості; 11 – стрижень; 12 – натискний важіль; 13 – скоба; 14 – маятник; 15 – ртутний перемикач; 16, 19 – тяги; 17 – регулювальна гайка; 20 – силовий важіль; 21 – зворотна пружина; 22 – штанга штовханів; 23 – стопори; 24 – напрямні; 25 – вилка перемикання; 26 – зливний кран; 27 – розподільний клапан; 28 – колеса візка

Оскільки шток поршня шарнірно приєднано до рами, а корпус 4 гідроциліндра не закріплено до рами, то останній під тиском води піднімається вгору і переміщує силовий важіль 20, шарнірно з'єднаний з корпусом гідроциліндра і штангою штовхачів 22 коліс 28. Штовхачі, впираючись у ґрунтозачепа коліс, обертають їх. Рух коліс відбувається доти, поки силовий важіль 20 не підніметься до верхнього обмежувального штифта на тязі 19, вилка перемикачів 25 повернеться і переведе шток розподільного клапана у нижнє положення, припинивши цим самим надходження води у гідроциліндр. Під дією зусилля розтягнутої пружини 21 силовий важіль повертається назад і опускає корпус гідроциліндра у нижнє положення, а одночасно і штангу штовхачів у заднє положення. Штовхачі при цьому входять у зачеплення з наступними ґрунтозачепами коліс. Під час руху корпусу гідроциліндра вниз вода виштовхується з нього через зворотний клапан 2 і виливається на поле. Корпус гідроциліндра опускається доти, поки силовий важіль не натисне на вилку перемикачів 25, яка перемістить шток клапана 27 у верхнє положення. Клапан при цьому відкривається і закривається зливний канал. Далі процес повторюється аналогічно.

Швидкість руху машини (норми внесення води) змінюються регулятором, розміщеним на останньому візку.

Прямолінійність підвідного трубопроводу машини забезпечується системою синхронізації швидкості руху візків, яка керується клапаном швидкості 10.

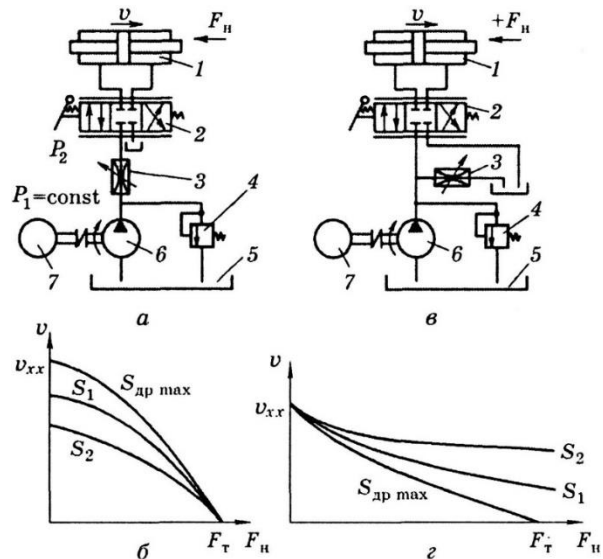
9.10. Гідроприводи з дросельним керуванням

Дросельне керування використовують у гідроприводах невеликої потужності (до 6 кВт) і переважно з нерегульованими насосами. За принципом дії їх поділяють на два види: з постійним тиском (див. рис. 9.61, б) і змінним тиском (див. рис. 9.61, з).

Під час роботи гідроприводу з дросельним керуванням при постійному тиску до гідродвигуна 1 (рис 9.61, а) надходить кількість рідини, що дорівнює витраті через дросель. Максимальна кількість рідини дорівнює подачі насоса при повністю відкритому дроселі.

Рис. 9.61. Принципові схеми гідروприводів з дросельним керуванням

(а, в) та їх характеристики (б, г):
 б – з постійним тиском; г – зі змінним тиском; 1 – гідродвигун; 2 – розподільник; 3 – дросель; 4 – запобіжний клапан; 5 – бак; 6 – насос; 7 – привідний двигун



У процесі регулювання надлишок рідини зливається у бак 5. Запобіжний клапан 4 виконує функцію переливного (підтримує постійний тиск $P_1 = \text{const}$ у напірному гідропроводі, який буде пропорційний навантаженню F_n).

Механічні характеристики такого гідроприводу показано на рис. 9.61, б. Характеристика – це залежність швидкості руху v вихідної ланки гідродвигуна від навантаження F_n .

При повністю відкритому дроселі $S_{\text{др max}}$ і різних прохідних перерізах S_1 і S_2 швидкість штока гідроциліндра залежить від навантаження F_n : максимальне значення швидкості має місце при відсутності навантаження, а при максимальному навантаженні, коли $P_2 = P_1$, швидкість штока дорівнює нулю.

Гідропривід з дросельним керуванням при постійному тиску доцільно використовувати для системи з великими потоками. До переваг такого гідроприводу належить високий ККД (0,8 - 0,9), а до недоліків – складність забезпечення паралельного підключення приводів, а також суттєвий вплив на роботу гідроприводу стисливості робочої рідини.

У гідроприводі з дросельним керуванням при змінному тиску регульований дросель 3 встановлено паралельно гідродвигуну 1 (див. рис. 9.61, в). Швидкість штока у цьому разі максимальна при повністю закритому дроселі, а зі збільшенням прохідного перерізу, швидкість штока зменшується (див. рис. 9.61, г).

Основним недоліком такої схеми є непостійність швидкості руху штока при змінному навантаженні і одному й тому самому положенні дроселя. Крім цього, за такою схемою неможливо регулювати швидкість при надмірних навантаженнях.

Проте такі гідроприводи мають вищий ККД порівняно з гідроприводом з постійним тиском.

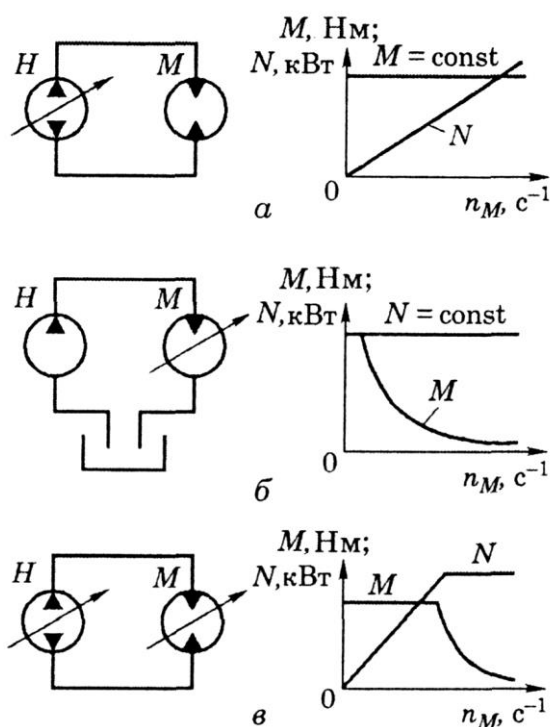
9.11. Гідроприводи з машинним (об'ємним) керуванням

У гідроприводах з об'ємним керуванням швидкість вихідної ланки змінюють регульованим насосом, регульованим гідромотором, регульованими насосом і гідромотором (рис 9.62).

На рис. 9.62, *а* показано схему гідроприводу з регульованим насосом. Частоту обертання вала гідромотора регулюють, змінюючи робочий об'єм насоса, а напрямок обертання вала гідромотора – реверсуванням потоку рідини насосом.

Як видно із характеристик такого гідроприводу, крутний момент M гідромотора за цього способі регулювання – величина постійна, а потужність N змінюється пропорційно частоті його обертання. Діапазон регулювання в такій системі обмежений мінімальними значеннями ККД, який зі збільшенням подачі спочатку зростає, а потім зменшується.

У схемі з регульованим гідромотором (див. рис. 9.62, *б*) встановлено насос з постійним робочим об'ємом і гідромотор з регульованим робочим об'ємом. Регулювання такої системи при постійній потужності досягається зменшенням робочого об'єму гідромотора. Момент на валу гідромотора – величина змінна. Перевага такої системи – відносно невеликі механічні втрати, а недолік – необхідність застосування дистанційного керування гідромотором.



У системах з регульованими насосом і гідромотором (див. рис. 9.62, *в*) є можливість більшого діапазону регулювання частоти обертання і моменту. Крім того, такі системи дають можливість здійснювати зрушення машини з максимальним моментом при мінімальній швидкості.

Гідроприводи з об'ємним керуванням дають можливість змінювати швидкість вихідних ланок гідродвигунів у широкому діапазоні зміни навантаження

Рис. 9.62. Принципові схеми і характеристики гідроприводів з машинним керуванням:

а – з регульованим насосом, *б* – з регульованим гідромотором, *в* – з регульованими насосом і гідромотором

10. ВАЛИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ

10.1. Гідравлічна система відбору потужності

Для ефективного використання потужності двигуна, наприклад, тракторів типу МТЗ, їх обладнують гідравлічною системою відбору потужності (ГСВП), яка призначена для приводу гідрофікованих виконавчих органів сільськогосподарських машин.

ГСВП утворена гідроприроями стандартної гідроначпної системи трактора і складається з бака 27 (рис. 10.1) з фільтром 29, розподільника 1, силового регулятора 3, насоса 25, гідроциліндра 4, а також додаткових гідропристроїв: насоса 24 (НШ-32-2), насоса 23 (НШ-10-2), суматора 7 і радіатора 26.

Насоси 23 і 24 змонтовані на корпусі зчеплення з лівого боку й обладнані приводом, який вимикається.

Суматор 7 має корпус 8, у розточках якого розміщені керовані золотники. У верхній розточці розміщений розподільний золотник 9. Він має три фіксованих положення: нейтральне (робочі порожнини заперті, рідина, що надходить від насосів, зливається у бак) і два робочих положення (рідина від насосів надходить по трубопроводах 11 і 12, виведених у задню частину трактора до споживачів). Розподільний золотник оснащено пристроєм для автоматичного повернення у нейтральне положення при підвищенні тиску рідини понад $14,0^{+1,0}$ МПа.

У середній розточці корпусу розміщено золотник 14, який забезпечує додавання або віднімання потоків рідини від трьох насосів системи. Золотник має чотири фіксованих положення, які в порядку підвищення дають можливість отримати потоки подачею 18 55 75 і 100 л/хв.

У нижній розточці корпусу розміщено два золотники 15 і 16. Золотник 15 керується тиском рідини у каналі керування перепускним каналом. Золотник може займати два положення – крайнє праве (канал керування і порожнина керування сполучені зі зливом) і крайнє ліве (канал керування перекритий). У першому випадку потік рідини від насоса НШ-32-2 надходить до розподільника гідросистеми, а у другому – до поєднувального золотника 14 системи гідропроводу. Золотник 16 призначений для подачі до споживача потоку рідини від насоса НШ-10-2 у тому випадку, коли останній не використовується на основних виводах гідропроводу. Нейтральна позиція золотника фіксована. Робоча і плаваючі позиції не фіксовані. У цих позиціях золотник утримують вручну. У робочій позиції золотника потік рідини від насоса НШ-10 надходить до споживача по трубопроводу 17.

Суматор оснащений двома запобіжними клапанами, відрегульованими на тиск $16,0^{+1,5}$ МПа. Клапан 10 вмонтовано у лінію поєднуваного потоку, клапан 22 – у лінію потоку насоса НШ-10-2.

Золотниками суматора тракторист керує за допомогою рукояток. Рукоятка керування має чотири фіксованих положення: перше зверху відповідає подачі потоку на основному виводі ГСВП, що дорівнює подачі насоса НШ-10-2; друге – подачі насоса НШ-32-2; третє – подачі насосів НШ-10-2 і НШ-32-2; четверте – подачі двох насосів НШ-32-2.

Рукоятка реверсування має три фіксованих положення: верхнє – «Піднімання»; середнє – «Нейтральне»; нижнє – «Опускання». Рукояткою керування поєднувальний золотник встановлюють у необхідне положення.

Потік рідини знімається через виводи гідровідбору установкою рукоятки реверсування розподільного золотника в одне із робочих положень.

Основний насос гідросистеми трактора насамперед використовується для роботи гідронавісної системи трактора.

Привід насосів ГСВП здійснюється від шестерні двошвидкісного ВВП.

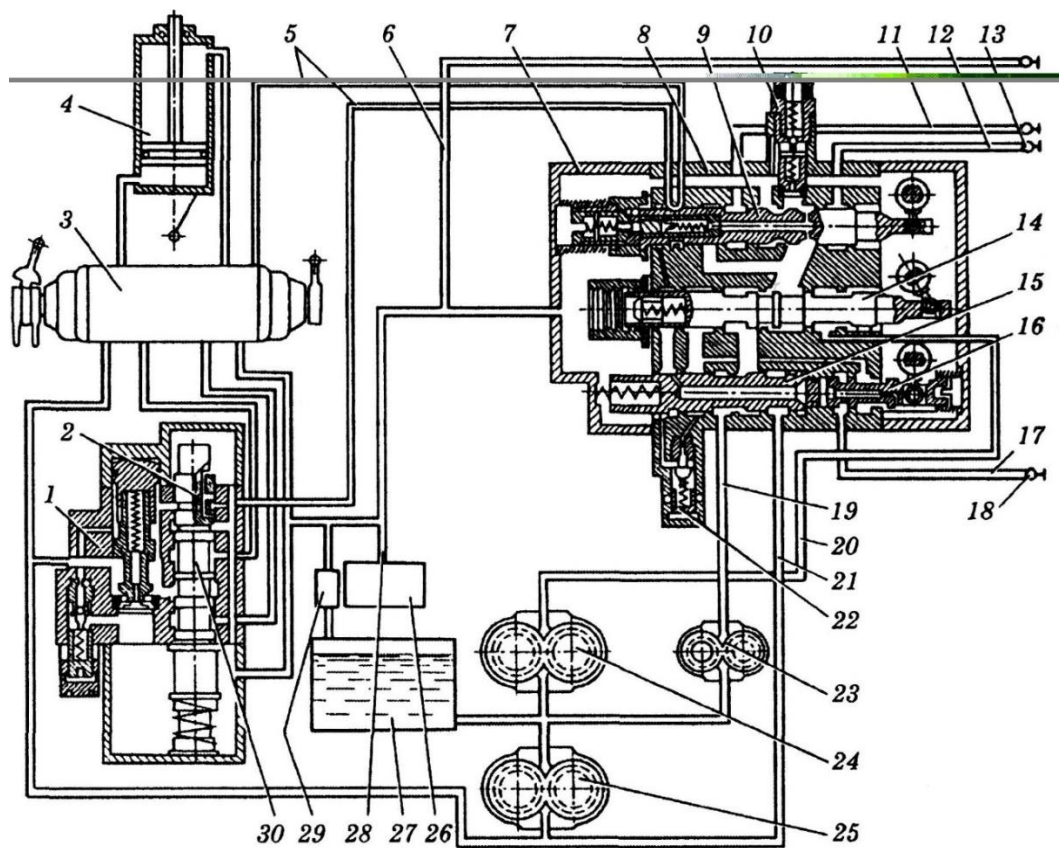


Рис. 10.1. Конструктивна схема гідравлічної системи відбору потужності тракторів типу МТЗ:

1 – розподільник; 2 – канал керування; 3 – силовий регулятор; 4 – гідроциліндр; 5, 6, 11, 12, 17, 19, 20, 21, 28 – трубопроводи; 7 – суматор; 8 – корпус; 9 – золотник; 10, 22 – клапани; 13, 18 – зворотні клапани; 14 – поєднувальний золотник; 15, 16, 30 – золотники керування; 23, 24, 25 – насоси; 26 – радіатор; 27 – бак; 29 – фільтр

10.2. Вал відбору потужності з гідравлічним керуванням

Крім ВВП з механічним керуванням розроблені і використовуються ВВП з гідравлічним керуванням. На рис. 10.2 показано двошвидкісний ВВП з редуктором і автоматичною гідравлічною системою.

Ведучий вал 2 редуктора приводиться в рух від колінчастого вала дизеля через проміжний вал, що проходить всередині порожнистих валів зчеплення і коробки передач.

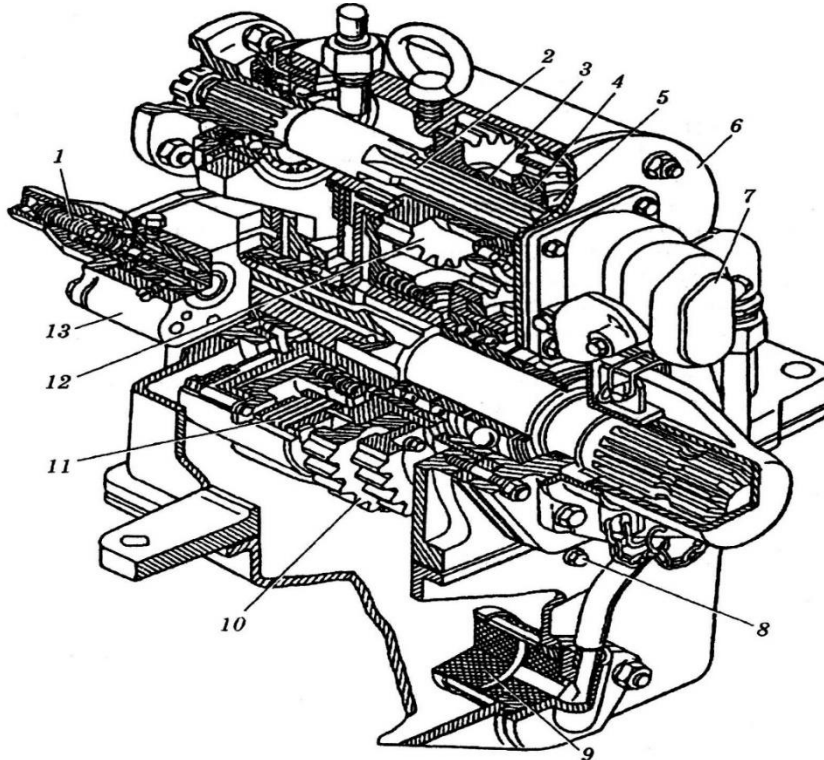


Рис. 10.2. Вал відбору потужності з гідравлічним керуванням:

1 – регулювальний гвинт; 2 – ведучий вал; 3 – дистанційна втулка; 4 – втулка; 5 – стопорне кільце; 6 – кришка; 7 – насос; 8 – контрольна пробка; 9 – фільтр-забірник; 10 – ведена шестерня; 11 – гідропідтиска муфта; 12 – ведуча шестерня; 13 – клапанний пристрій

Механізм керування гідропідтискну муфтою ВВП має важіль керування з двома фіксованими положеннями (верхнє – ввімкнено, нижнє – вимкнено), проміжний важіль, тягу і важіль ексцентрика клапанного пристрою гідросистеми редуктора. Клапанний пристрій має клапани постійного тиску і плавного вмикання.

При повертанні важеля керування він через допоміжний важіль і тягу повертає ексцентрик, який діє на клапан плавного вмикання. При цьому олива подається насосом у гідропідтискну муфту 11, диски якої стискаються, і ВВП вмикається. Тиск оливи у муфті підтримується клапаном постійного тиску.

Якщо важіль повернути вниз, клапан плавного вмикання відкривається, тиск у системі знижується, гідропідтиска муфта вимикається, тобто вимикається ВВП.

11. МОНТАЖ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРОПРИВОДУ

Переваги гідروприводу не завжди реалізуються під час експлуатації через неякісний монтаж гідропристроїв, а також порушення правил їх експлуатації та технічного обслуговування.

11.1. Правила монтажу гідропристроїв

Для забезпечення надійної роботи гідропристроїв під час їх монтажу слід дотримуватися певних правил.

Насоси:

– перевірити відповідність напрямку обертання ведучого вала насоса і його приводу;

– вибирати таку конструкцію приводу, яка запобігала б передаванню радіальних та осьових зусиль на вал насоса і забезпечувала б радіальні переміщення його елементів не більше 0,3 мм;

– надійно затягнути гвинти і гайки кріплення під час монтажу і демонтажу насосів, не допускати значних ударів по корпусу;

– забезпечити швидкість руху рідини у всмоктувальному гідропроводі не більше ніж 1,5 м/с, а розрідження – не вище ніж 260 ГПа;

– монтувати всмоктувальний гідропровід по можливості коротким, з мінімальним числом перегинів;

– установка кранів, фільтрів і клапанів на всмоктувальному гідропроводі не рекомендується;

– встановлювати фільтрувальний елемент з номінальною тонкістю фільтрації залежно від типу насоса: для шестеренних насосів – 63 мкм, для аксіально-поршневих – 10 мкм;

– прослідкувати, щоб на насос не передавались механічні зусилля від деформації та переміщення приєднаних до нього гідропроводів;

– прослідкувати, щоб рівень рідини у гідробаку був вищий від вхідного отвору насоса не менше ніж на 150 мм.

Аксіально-поршневі і планетарні гідромотори:

– видалити перед монтажем антикорозійний захисний засіб, промити у чистому бензині і просушити;

– з'єднати з валом робочий орган машини через спеціальну муфту (відхилення від співвісності не більше ніж 0,2 мм, кут перекосу осей – не більше 10°30', відхилення від площинності поверхні, що прилягає до гідромотора, – не більше 0,2 мм);

– після монтажу залити через дренажний отвір чисту робочу рідину. Верхня точка дренажного трубопроводу має бути вище від самої високої частини гідромашини;

Гідроциліндри:

- прослідкувати, щоб отвори вушок штока і гільзи співпадали з монтажними отворами;
- монтаж гідроциліндра з примусовим згином штока забороняється;
- прослідкувати, щоб у крайніх положеннях шток гідроциліндра не навантажувався додатковою силою, що перевищує номінальну.

Гідроапаратура:

- не допускати осьових і радіальних зусиль від інших гідропристроїв;
- рекомендуються розподільники типу Р-80 і Р-150 встановлювати вище або на рівні рідини у гідробаку;
- прослідкувати, щоб опір у зливному гідропроводі від розподільника у бак при вільному перетіканні рідини (позиція «Нейтральне») для всіх золотників не перевищував 0,05 - 0,1 МПа;
- рекомендується розподільники ПГ73-11 і ПГ73-24 встановлювати горизонтально;
- шорсткість монтажної поверхні має бути $R_a \leq 1,6$ мкм, допустима неплоскостність – не більше ніж 0,01 мм на довжині 100 мм;
- для кріплення розподільників слід використовувати болти класу міцності не нижче 8.8.

Гідропроводи:

- перед монтажем нові трубопроводи по внутрішній поверхні протравлюють, нейтралізують, очищають і промивають потоком робочої рідини зі швидкістю 4 - 6 м/с впродовж 10 - 30 хв;
- після очищення трубопроводи перевіряють на герметичність статичним тиском робочої рідини у 1,5 раза більшим, ніж допустимий максимальний, протягом 2 - 5 хв;
- у трубопроводах завдовжки понад 1 м передбачають проміжне їх кріплення до машини;
- кріплення трубопроводів не повинно перешкоджати температурним деформаціям;
- під час монтажу трубопроводів слід уникати перекосів, натягу їх тощо.

11.2. Підготовка гідроприводу до роботи

Перед запуском гідроприводу перевіряють наявність оливи в баці і при необхідності доливають. За нижнього положення плунжерів чи штоків поршневих гідроциліндрів одnobічної дії рівень оливи в баці має бути на рівні верхньої позначки покажчика, за верхнього положення – на рівні нижньої.

Заправляти треба тільки ту оливу, що передбачена інструкцією. У гідроприводах ведучих коліс не слід змішувати оливу ЕШ (ГОСТ 10363-78) і А

(ТУ 38101179-71), а також оливу МГЕ-46В, МГ-30У (ТУ 38.401285-80). Перед заправленням гідروприводу кришки заливних горловин, пробки та горловини треба очистити зовні від пилу і бруду. Заправляють оливу через фільтри за допомогою чистого нагнітача, обладнаного шлангом з наконечником. Слід мати на увазі, що основні несправності гідроприводу виникають через забруднення оливи продуктами зношування поверхонь тертя, пилом із навколишнього середовища, водою, а також механічними домішками під час заправлення свіжою оливою. Якщо шестеренні гідромашини надійно працюють при чистоті фільтрації оливи до 63 мкм, то аксіально-поршневі (плунжерні) лише до 10 мкм. Тому перед заправленням необхідно переконатися у відсутності механічних домішок і води. Можливі такі найпростіші способи визначення якості оливи.

У чисту й суху посудину наливають 100 – 200 г оливи і 400 – 500 г бензину. Після збовтування суміш пропускають крізь паперовий фільтр, який потім промивають чистим бензином. Після цього фільтр просушують протягом 10 - 15 хв. Чиста олива залишає на фільтрі ледь помітну жовту пляму. Чим брудніша олива, тим темніша пляма на фільтрі.

Другий спосіб полягає в тому, що в посудину наливають 500 г оливи і відстоюють її протягом 24 год. Якщо на дні посудини з'явиться осад, то оливу треба замінити.

Наявність води в оливі визначають нагріванням. У чисту й суху пробірку наливають оливу до половини її об'єму і повільно нагрівають. При температурі 373 К (100 °С) олива, що містить воду, спінюється, чути потріскування, а на холодній частині пробірки утворюються краплі вологи.

Замінюють оливу тоді, коли в'язкість її змінилась на 50 % (а в більш відповідальних гідроприводах на 25 %) від початкової.

Слід пам'ятати, що завчасна заміна оливи в технічно справному гідроприводі небажана.

Перед запуском гідроприводу перевіряють ступінь забруднення фільтрів і за потреби замінюють або промивають фільтрувальні елементи.

11.3. Типові несправності гідроприводу

Несправності гідроприводу можна розподілити на такі основні групи: несправності, які характеризуються невиконанням заданої операції при подачі відповідної команди (наприклад, при переміщенні золотника розподільника жатка не піднімається або не опускається); несправності, що спричинюють відхилення значень параметрів системи від норми (занижена частота обертання гідромотора або швидкість піднімання жатки тощо); несправності, які не

змінюють значень параметрів, але спричинюють зменшення часу безвідмовної роботи гідропрстроїв (перегрівання оливи, вібрація трубопроводів, підтікання оливи, пульсація тиску та ін.).

Залежно від групи несправностей вибирають і спосіб пошуку їх причин. Причини несправностей першої та другої груп визначають способом послідовного (крок за кроком) пошуку або способом половинного розчленування.

Застосовуючи спосіб послідовного пошуку, в системі виділяють магістральний контур, через який проходить олива від бака до гідродвигуна, що не працює. За принциповою схемою гідравлічної системи визначають несправність кожного гідропрстрою. Наприклад, жатка зернозбирального комбайна не піднімається при вмиканні рукоятки розподільника. В такому разі перевіряють наявність оливи в баку, обертається чи не обертається вал насоса і так до гідроциліндра.

Спосіб половинного розчленування заснований на пошуку причини несправності від середини лінії послідовно з'єднаних гідропрстроїв. Для такого прикладу пошук починають від розподільника до запірнього крана і до гідроциліндра. Якщо причину несправності не виявлено, пошук продовжують від розподільника до бака.

Причини несправностей третьої групи визначають за допомогою відповідних органів чуття людини (зору, слуху, дотику) або інформаційних пристроїв.

11.4. Режими експлуатації гідроприводу та стан робочої рідини

Залежно від тривалості роботи під навантаженням, температури, забрудненості повітря та динамічних навантажень режими експлуатації гідроприводу поділяють на три види: легкий, середній і важкий (табл. 11.1).

Як правило, важким режимом експлуатації гідроприводів вважають роботу в умовах Крайньої Півночі та Середньої Азії. Проте, виходячи із тривалості роботи під навантаженням і коефіцієнта динамічності, у важких режимах працюють гідроприводи: тракторних навантажувачів, подрібнювачі кормів типу ИРТ-165, машини для внесення добрив, збиральні машини, гідроприводи ведучих коліс тощо.

Довговічність і надійність гідроприводу значною мірою залежить від стану робочої рідини.

Таблиця 11.1. Режими роботи гідроприводу

Показник	Режими роботи		
	легкий	середній	важкий
Діапазон зміни температури, °С	20-50	50-70	70-90 і нижче 10
Коефіцієнт використання номінального тиску, %	0-40	40-70	70 - 100
Коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням, %	0-10	10-35	35 - 100
Коефіцієнт динамічності, МПа/с	10-20	20-60	Понад 60

Основною причиною відмов гідроприводів є забруднення робочої рідини. Так, при моторесурсі насосів 9000 мотогодин і гідророзподільників 6000 мотогодин в реальних умовах роботи сільськогосподарської техніки, він зменшується втричі і більше. На відмови (зношення, заклинювання) гідропрстроїв припадає 30 - 40 % причин, що зумовлюються забрудненням. Забруднення робочої рідини відбувається під час її виробництва (2 - 4 %), транспортування (14 %), зберігання (20 %) і заправлення (40 %), що в цілому сягає 0,06 - 0,07 % за масою. Слід відмітити, що у період експлуатації забруднення рідини продовжує зростати. Ось чому через кожні 100 – 250 годин роботи необхідне очищення рідини та її регенерація.

Залежно від тривалості роботи гідроприводу змінюються також в'язкість і спектральний склад робочої рідини, що призводить до швидкого зношення, виходу із ладу ущільнень, зниження ККД.

В'язкість рідини перевіряють за допомогою віскозиметра типу ВПЖ-2, а спектральний аналіз здійснюють за допомогою фотоелектричної установки типу МФС-3.

Чиста робоча рідина, наприклад, М-10В, за даними спектрального аналізу, містить такі елементи (г/т): силіцій Si – 2,8; залізо Fe – 13; свинець Pb – 1,5; алюміній Al – 2,7.

11.5. Стенди для випробування гідроприводів сільськогосподарської техніки

Стенд КИ-4200 призначений для проведення випробувань і регулювань насосів і гідромоторів з робочим об'ємом до 60 см³, гідроциліндрів, гідророзподільників та інших гідропрстроїв.

Загальний вигляд і гідросистему стенда показано на рис. 11.1. При випробуванні насосів визначають фактичну хвилину подачу Q_n і коефіцієнт подачі η при усталеній температурі робочої рідини 50 - 55°C, номінальному робочому тиску і номінальній частоті обертання вала насоса.

Параметри насосів, що задовольняють умовам експлуатації, мають відповідати $\eta \geq 0,5$ для гідронавісних систем тракторів і $\eta \geq 0,65$ для інших гідроприводів.

Герметичність насоса перевіряють за короткочасного навантаження (5 - 6 разів) протягом 0,5 хв тиском $1,25P_{ном}$.

При випробуванні і регулюванні гідророзподільників перевіряють функціонування пристрою для автоматичного повернення золотників у вихідне положення, тиск спрацювання запобіжного клапана, герметичність золотникових пар.

Для перевірки герметичності золотникової пари у напірній лінії створюють тиск 7 МПа, рідину, що витекла через зливний рукав, збирають у мензурку. Значення витікання не повинно перевищувати 5 - 10 %.

Тиск спрацювання запобіжного клапана перевіряють, встановивши почергово кожен золотник у позицію «Піднімання». Підтримуючи важіль керування золотника, дроселем перекривають напірну лінію. При цьому манометр фіксує тиск спрацювання запобіжного клапана.

Для перевірки спрацювання бустерного пристрою гідророзподільника рукоятку золотника, що перевіряється, встановлюють у позицію «Піднімання», а потім дроселем повільно підвищують тиск у напірному трубопроводі до моменту спрацювання автомата.

Витікання робочої рідини через переливний і запобіжний канали заміряють за допомогою спеціальної мірної труби, приєднаної замість зливного рукава. Переводячи рукоятку одного із золотників у позицію «Піднімання», дроселем підвищують тиск до 7 МПа.

Витікання рідини крізь зазор між поясками золотника і корпусом розподільника заміряють впродовж 1 хв. Допускається витікання рідини не більше ніж 15 см³/хв для розподільників типу Р-80 і 30 см³/хв – для Р-150.

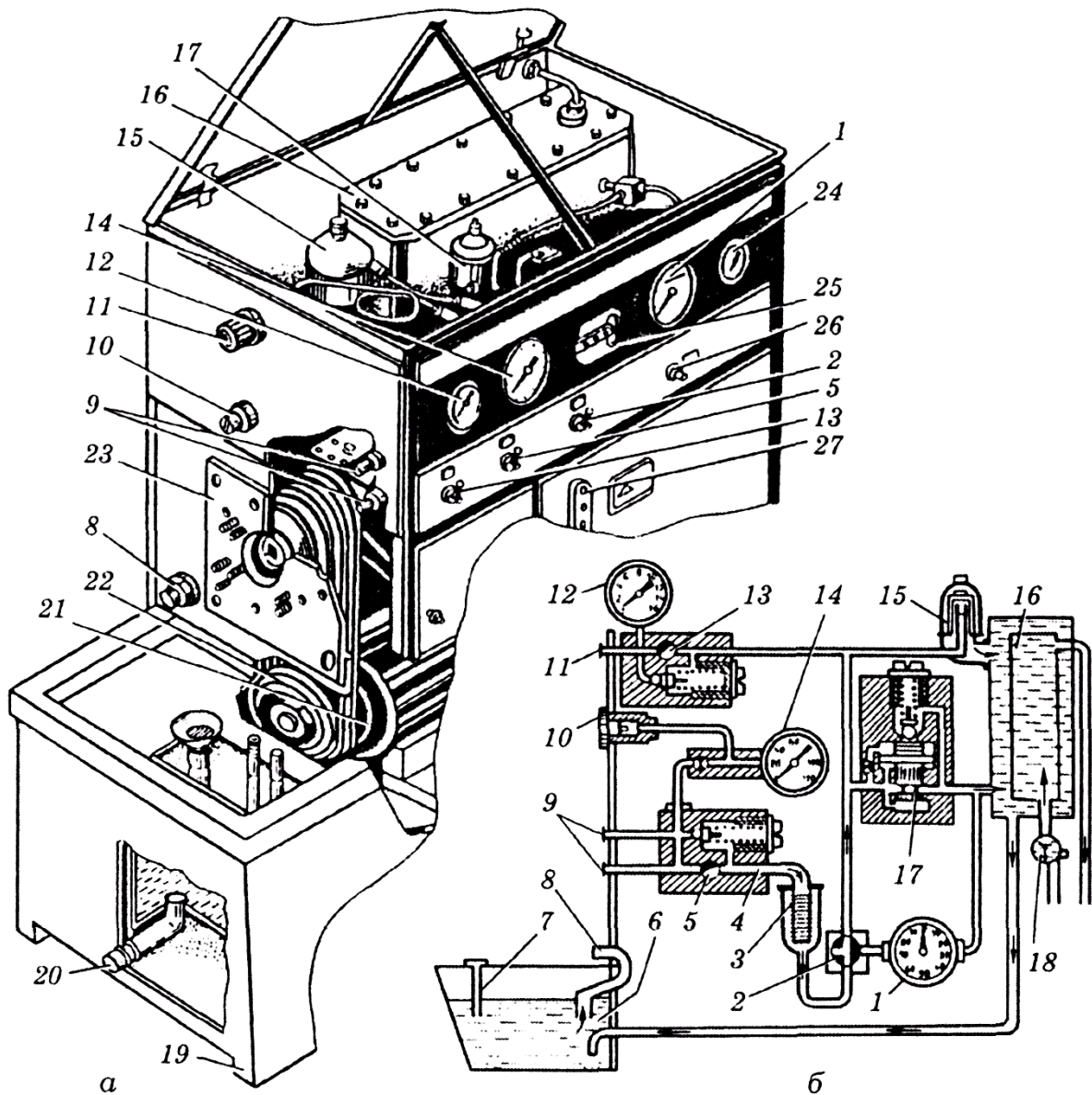


Рис. 11.1. Стенд КИ-4200 для випробування гідропрстроїв гідроприводів:

a – загальний вигляд; *б* – гідросистема стенда; 1 – лічильник робочої рідини що надходить із бака в гідросистему стенда; 2 – триходовий кран; 3 – сітчастий фільтр; 4 – запобіжний клапан; 5 – дросель високого тиску; 6 – витратний бак; 7 – зливна гідролінія; 8 – забірна гідролінія; 9 – штуцери для сполучення робочих порожнин високого тиску гідроагрегатів; 10 – основа пристрою для регулювання бустерного пристрою золотника; 11 – штуцер виводу гідролінії низького тиску; 12 – манометр низького тиску; 13 – дросель низького тиску; 14 – манометр високого тиску; 15 – відцентровий фільтр; 16 – пристрій для охолодження робочої рідини; 17 – зливний золотник; 18 – терморегулятор; 19 – рама; 20 – пробка зливної труби; 21 – електродвигун; 22 – клинопасова передача; 23 – плита; 24 – термометр; 25 – лічильник імпульсів; 26 – вмикач переривника; 27 – кнопка пуску

Випробування гідроциліндрів розпочинають на холостому ході ($P = 0,5 \dots 0,7$ МПа). При цьому поршень має вільно переміщатись в обидва боки на всю довжину штока.

Для визначення внутрішніх втрат робочої рідини у гідроциліндрі поршень встановлюють у середнє положення, використовуючи спеціальний упорний пристрій. Від'єднавши трубопровід безштокової порожнини і опустивши його у мірну мензурку, спрямовують рідину дроселем під тиском 10-15 МПа у штокову порожнину. При цьому витікання рідини через ущільнення поршня не повиненно перевищувати допустиме.

Стенд *КН-4815* призначений для випробувань і регулювання гідроприсроїв гідроприводів з вищими показниками робочих об'ємів і витратою рідини порівняно з показниками, що перевіряють на стенді *КИ-4200*.

Стенд *КИ-4896М* використовують для випробування і регулювання гідродісилювачів рульових керувань тракторів, автомобілів та комбайнів.

Технічні характеристики стендів наведено у табл. 11.2.

Таблиця 11.2. Технічні характеристики стендів

Показник	КИ-4200	КИ-4815	КИ-4896М
Найбільша подача насоса, що випробовується, л/хв	56	120	–
Точність замірювання, %	±2,5	±2,5	–
Максимальний тиск рідини, МПа	15	18	10
Об'єм гідробака, л	90	90	18
Потужність електродвигуна, кВт	13	22	3
Частота обертання приводного вала, об/хв	1200	1200	1430
Габаритні розміри, мм	1640×880×1650	1630×875×1650	1150×1100×1120
Маса без додаткових приладів, кг	720	820	35

11.6. Діагностування гідроприсроїв гідроприводу

Технічний стан насоса визначають за його подачею на стендах або безпосередньо на сільськогосподарській машині за допомогою приладу *КИ-1097-1* для перевірки гідроприсроїв гідроприводів сільськогосподарської техніки (див. рис. 11.2).

Принцип дії приладу ґрунтується на тому, що при тиску 10 МПа і температурі 50 °С витрата рідини, яку визначають за поділками лімба 7 (0 - 90 л/хв), відповідає певному значенню прохідного перерізу щілини дроселя для рідин в'язкістю $(48...80) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. При інших тисках застосовують поправні коефіцієнти.

Перед перевіркою подачі насоса прилад встановлюють у напірну лінію гідроприводу машини. Позначку «відкрито» розміщують навпроти стрілки корпусу. Після запуску дизеля і прогрівання робочої рідини до 50 °С встановлюють номінальну частоту обертання колінчастого вала дизеля і рукоятку дроселя 6 повертають у напрямку закривання до моменту, коли тиск за манометром 11 досягне 10 МПа. При цьому подача насоса (л/хв) відповідатиме цифрі на шкалі лімба 7.

Допустимі значення подачі для шестеренних насосів наведено у табл. 11.3.

Технічний стан гідророзподільників залежить від витікання робочої рідини, тиску спрацювання автоматів повернення золотників у вихідне положення і запобіжного клапана, стану елементів переливного клапана.

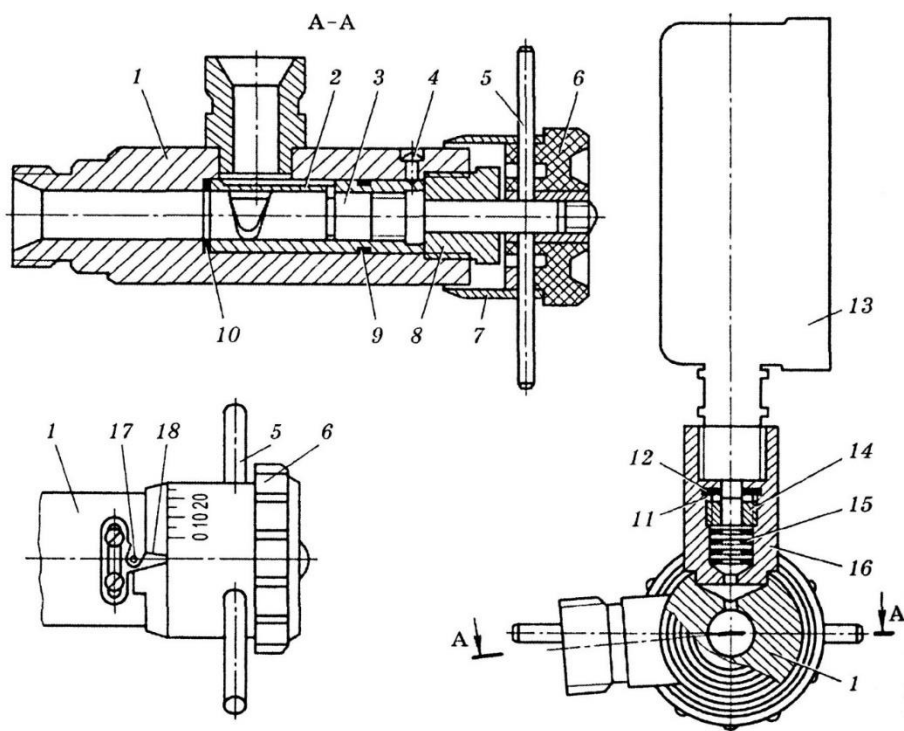


Рис. 11.2. Прилад КИ-1097-1:

1 – корпус; 2 – гільза; 3 – плунжер; 4 – установили гвинт; 5 – стрижень; 6 – рукоятка дроселя; 7 – лімба; 8 – упорна гайка; 9, 10, 11, 12 – ущільнювальні прокладки; 13 – манометр; 14 – спеціальна гайка; 15 – гайка демпфера; 16 – пластина демпфера; 17 – обмежувач; 18 – стрілка-показчик

Таблиця 11.3. Подача шестерних насосів при номінальній частоті обертання

Марка насоса	Подача		Марка насоса	Подача	
	номінальна	гранично допустима		номінальна	гранично допустима
НШ-10Е	10,5	6	НШ-50-2	49	25
НШ-32-2	31,7	14,0	НШ-67-2	71	34
НШ-46У	48,5	25	НШ-100	101,5	40

Для визначення витікання у секціях розподільника прилад КИ-1097-1 необхідно під'єднати до штуцерів виносних та основних гідроциліндрів, встановити важіль певного золотника у позицію «Піднімання», прогріти робочу рідину до 50 °С, потім за допомогою рукоятки дроселя встановити тиск 10 МПа і за шкалою визначити витрату робочої рідини. Витікання робочої рідини у будь-якій секції визначають як різницю між подачею насоса і витратою через розподільник при тому самому режимі.

Тиск спрацювання запобіжного клапана гідрозподільника перевіряють також при температурі робочої рідини 50°С і номінальній частоті обертання колінчастого вала дизеля.

Витікання у гідроциліндрі перевіряють при приєднаному приладі КИ-1097-1 до напірного трубопроводу гідроциліндра. У цьому разі трубопровід зливу заглушують. При позиції «Піднімання» за допомогою приладу створюють тиск 10 МПа і через 3 хв визначають усадку поршня.

Герметичність клапана обмежувача ходу поршня визначають за усадкою його протягом 3 хв при ввімкненому приладі КИ-1097-1 у напірну лінію розподільника – штокова порожнина гідроциліндра за наведеною вище методикою.

Граничні значення витікання для гідроциліндрів наведено у табл. 11.4.

Таблиця 11.4. Показники технічного стану гідроциліндрів

Марка гідроциліндра	Гранична швидкість усадки поршня у гідроциліндрі, мм/хв		Марка гідроциліндра	Гранична швидкість усадки поршня у гідроциліндрі, мм/хв	
	герметичність гідроциліндра	герметичність клапана обмеження ходу поршня		герметичність гідроциліндра	герметичність клапана обмеження ходу поршня
Ц50	2	3,3	Ц100	2	2,7
Ц55	2	3,3	Ц125	2,5	2,7
Ц75	2	3,3	Ц140	2,5	2,7
Ц90	2	1,7			

Допустимі витікання через ущільнення поршня гідроциліндрів при випробуванні на стендах наведено у табл. 11.5.

Технічний стан гідропрстроїв без зупинки дизелів перевіряють, використовуючи пристрій КИ-6272. Прилад разом із пристроєм КИ-1097-1 призначений для визначення технічного стану гідропрстроїв націпних систем і рульових керувань тракторів.

Технічний стан гідросистем трансмісій і ВВП перевіряють за допомогою приладу КИ-6285.

Короткі технічні характеристики гідросистем трансмісій наведено у табл. 11.6.

Таблиця 11.5. Допустимі витікання через ущільнення поршня гідроциліндрів

Марка гідроциліндра	Умови випробування		Витікання, см ³ , не більше
	тиск, МПа	термін, хв	
Ц55	10	3	1,4
Ц75, Ц75Б	10	3	2,6
Ц90	10	3	3,8
ЦЮО, Ц100-2	10...16	3	4,7
Ц50-2	16	3	1,2
Ц63-2	16	3	1,8
Ц80-2	16	3	3,0
ЦЮ, Ц110М	10	3	6,7
Ц125-I, Ц125II	10	3	7,4
Гідроциліндр повороту трактора Т-150	12	3	не допускається
Гідроциліндр повороту трактора К-700 (К-701)	15	1	«
Гідроциліндри самохідних комбайнів:			
ГА-24000А	10	10	«
ГА-25010	10	3	«
ГА-38000	7,5	3	«
34-9-5	7,5	3	«
34-9-9	7,5	3	«

Таблиця 11.6. Технічні характеристики гідросистем трансмісії

Марка трактора	Номинальна частота обертання вала дизеля, об/хв	Подача насоса, л/хв		Тиск у гідросистемі коробок передач, МПа		Тиск спрацювання запобіжного клапана, МПа		Тиск спрацювання переливного клапана, МПа		Тиск спрацювання клапана паливного вмикання, МПа
		номінальний	допустимий	номінальний	допустимий	нижній	верхній	нижній	верхній	
К-701	1700	48	30	1,5	0,4	1,4	1,6	0,85	0,95	0,7
Т-150	2100	40	28	1	0,3	1,4	1,8	0,95	1,05	1,2
МТЗ-102	1800	22	16	1	0,4	1,2	1,4	0,95	1,05	–

Перевірку технічного стану об'ємного гідроприводу ведучих коліс проводять в наступній послідовності. Упевнившись в наявності оливи в гідроприводі, запускають дизель і доводять температуру оливи до 45 - 55 °С.

При зупиненому дизелі приєднують манометри (рис. 11.3) із комплекту КИ-11382М до спеціальних отворів насоса і гідромотора (рис. 11.4), вигвинтивши пробки (7/16"-20И-2А). Контрольний вакуумметр 2 (див. рис. 11.3) разом із штатним приєднують до отвору на корпусі фільтра, де був приєднаний штатний вакуумметр.

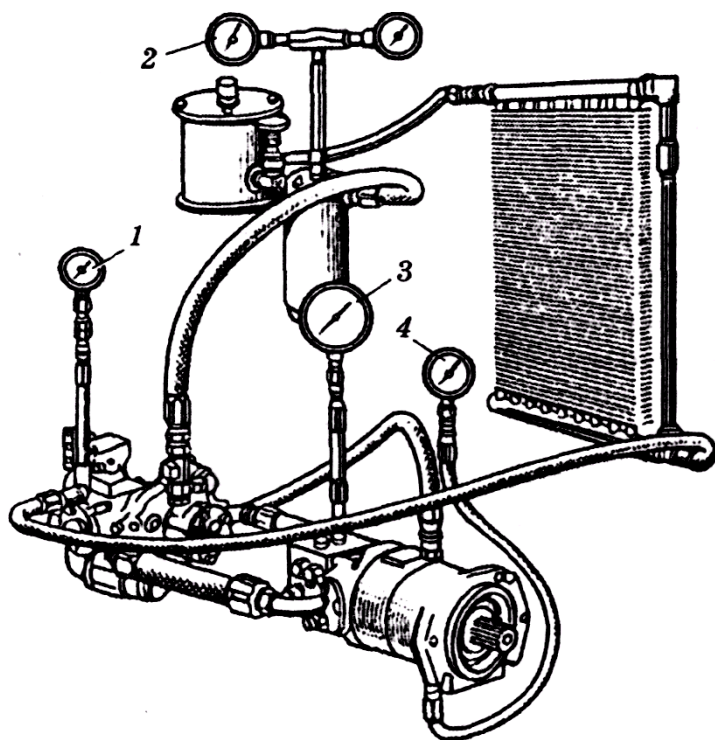


Рис. 11.3. Приєднання манометрів для замірювання тиску оливи при роботі гідроприводу ведучих коліс:

1 – манометр до 4 МПа; 2 – вакуумметр до 0,06 МПа; 3 – манометр до 60 МПа; 4 – манометр до 0,6 МПа

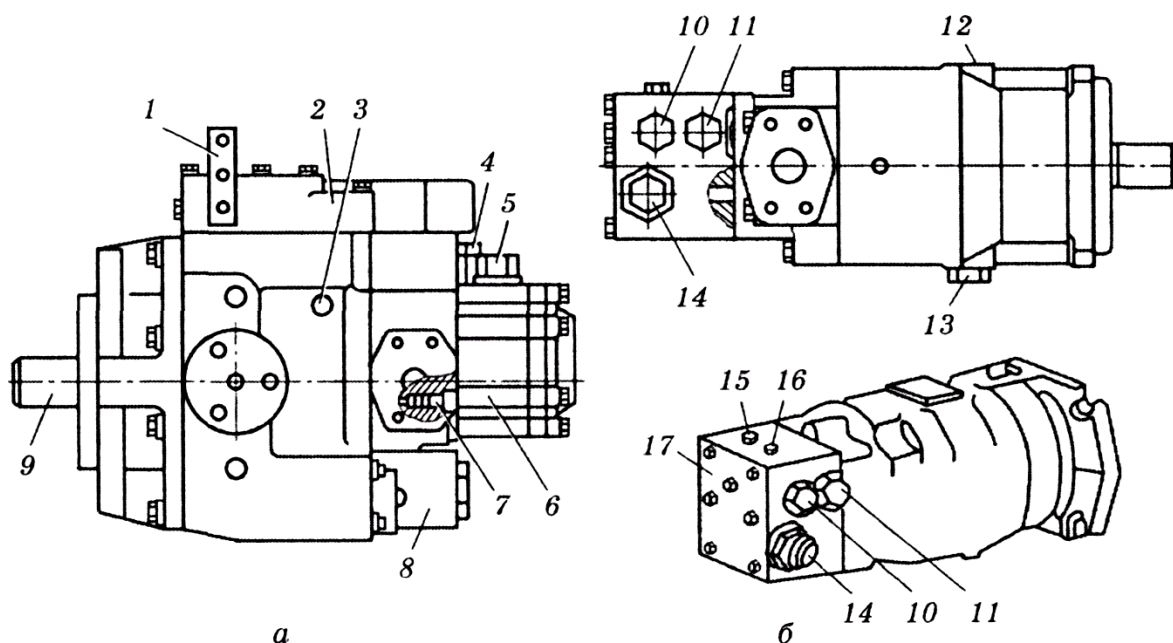


Рис. 11.4. Насос (а) і гідромотор (б) гідроприводу ведучих коліс ГСТ-90:

1 – важіль керування золотником; 2 – розподільник; 3 – отвір для замірювання тиску спрацювання запобіжного клапана підживлювального насоса; 4 – корпус основного насоса; 5 – запобіжний клапан підживлювального насоса; 6 – підживлювальний насос; 7 – зворотний клапан; 8 – гідроциліндр; 9 – привідний вал; 10 – шунтувальний золотник; 11 – переливний клапан підживлювальної лінії; 12 – корпус гідромотора; 13 – отвір для замірювання утиску у порожнині корпусу; 14 – запобіжний клапан лінії високого тиску; 15, 16 – отвори для замірювання тиску спрацювання запобіжних клапанів високого тиску; 17 – отвір для замірювання тиску спрацювання переливного клапана

Покази контрольного вакуумметра 0,025 МПа вважають нормальними при холостому ході і навантаженні гідروприводу.

Надмірний вакуум у всмоктувальній лінії підживлювального насоса свідчить про забруднення фільтра, занижений – про спрацювання робочого комплексу насоса, а відсутність вакууму – про несправність приводу підживлювального насоса.

Манометр 1 фіксує тиск спрацювання запобіжного клапана підживлювального насоса. При нейтральному положенні важеля розподільника аксіально-плунжерного насоса і частоті обертання колінчастого вала дизеля 1000 хв⁻¹ покази манометра мають становити 1,2 - 1,5 МПа, а при 1500 - 2000 хв⁻¹ – 1,5 - 1,8 МПа. Якщо важіль повернути в положення «Вперед» і «Назад», покази манометра мають становити 1-13 МПа. Коли тиск спрацювання запобіжного клапана нижче ніж 0,8 МПа або вище за зазначені, то клапан регулюють.

Тиск спрацювання переливного клапана має бути нижчим на 0,2 - 0,3 МПа від тиску спрацювання запобіжного. Його контролюють цим самим манометром, під'єднавши до різьбового отвору (закритого пробкою) з торця клапанної коробки гідромотора. Переливний клапан спрацьовує, якщо вал гідромотора обертається, тобто важіль розподільника аксіально-плунжерного насоса треба перемістити в положення «Вперед», а потім «Назад».

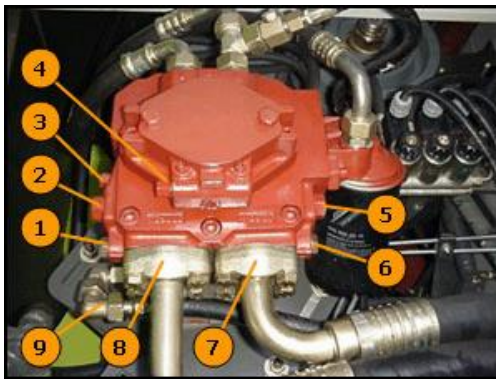
Тиск оливи в порожнинах аксіально-плунжерного насоса і гідромотора контролюють манометром 4, під'єднаним до різьбового отвору корпусу гідромотора. Покази манометра мають становити не більше як 0,25 МПа при нейтральному положенні важеля розподільника і максимальній частоті обертання колінчастого вала дизеля. Контроль цього тиску дає можливість визначити дійсний тиск у напірній лінії підживлювального насоса. Для цього від величини тиску спрацювання запобіжного клапана віднімають величину тиску в порожнинах насоса і гідромотора.

Тиск спрацювання запобіжних клапанів високого тиску (35 МПа) контролюють за манометром 3, який приєднують спочатку до одного, а потім до другого різьбового отворів (закритих пробками, див. рис. 11.4.) на горизонтальній площині корпусу клапанної коробки гідромотора. Покази манометра мають бути 33 - 34 МПа при частоті обертання колінчастого вала дизеля 80 - 1000 хв⁻¹, загальмованих колесах машини і переміщенні важеля розподільника із положення «Вперед» в положення «Назад». На деяких клапанах номінальне значення тиску спрацювання вибито на їх пробках. У разі відхилення величини тиску від нормального клапани регулюють.

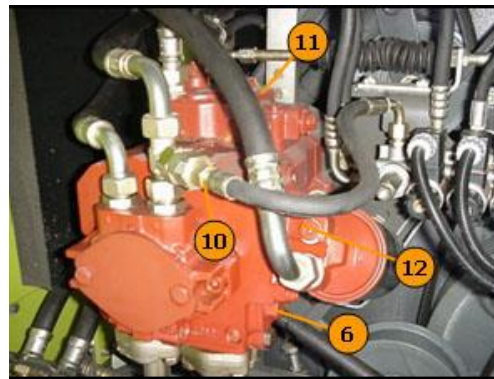
На рисунку 11.5 зображено елементи гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «MEDION» німецької фірми «CLAAS», що споряджений гідропристроями фірми LINDE.

На рисунку 11.6 зображено елементи гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна «LEXION-460» німецької фірми «CLAAS», що споряджений гідропристроями фірми SAUER.

На рисунку 11.7 зображено елементи гідроприводу з електрогідравлічним керуванням ведучих коліс кормозбирального комбайна «JAGUAR» німецької фірми «CLAAS», що споряджений гідропристроями фірми LINDE.

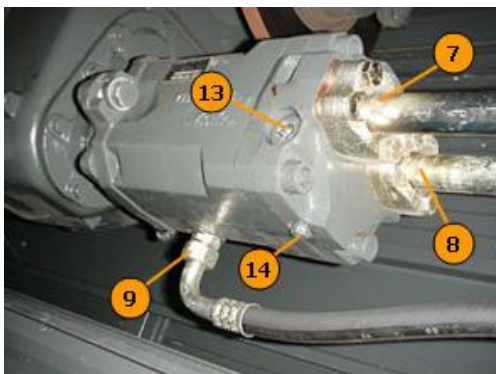


a



б

Рис. 11.5.
Гідропривід ведучих коліс комбайна «MEDION»: *a* – регульований насос LINDE (вигляд зверху); *б* – регульований насос (вигляд знизу); *в* – нерегульований гідромотор LINDE;

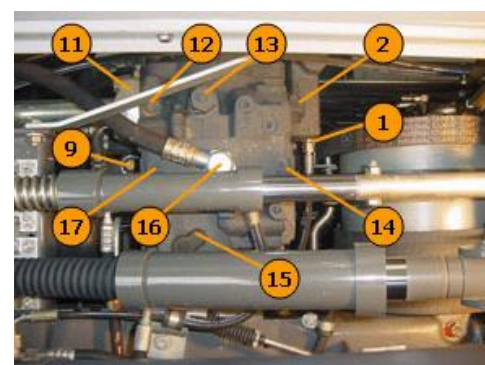


в

1 – точка замірювання високого тиску, задній хід; 2 – запобіжний клапан, передній хід; 3 – редуційний клапан тиску підживлення; 4 – запобіжний клапан холодного пуску; 5 – запобіжний клапан, задній хід; 6 – точка замірювання високого тиску, передній хід; 7 – трубопровід високого тиску, передній хід; 8 – трубопровід високого тиску, задній хід; 9 – дренажний трубопровід; 10 – гідросистема низького тиску; 11 – розподільник керування насосом; 12 – точка замірювання тиску підживлення; 13 – шунтувальний клапан; 14 – переливний клапан

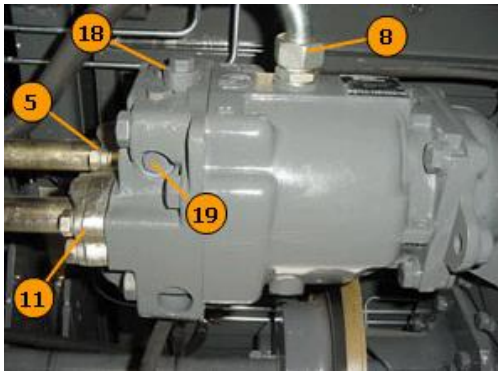


a



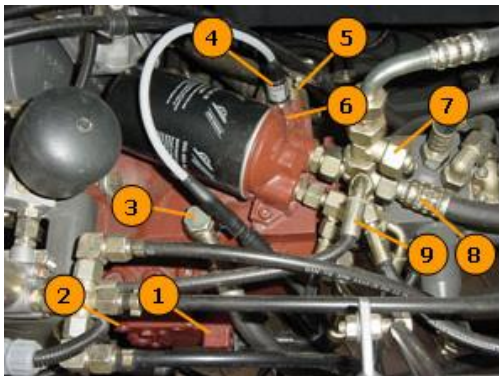
б

Рис. 11.6.
Гідропривід ведучих коліс комбайна «LEXION-460»: *a* – регульований насос SAUER 90R130 (вид збоку); *б* – регульований насос (вид знизу); *в* – нерегульований гідромотор SAUER 90M100;

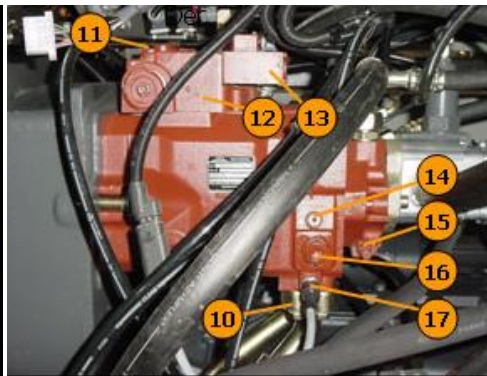


б

1 – гідросистема низького тиску; 2 – запобіжний клапан, задній хід; 3 – клапан холодного пуску; 4 – точка замірювання тиску підживлення; 5 – трубопровід високого тиску, передній хід; 6 – точка замірювання високого тиску, передній хід; 7 – запобіжний клапан, передній хід; 8, 16 – дренажні трубопроводи; 9 – керування гальмівним дроселем; 10 – гальмівний дросель; 11 – трубопровід високого тиску, задній хід; 12 – точка замірювання високого тиску, задній хід; 13 – редукційний клапан тиску підживлення; 14 – точка замірювання тиску керування, задній хід; 15 – розподільник керування насосом; 17 – точка замірювання тиску керування, передній хід; 18 – переливний клапан; 19 – шунтувальний клапан

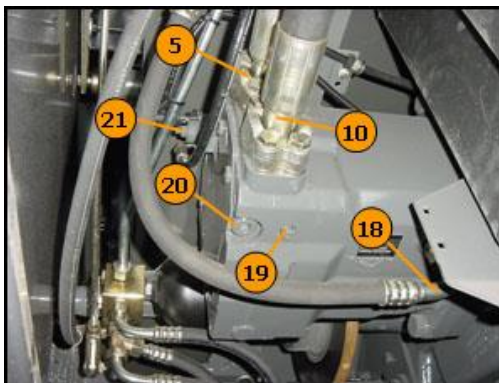


а



б

Рис. 11.7.
Гідропривід ведучих коліс кормозбирального комбайна «JAGUAR»:
а – регульований насос LINDE (вид зверху); б – регульований насос (вид знизу); в – регульований гід-ромотор LINDE;



в

1 – електромагнітний клапан, задній хід; 2 – точка замірювання тиску керування, задній хід; 3, 18 – дренажні трубопроводи; 4 – точка замірювання високого тиску, задній хід; 5 – трубопровід високого тиску, задній хід; 6 – запобіжний клапан, задній хід; 7 – точка замірювання тиску підживлення; 8 – трубопровід підживлення; 9 – гідросистема низького тиску; 10 – трубопровід високого тиску, передній хід; 11 – точка замірювання тиску керування, передній хід; 12 – розподільник керування насосом; 13 – електромагнітний клапан, передній хід; 14 – редукційний клапан тиску підживлення; 15 – клапан холодного пуску; 16 – запобіж-

ний клапан, передній хід; 17 – точка замірювання високого тиску, передній хід; 19 – переливний клапан; 20 – шунтувальний клапан; 21 – електромагнітний клапан регульованого гідромотора

12. ГІДРОАВТОМАТИКА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

12.1. Призначення, класифікація і характеристики систем гідроавтоматики сільськогосподарських машин

В умовах широкої гідрофікації машинно-тракторних агрегатів вирішення задач автоматичного керування здійснюється, насамперед на базі систем гідроавтоматики (СГА), технічною основою яких є спеціальна розподільна і контрольно-регулююча гідроапаратура в комплексі із засобами традиційного гідравлічного приводу – гідронасосами, гідромоторами, гідроциліндрами та іншим подібним устаткуванням.

Найбільш широке застосування знайшли гідромеханічні і електрогідравлічні системи автоматичного регулювання (ГМ САР і ЕГ САР) робочих органів і технологічних процесів сільськогосподарських машин.

На основі даних систем може вирішуватися широкий перелік задач автоматизації сільськогосподарських машин (табл. 12.1).

З усього різноманіття розроблених засобів в Україні експлуатуються:

- системи автоматичного водіння самохідних кукурудзозбиральних і бурякозбиральних комбайнів;
- автокоректори положення робочих органів щодо рядів рослин у причіпних машинах для збирання кукурудзи, гички і буряків;
- системи стабілізації вертикального положення машин;
- системи стабілізації просторового положення машин для гірського землеробства;
- пристрої копіювання рельєфу поля робочими органами картоплезбиральних машин;
- автоматичні запобіжники пошкодження корпусів плугів для кам'янистих ґрунтів;
- системи керування за спеціальною програмою послідовності дій;
- системи автоматичного регулювання швидкісних режимів;
- системи автоматичного регулювання технологічного навантаження;
- системи стабілізації норм витрат сільськогосподарських матеріалів.

Необхідність у створенні ГМ САР і ЕГ САР виникає в тих випадках, коли з'являються великі відхилення від оптимального режиму робочого процесу в результаті інтенсивних постійно діючих зовнішніх збурень (непрямолінійність рядків рослин, перемінний рельєф поля, нерівномірність технологічного навантаження на робочому органі і т.д.). При цьому ручне регулювання оператором процесу керування, як правило, неможливе чи неефективне через

високе навантаження й обмеження швидкості реакції оператора на зовнішні збурення.

Слід зазначити, що в межах кожної групи машин, і особливо збиральних, на одній машині часто потрібно застосовувати одночасно декілька СГА.

Керування розподільною і контрольно-регулюючою гідроапаратурою СГА відбувається безпосередньо від механічних датчиків через кінематичні передачі (варіант ГМ САР), або від електромеханічних перетворювачів – електромагнітів, що вмикаються сигналами різних датчиків за допомогою електричних чи електронних підсилювачів-перетворювачів (варіант ЕГ САР). Більшість задач автоматичного регулювання можуть бути вирішені шляхом застосування гідромеханічних і простих електрогідравлічних систем.

Таблиця .12.1. Область застосування систем гідравтоматики в мобільних сільськогосподарських машинах

Тип сільськогосподарської машини	Задачі автоматизації	Автоматичне водіння самохідних машин	Позиційне регулювання робочих органів				Керування за спеціальною програмою	Регулювання технологічного навантаження	Регулювання швидкісних режимів	Стабілізація норм витрат сільськогосподарських
			Відслідковування рядків рослин	Стабілізація вертикального	Керування переміщенням при	Стабілізація просторового				
Плуги					•		•			
Культиватори			•				•			
Сівалки							•		•	
Зчіпки							•			
Протиерозійні							•			
Для хімічного захисту			•	•				•	•	
Дошувальні	•		•				•		•	
Жатки				•			•	•		
Зернозбиральні	•		•			•	•	•		
Кукурудозбиральні	•	•					•			
Льонозбиральні	•	•	•					•		
Бавовнозбиральні	•		•					•		
Проріджувачі сходів						•				
Бурякозбиральні	•	•	•			•				
Картоплезбиральні	•		•	•			•			
Для збирання овочів	•	•	•			•		•		
Для збирання баштанних культур			•							
Плодо- і виноградозбиральні	•	•		•	•	•				

СГА сільськогосподарських машин можна класифікувати за наступними ознаками:

- за призначенням відповідно до процесу регулювання робочого органу чи технологічного режиму відповідно переліку задач автоматизації (табл. 12.1);

- за параметром регулювання, що відображає: положення робочого органу (лінійне, кутове); навантаження на робочі органи (зусилля, момент сили); швидкісний режим (поступальна швидкість, частота обертання); витрату, подачу сільськогосподарських матеріалів (в одиницю часу, на одиницю площі);

- за видом енергії, що використовується: ГМ САР, ЕГ САР, у тому числі електронно-гідравлічні;

- за типом вхідних перетворювачів (датчиків): контактні, безконтактні;

- за типом проміжних перетворювачів вхідного сигналу: механічні перетворювачі (у виді кінематичних передач сигналу), механоелектричні (у виді керованих електроконтактів), механоелектронні, електронні;

- за типом гідравлічного регулюючого органу: з гідроапаратом керування напрямком потоку робочої рідини (з гідророзподільником), з гідроапаратом регулювання величини потоку робочої рідини (з регулятором витрати) і регулювання тиску (з напірним гідроклапаном);

- за типом виконавчого гідродвигуна: із двигуном поступального переміщення (з гідроциліндром) і обертального руху (з гідромотором);

- за характером процесу керування гідродвигуном: безперервні системи (у тому числі з пропорційним керуванням), дискретні (з релейним вмиканням) і системи імпульсного керування з частотною чи імпульсною модуляцією;

- за характером зміни регульованого параметра: стабілізуючі, відслідковуючі і програмні системи;

- за способом підключення до джерела гідравлічного живлення: агрегатовані з гідросистемою енергетичного засобу сільськогосподарського агрегату (чи трактора самохідної машини) через загальний гідророзподільник; автономні, що живляться від власного насоса і мають свій бак, фільтр та іншу допоміжну гідроапаратуру; комбіновані;

- за числом однотипних робочих органів, регульованих незалежно один від одного: односекційні і багатосекційні (з індивідуальним регулювальним органом і виконавчим гідродвигуном у кожній секції).

В кожному конкретному випадку та чи інша СГА сільськогосподарської машини може бути реалізована при найрізноманітніших сполученнях зазначених ознак.

Незважаючи на те, що розв'язання більшості задач автоматизації мобільної сільськогосподарської техніки пов'язане з гідравлічними САР, область застосування СГА має ряд обмежень, викликаних наступними причинами:

- специфікою технологічних процесів і умов експлуатації сільськогосподарських машин;

– особливостями гідравлічної енергетичної бази в машинно-тракторному агрегаті;

– обмеженими номенклатурою і технічним рівнем гідроапаратури, доступної для застосування в СГА.

Істотним обмеженням з числа згаданих є здатність первинних перетворювачів щодо формування керуючого сигналу від зовнішніх об'єктів на навколишньому фоні, який характеризується значними збуреннями і перешкодами. Зокрема, значну складність представляє умова одержання достовірного сигналу при копіюванні рельєфу поля чи контуру борозни зі значними мікронерівностями, а також випадок, коли потрібно одержати сигнал від культурних рослин, оточених бур'янами з подібними фізико-механічними властивостями. В багатьох випадках великі коливання значень навантаження на робочі органи утруднюють ефективне використання СГА для керування швидкісними і завантажувальними режимами сільськогосподарських машин.

Оскільки СГА працює в складі машинно-тракторних агрегатів, обладнаних, як правило, насосами постійної продуктивності, то живлення системи в більшості випадків здійснюється в режимі постійної витрати з обмеженням тиску напірним гідроклапаном в лінії нагнітання.

З погляду обмежень, що стосується можливості використання гідроапаратури керування, у розглянутих СГА застосовуються апарати з механічним, гідравлічним, електромагнітним і електрогідравлічним керуванням.

Істотними є і такі характеристики СГА як тип регульованого робочого органу, значення його маси чи моменту інерції, приведених до гідродвигуна, жорсткість опор і зв'язків у механічній частині системи, просторове розміщення пристроїв СГА на сільськогосподарській машині.

Перераховані технічні особливості СГА в сукупності з умовами роботи машини і вимогами до режиму регулювання робочого органу і технологічного процесу обумовлюють специфіку кожної конкретної задачі автоматичного регулювання і вибору тих чи інших засобів гідроавтоматики.

На рис.12.1 зображені функціональні схеми трьох варіантів СГА, що ілюструють можливі способи керування робочим органом за регульованим параметром $Y(t)$ від керуючого $X(t)$ або задаючого Z впливу на вході. Пунктиром показані можливі шляхи проходження сигналів зворотного зв'язку.

В електрогідравлічній системі електричний сигнал механоелектричного перетворювача трансформується в переміщення вхідного елемента гідравлічного регулюючого органу, наприклад золотника гідророзподільника, за допомогою електромеханічного перетворювача.

В електронно-гідравлічній системі функції пристрою порівняння сигналів датчиків на вході і виході, а також задане значення регульованої величини зазвичай поєднуються в керуючому електронному блоці, що одночасно є підсилувачем.

Параметром регулювання СГА в більшості випадків є просторове положення робочих органів, або їх кінематичний режим. Загальний принцип процесу регулювання СГА полягає у зміні цих параметрів, спрямований на усунення неузгодженості між сигналом датчика регульованого параметра на виході системи і сигналом керуючого впливу на вході.

Перетворення сигналу в кожній ланці ГМ СГА позиційного регулювання (рис. 12.2) характеризується передаточною функцією W з урахуванням у загальному випадку його динамічних властивостей. В часткових випадках для безінерційних ланок перетворення сигналу характеризується коефіцієнтом підсилення або коефіцієнтом передачі, що характеризує статичну залежність між величинами вихідного і вхідного сигналів.

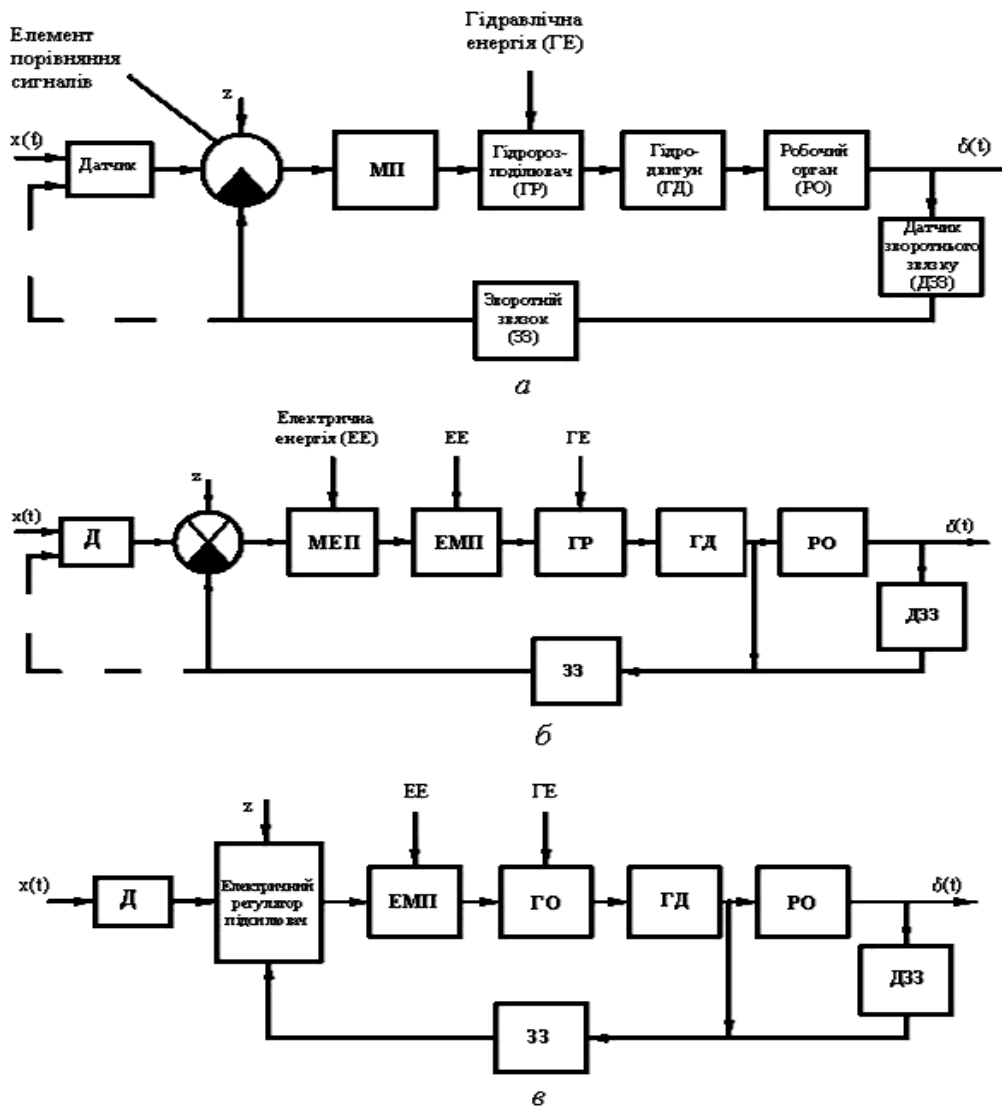


Рис. 12.1. Функціональні схеми систем керування:

a – гідромеханічна; *б* – електрогідралічна; *в* – електронногідралічна; МП – механічний перетворювач, МЕП – механоелектричний перетворювач, ЕМП – електромеханічний перетворювач

Регулювання робочого органу 9 за параметром $Y(t)$ проводиться відповідно до вхідного зовнішнього збурення $X(t)$ і дією $X_d(t)$ датчика 1. Результуючий керуючий вплив ε утвориться на елементі порівняння 4, що співставляє сигнал прямого зв'язку $\alpha_{пз}$ від датчика і сигнал зворотного зв'язку $\alpha_{зз}$ від об'єкта регулювання.

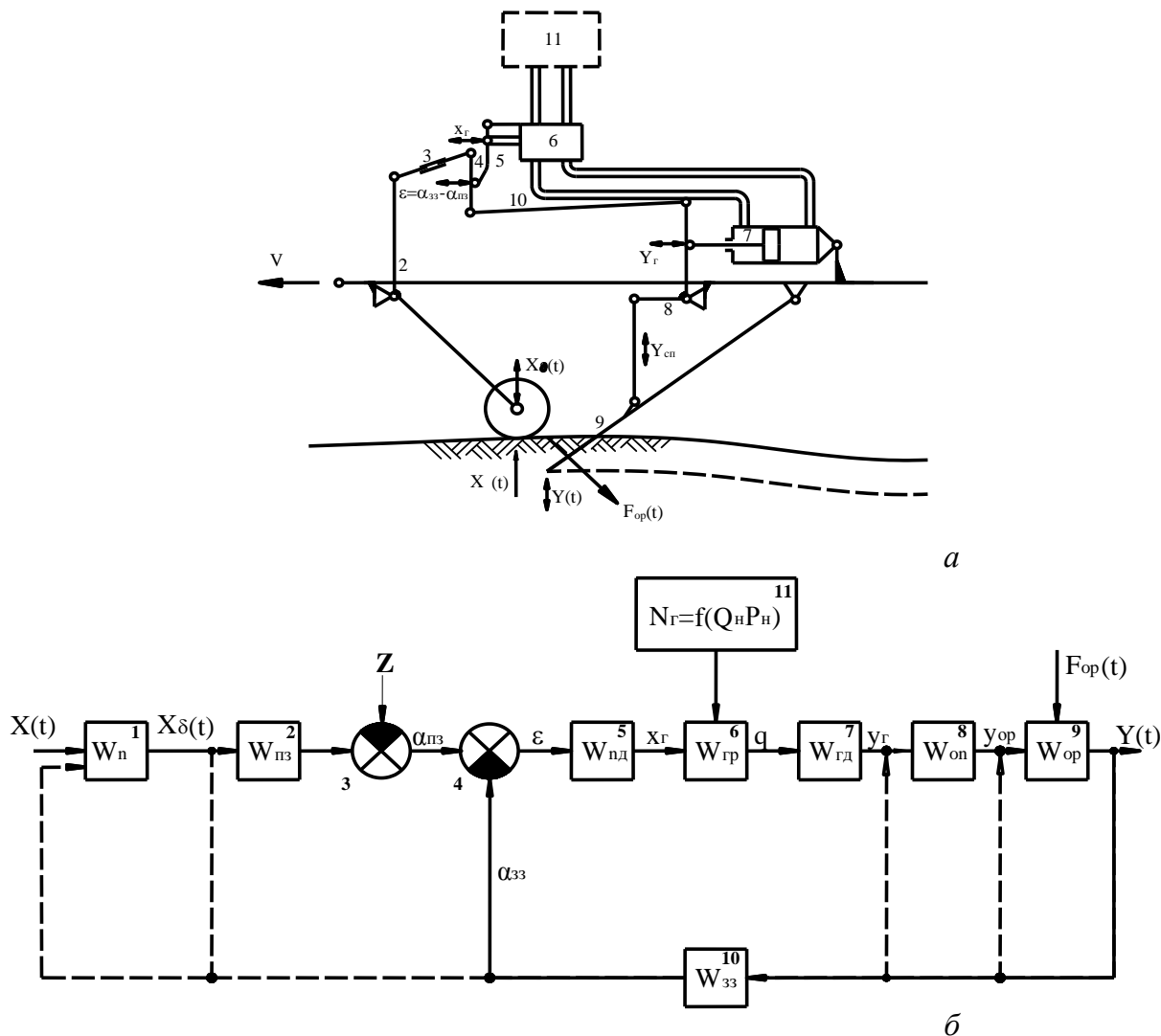


Рис. 12.2 - Схема типової системи гідроавтоматики
а – принципова схема; *б* – структурна схема

Для узгодження сигналу керування ε з робочим ходом золотника x_2 гідророзподільника 6 може застосовуватися додатковий механізм 5. Переміщення золотника гідророзподільника приводить до появи витрат q на його виході, що викликає рух y_2 гідродвигуна 7. Передача руху $y_{сн}$ на робочий орган 9 здійснюється через механізм силового приводу 8. Енергія на привід робочого органу підводиться від джерела гідравлічного живлення 11. Вона є функцією подачі і тиску насоса: $N_{г} = f(Q_{н} P_{н})$.

Необхідне вихідне взаємне положення датчика і робочого органу задається за допомогою регульованих кінематичних ланок 2 і 10 у ланцюзі прямого або зворотного зв'язку чи за допомогою впливу Z , прикладеного до елемента налаштування 3.

Регулююча дія даної системи полягає в тому, що вона приводить у відповідність положення датчика 1 і робочого органу 9, що знаходяться під заданим $X_{\partial}(t)$ і збуджуючим $F_{op}(t)$ впливами, усякий раз, як тільки з'являється керуючий вплив ε , що дорівнює

$$\varepsilon = \alpha_{nz} - \alpha_{zz}, \quad (12.1)$$

де $\alpha_{nz} = W_{nz} X_{\partial}(t)$, $\alpha_{zz} = W_{zz} Y(t)$.

Параметри $X_{\partial}(t)$ і $Y(t)$ розглядаються як відхилення від деяких базових значень.

Характер формування сигналів прямого і зворотного зв'язку, а також значення передаточних функцій W_{nz} і W_{zz} відповідних ланок залежать від схеми і конструктивного виконання механізмів системи регулювання. Можливі випадки утворення і проходження сигналу зворотного зв'язку (пунктирна лінія на рис. 12.2 б) свідчать про велику кількість варіантів механізмів системи регулювання даного типу. -

При відсутності неузгодженості між необхідним і фактичним положенням робочого органу, тобто при ідеальному відслідковуванні $\varepsilon = 0$. Звідси

$$Y(t) = \frac{W_{nz}}{W_{zz}} X_{\partial}(t) = k X_{\partial}(t), \quad (12.2)$$

де $k = \frac{Y(t)}{X_{\partial}(t)}$ – коефіцієнт відслідковування.

Значення k в гідромеханічній СГА визначається коефіцієнтами передачі механізмів, що не охоплені зворотним зв'язком, тобто без урахування ланок між елементом порівняння і місцем, від якого формується сигнал зворотного зв'язку.

Коефіцієнт передачі від датчика до робочого органу k у залежності (12.2) являє собою ідеальну статичну характеристику системи відслідковування без урахування люфтів у шарнірах механізмів, зони нечутливості гідророзподільника та інших факторів. У реальних умовах роботи системи регулювання мають місце відхилення від бажаної відповідності між положенням датчика і робочого органу.

12.2. Основні технічні вимоги до систем гідроавтоматики

1. СГА повинна забезпечувати необхідну точність підтримування регульованого параметра виходячи з умов і вимог до якості технологічного процесу при найбільш характерних зовнішніх впливах.

Виконання цієї вимоги пов'язано з чутливістю гідропідсилювача в статиці, оцінюваної порогом спрацьовування регулюючого органу, а також зі швидкодією виконавчого механізму, що забезпечує необхідний рівень потужності для подолання навантажень від робочих органів, і з часом запізнювання відпрацьовування вхідного сигналу виконавчим механізмом.

2. Зусилля керування вхідними первинними перетворювачами (датчиками механічного типу), особливо при взаємодії з рослинами, не повинне перевищувати допустимих значень згідно агротехнічних вимог.

Виконання даної вимоги залежить від підбору відповідного гідравлічного регулюючого органу з механічним керуванням запірно-регулюючого елемента при невеликому зусиллі його переміщення з мінімальною зоною нечутливості. В тих випадках, коли задані обмеження щодо зусилля на датчику неможливо здійснити при регульовальному органі з механічним керуванням, на вході системи використовують механоелектричні чи безконтактні електронні перетворювачі для наступного керування електромагнітом.

3. Гідравлічна схема СГА повинна мати досить високий коефіцієнт корисної дії, при якому виключається перегрівання робочої рідини в гідросистемі (температура не вище 80°C). Це досягається вибором типу гідравлічного регулюючого органу, відповідністю витрати і тиску оливи в джерелі гідравлічного живлення і виконавчому механізмі.

Для зниження температурної напруженості поліпшують теплообмін збільшенням ємності бака чи установкою радіатора.

4. Потужність керування електрогідроапаратурою за величиною напруги і сили споживаного струму повинна відповідати можливостям джерела електричного живлення в машинно-тракторному агрегаті. При цьому СГА повинна забезпечувати нормальне функціонування з припустимими відхиленнями напруги в електросистемі агрегату.

5. СГА повинна бути стійкої і працювати без автоколивань.

Вирішення цього питання при заданій конструкції пов'язано зі зниженням у припустимих межах чутливості і швидкодії системи, а також з усуненням всякого роду люфтів у кінематичних ланках замкнутого контуру регулювання.

Виникнення автоколивного режиму у великій мірі також залежить від типу гідророзподільника, жорсткості гідравлічних магістралей, характеру зовнішнього навантаження на виконавчому гідро двигуні, а також від ряду інших факторів, що є основою для попереднього аналізу і перевірки умов запобігання небажаного динамічного режиму.

6. Автоматичне регулювання робочих органів, як правило, повинне передбачати можливість оперативного втручання механізатора з метою запобігання аварійних ситуацій чи для переведення робочих органів у транспортне положення.

Зазначена вимога виконується зазвичай шляхом введення в механічну, гідравлічну чи електричну схему системи додаткових пристроїв, що забезпечують пріоритет ручного керування робочими органами над режимом автоматичного регулювання.

7. При створенні СГА бажано використовувати серійну гідроапаратуру, що відповідає вимогам і умовам експлуатації в складі машинно-тракторного агрегату.

8. СГА повинна бути надійною і працездатною протягом усього терміну служби сільськогосподарської машини. Цій вимозі, в першу чергу, повинен відповідати ресурс використовуваної гідроапаратури, який оцінюється загальним числом циклів спрацьовувань в межах 10^6 - 10^7 .

Перераховані технічні вимоги повинні бути враховані на стадії проектування конкретних СГА.

12.3. Етапи розробки системи гідроавтоматики

Розробка СГА включає, як правило, наступні етапи:

- збирання і аналіз вихідних даних;
- статичний розрахунок механізмів передачі сигналів у прямому і зворотному зв'язку;
- кінематичний і енергетичний розрахунок систем швидкісного і позиційного регулювання;
- розрахунок параметрів виконавчого гідромеханізму і джерела живлення;
- вибір гідро- і електроапаратури керування;
- тепловий розрахунок;
- аналіз і перевірка стійкості системи регулювання, вибір і розрахунок коригувальних елементів;

– розробка заходів для забезпечення додаткових функцій системи регулювання;

– експериментальна перевірка розрахункових параметрів і їхнє коректування за результатами іспитів.

Збирання і аналіз вихідних даних проводять в наступному порядку. Вихідні дані одержують з агротехнічних вимог, характеристик технологічного процесу, конструктивних особливостей робочого органу і його механізму керування, попередніх експериментів, вивчення аналогів.

До числа найважливіших вихідних даних відносяться:

– необхідна точність підтримування регульованого параметра $Y(t)$ в тому числі: точність керування робочим органом щодо зовнішнього об'єкта, оцінювана припустимим відхиленням результуючої траєкторії руху робочого органу відносно об'єкта; припустимі відхилення частоти обертання робочого органу від заданої; припустимі межі відхилення силових навантажень на робочому органі;

– допустиме зусилля впливу датчика на зовнішній об'єкт ($F_{\partial\max}$, Н);

– повний діапазон зміни регульованої величини $Y(t)_{\max}$;

– найбільша швидкість зміни вхідного впливу $\dot{X}_{\partial}(t)_{\max}$;

– найбільші навантаження (зусилля, момент сили, крутний момент) при керуванні робочим органом з урахуванням зовнішніх технологічних навантажень $F_{op}(t)$, $M_{op}(t)$, внутрішніх опорів переміщенню, статичних і інерційних навантажень від маси рухомих частин ($F_{cn\max}$, Н; $M_{cn\max}$, Нм);

– гідравлічні параметри (Q_n , л/хв.; P_n , Мпа) і потужність (N_z , кВт) енергетичної установки, агрегатованої з САР, або джерела гідравлічного живлення, що працює в складі системи;

– конструктивні параметри виконавчого гідродвигуна: діаметр і хід поршня гідроциліндра (D , мм; $y_{z\max}$, мм) об'ємна постійна гідромотора (q_z , см³/об);

– параметри електрогідроапаратури: напруга живлення (U_n , В), зона нечутливості гідророзподільника чи електромеханічного перетворювача (Δx_z , мм; $\Delta\phi$, град), повний хід і опір переміщенню золотника ($x_{z\max}$, мм; F_z , Н) чи приводного елемента перетворювача ($x_{n\max}$, мм; $\phi_{n\max}$, град; F_n , Н; M_n , Нм).

Серед приведених параметрів найбільше складно одержати дані щодо характеру вхідного сигналу $X_{\partial}(t)_{\max}$, $\phi(t)_{\max}$, $\dot{X}_{\partial}(t)_{\max}$, $\dot{\phi}(t)_{\max}$, а також щодо навантажень на виконавчому механізмі $F_{cn\max}$, $M_{cn\max}$, які створюються об'єктом регулювання.

У ряді випадків ці параметри можна розрахувати, якщо відомі конструктивна схема і параметри робочого органу і датчика, а також величина і характер зовнішніх впливів (нестабільність рельєфу поля, непрямолінійність рядів рослин, неточність водіння машини, опір оброблюваного середовища і т.д.).

Інакше, при випадковому характері зовнішніх впливів, для одержання необхідних вихідних даних доводиться проводити безпосередні виміри, наприклад за допомогою осцилографування робочого процесу. При цьому кінематичні характеристики $X_{\delta}(t)_{\max}$, $\varphi(t)_{\max}$, $\dot{X}_{\delta}(t)_{\max}$, $\dot{\varphi}(t)_{\max}$ розраховуються як середньостатистичні параметри вхідного сигналу.

Найбільші навантаження на робочому органі $F_{op\max}$, $M_{op\max}$ визначаються звичайно осцилографуванням (тензометрією) при примусовому його керуванні в робочому процесі на максимально допустимій швидкості руху відносно базових частин машини. При цьому розглядаються режими на всьому діапазоні переміщень робочого органу, включаючи його переведення в транспортне положення.

При аналізі робочих навантажень важливо враховувати основні фактори їх формування. У таблиці 12.2 представлені види й основні складові технологічних навантажень (без врахування інерційних сил), стосовно типових випадків регулювання робочого органу.

Таблиця 12.2. Види навантажень на робочий орган, що регулюється системою гідравтоматики

Параметр регулювання	Вид навантаження на робочий орган (F_{op} , M_{op})
Глибина ходу плуга, підкопуючих робочих органів	$F_0 + F(y_{cn}) + F(\dot{y}_{cn})$
Висотне положення зрізувальних і теребильних робочих органів	F_0
Копіювання робочими органами траєкторії ряду рослин	$F(\dot{y}_{cn})$
Поворот керуючих коліс сільськогосподарських машин при автоводінні	$F \text{sign } \dot{y}_{cn}$
Бокове положення ґрунтообробної фрези при навколостеблевій обробці	$F(\dot{y}_{cn})$
Поворотна плоско ріжуча лапа при міжкущовій та навколостеблевій обробці ґрунту	$F_0 + F(y_{cn}) + F(\dot{y}_{cn})$
Кінематичний режим робочих органів	$M_n + M_{mp}$

Умовні позначення у таблиці наступні: F_0 – постійно діюче зусилля у вихідному положенні робочого органу, в тому числі навантаження від ваги робочого органу; $F(y_{cn})$ – навантаження, яке залежить від положення робочого органу; $F(\dot{y}_{cn})$ – швидкісний опір переміщенню робочого органу; $F \text{sign } \dot{y}_{cn}$ – навантаження, яке залежить від напрямку переміщення робочого органу і визначається такими умовами: $F_\phi = F$ при умові $\dot{y}_{cn} > 0$, $0 \leq F_\phi \leq |F|$ при $\dot{y}_{cn} = 0$, $F_\phi = -F$ при $\dot{y}_{cn} < 0$, M_n – момент технологічного навантаження; M_{mp} – момент опору в підшипниках, опорах робочого органу.

Крім технологічного навантаження виконавчий гідродвигун додатково долає ще й інерційне навантаження, що істотно впливає на динаміку процесу регулювання і є однією з причин виникнення автоколиваний усєї системи.

Статичний розрахунок системи позиційного регулювання. При аналізі і розрахунку системи виникає необхідність зіставлення вхідних і вихідних сигналів з переміщенням керуючого елемента. Розглянемо залежність (12.2) через коефіцієнти передачі прямого і зворотного сигналів, приведені до входу керуючого гідророзподільника, на прикладі ГМ САР

$$k_{nc} = \frac{x_2}{X_\delta(t)} = k_{n3} k_{m3}; \quad (12.3)$$

$$k_{3c} = \frac{x_2}{Y(t)} = k_{33} k_{m3}. \quad (12.4)$$

де k_{n3} , k_{33} – коефіцієнти передачі механізмів у ланцюгах відповідно в прямому і зворотному зв'язку до елемента порівняння;

k_{m3} – коефіцієнт передачі сигналу від елемента порівняння до золотника гідророзподільника.

При заданих конструктивних параметрах гідророзподільника точність підтримування регульованого параметра визначається коефіцієнтами передачі в ланцюгах прямого і зворотного зв'язку. Значення кожного з цих коефіцієнтів зв'язано з зоною нечутливості гідророзподільника Δx_2 .

Відповідно до залежності (12.3) узгодження переміщень датчика і золотника гідророзподільника (при нерухомому робочому органі і відсутності сигналу зворотного зв'язку) характеризує статичну точність системи стосовно вхідного впливу і визначається умовою

$$\Delta X_\delta = \frac{\Delta x_2 + \sum \Delta_{n3}}{k_{n3} k_{m3}} \leq \Delta X_{\delta \max}, \quad (12.5)$$

де ΔX_{∂} – нечутливість системи, оцінювана порогом спрацьовування від датчика;
 $\Sigma \Delta_{nz}$ – сумарна величина люфтів у елементах механізму передачі прямого сигналу, приведених до золотника;

$\Delta X_{\partial \max}$ – допустиме значення холостого ходу датчика, $\Delta X_{\partial \max} \leq \frac{\Delta Y(t)}{k}$.

Опір переміщенню золотника гідророзподільника з урахуванням коефіцієнта передачі в механізмах прямого зв'язку визначає зусилля впливу датчика на зовнішній об'єкт

$$F_{\partial} = ck_{\partial}k_{nz}k_{mz}F_3 \leq F_{\partial \max}, \quad (12.6)$$

де c – коефіцієнт, який враховує збільшення зусилля за рахунок елементів, що забезпечували контакт датчика з зовнішнім об'єктом;

k_{∂} – коефіцієнт передачі датчика;

F_3 – зусилля опору переміщенню золотника гідророзподільника.

Виконання умов (12.5) і (12.6) означає принципову можливість застосування того чи іншого гідророзподільника і у кожному конкретному випадку з урахуванням відомих чи заданих величин $\Delta X_{\partial \max}$, $F_{\partial \max}$, Δx_z , F_3 дозволяє вибрати загальний коефіцієнт передачі від датчика до золотника з умови

$$\frac{\Delta x_z + \Sigma \Delta_{nz}}{\Delta X_{\partial \max}} \leq (k_{nz}k_{mz}) \leq \frac{F_{\partial \max}}{ck_{\partial}F_3}. \quad (12.7)$$

Зміна положення датчика в діапазоні $\Delta X_{\partial \max}$ не викликає регулювання робочого органу. Однак дія зовнішніх сил може призвести до його переміщення, що, у свою чергу, через механізм зворотного зв'язку викликає ввімкнення гідророзподільника і рух гідродвигуна на подолання зовнішніх впливів і відновлення положення робочого органу.

Нечутливість системи щодо положення робочого органу, оцінювана необхідною точністю його керування $\Delta Y(t)$ відносно зовнішнього об'єкта визначається коефіцієнтом передачі переміщенні від робочого органу до золотника гідророзподільника, тобто загальним коефіцієнтом зворотного зв'язку відповідно до формули (12.4).

При цьому передбачається, що на вході системи сигнал відсутній, тобто

$$k_{zc} \geq \frac{\Delta x_z + \Sigma \Delta_{z3}}{\Delta Y(t)}, \quad (12.8)$$

де $\Sigma\Delta_{33}$ - сумарна величина люфтів в елементах ланцюга передачі сигналу зворотного зв'язку, приведених до ходу золотника.

Від місця підключення зворотного зв'язку до виконавчого механізму на виході, а також від місця розташування елемента порівняння сигналів на вході системи істотно залежить k_{33} механізму зворотного зв'язку, що є одним з ланок ланцюга сигналу від робочого органу до золотника.

Зокрема, якщо сигнал зворотного зв'язку знімається безпосередньо зі штока гідроциліндра і подається на вхід системи, то

$$k_{33} = k_{3c} \frac{k_{op} k_{cn}}{k_{\partial} k_{nc} k_{m3}}, \quad (12.9)$$

де k_{op} і k_{cn} – коефіцієнти передачі відповідно об'єкта регулювання і силового приводу, що визначаються наступним розрахунком виконавчого механізму.

Прийняті значення коефіцієнтів передач реалізуються зазвичай відповідними механізмами, при цьому плечі важелів вибираються виходячи з конструктивних міркувань.

Оцінка точності систем синхронізації руху робочих органів. До задач регулювання швидкісних режимів можна віднести синхронізацію функціонування робочих органів і механізмів сільськогосподарських машин, що приводяться від гідроциліндрів і гідромоторів, у тому числі:

- синхронізацію чи переміщення обертання декількох паралельно працюючих робочих органів PO (рис. 12.3, *а*);
- синхронізацію обертання робочого органу з поступальною швидкістю руху машини (рис. 12.3, *б*).

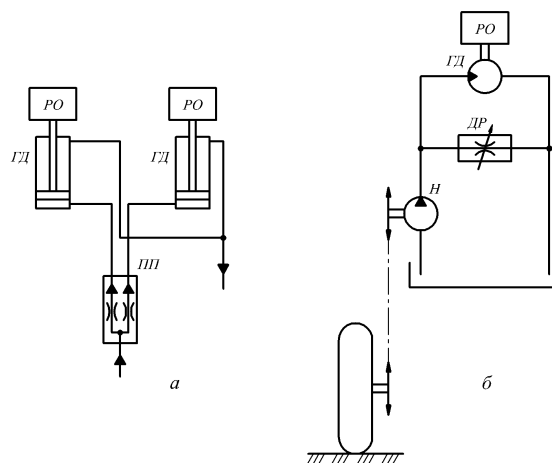


Рис. 12.3. Системи синхронізації

а – синхронізація руху паралельно працюючих органів; *б* – синхронізація руху робочого органу і поступальної швидкості

У першому випадку задача вирішується, як правило, із застосуванням дросельного чи об'ємного подільника потоку *ПП* з підключенням до одного джерела живлення декількох гідродвигунів *ГД*. Крім того, подільник потоку може використовуватися у СГА для незалежного живлення декількох гідравлічних механізмів.

В іншому випадку насос *H*, зв'язаний з ходовим колесом машини, забезпечує подачу оливи до приводного гідромотора. При цьому співвідношення значень частоти обертання насоса і гідромотора визначається настроюванням датчика (дроселя *ДР*).

Точність згаданих систем синхронізації характеризується величиною відносної похибки.

У випадку декількох паралельно працюючих гідродвигунів визначається найбільше зі значень похибок за формулою

$$\delta = \delta_{i_{\max}} = \frac{\Delta v_i}{v_i} = \frac{\Delta n_i}{n_i} = \frac{\Delta Q_i}{m_i Q},$$

де Δv_i , Δn_i , ΔQ_i – відхилення відповідно лінійної швидкості, частоти обертання і витрати *i* - го гідродвигуна від середнього значення;

v_i , n_i – відповідно лінійна швидкість і середня частота обертання *i* - го гідродвигуна;

Q – витрати на вході системи;

m_i – відносна частка витрати в *i* - й ланці від витрат на вході.

Похибка синхронізації залежить від величини об'ємних ККД гідроагрегатів і нерівномірності витрат рідини через датчик співвідношення швидкостей насоса і гідромотора.

За умови $n_n = \text{const}$ (тут n_n – частота обертання насоса, хв^{-1}) похибка синхронізації визначається за формулою:

$$\delta = \frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \frac{\Delta n_e}{n_e},$$

де λ – задане співвідношення швидкостей насоса і гідромотора;

n_e – середня частота обертання вала гідромотора.

Кутова швидкість ω_n чи n_n визначається за значенням поступальної швидкості машини з урахуванням коефіцієнта передачі механізму приводу насоса.

Подача насоса визначається за формулою:

$$Q_n = \frac{q_n n_n \eta_{\text{вн}}}{1000}, \text{ л/хв},$$

де q_n – об’ємна постійна насоса, $\text{см}^3/\text{об}$;

$\eta_{\text{вн}}$ – об’ємний ККД насоса.

За умови, що весь потік рідини від насоса направляється до гідромотора ($Q_n = Q_z$), частота обертання вала гідромотора визначається по формулі:

$$n_z = \frac{Q_z \eta_{\text{вм}} 1000}{q_z}, \text{ хв}^{-1}$$

де q_z - об’ємна постійна гідромотора, $\text{см}^3/\text{об}$;

$\eta_{\text{вм}}$ – об’ємний ккд гідромотора.

Умова забезпечення заданої точності синхронізації наступна: $\delta < \delta_{\text{доп}}$, де $\delta_{\text{доп}}$ – допустима похибка синхронізації.

Розрахунок параметрів виконавчого механізму і джерела живлення. Метою кінематичного й енергетичного розрахунку механізму приводу робочого органу є визначення параметрів гідродвигуна, коефіцієнта $k_{\text{сн}}$ механізму силового приводу, гідравлічних параметрів джерела живлення.

У залежності від характеру розв’язуваної задачі і конструктивної бази розробки САР розрахунок виконавчого механізму приводиться для трьох типових випадків:

- у машині або агрегаті відсутнє джерело гідравлічного живлення і гідравлічний механізм регулювання положення робочого органу;
- САР підключається до наявного гідронасоса, але на етапі розробки не обладнана гідравлічним механізмом приводу робочого органу;
- САР створюється на базі існуючого джерела гідравлічного живлення і гідравлічного механізму ручного регулювання положення робочого органу.

В усіх зазначених випадках попередньо потрібно уточнити вихідні дані, зв’язані з діапазоном вихідної величини $Y(t)$, швидкодією робочого органу $\dot{Y}(t)$ і характером навантажень при його керуванні $F_{\text{оп}}$.

Процес регулювання зв’язаний з витратами потужності, що повинна бути достатньою для подолання максимального навантаження робочого органу при максимальній швидкості його регулювання:

$$N_{\text{опmax}} = F_{\text{опmax}} \dot{Y}(t),$$

де $F_{op\max}$ і вибираються для більш енергоємного напрямку руху робочого органу. При цьому навантаження на робочому органі розглядаються діючими у напрямку швидкості його переміщення.

З урахуванням втрат потужності в гідравлічних магістралях, гідроагрегатах, механічних передачах потужність джерела гідравлічного живлення:

$$N_z = \frac{F_{op\max} \dot{Y}(t)}{\eta_{zm} \eta_{za} \eta_{mex}}, \quad (12.10)$$

де η_{zm} – коефіцієнт, що враховує втрати в гідравлічних магістралях, у тому числі на зливі;

η_{za} – ККД гідропрстроїв (гідророзподільників, гідроциліндрів і ін.);

η_{mex} – ККД механізмів приводу робочого органу.

Для вищевказаних випадків розробки САР енергетичне і кінематичне узгодження джерела потужності – гідронасоса з робочим органом здійснюється за рахунок елементів виконавчого механізму – гідроциліндра і механізму силового приводу. При цьому гідросистема повинна працювати з припустимим тиском у лінії нагнітання, обмеженим номінальним робочим тиском відповідно до паспортних даних на насос, застосований у САР.

Додатковою умовою узгодження є забезпечення повного діапазону величини $Y(t)_{max}$, як у процесі роботи, так і на етапі переведу машини в транспортне положення.

Під час розрахунку САР при відсутності джерела гідравлічного живлення і гідравлічного механізму регулювання положення робочого органу повинна дотримуватись умова забезпечення регулювання процесу необхідною потужністю. Його проводять у наступній послідовності.

За формулою (12.10) визначають N_z , після чого знаходять необхідну продуктивність насоса за формулою:

$$Q_n = \frac{60 N_z \eta_{vh}}{P_n}, \text{ л/хв,}$$

де P_n - номінальний робочий тиск насоса, МПа.

За отриманим значенням Q_n вибирається тип і марка насоса, продуктивність якого при номінальних обертах близька до необхідної. Більш точна відповідність продуктивності насоса необхідному значенню може бути досягнута за рахунок зміни частот обертання приводного вала в межах припустимого діапазону.

Робочий об'єм гідроциліндра діаметром D і ходом L

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L$$

Приймаючи до уваги, що для вихідних параметрів системи

$$Y(t)_{\max} = k_{cn} k_{op} L; \quad \dot{Y}(t)_{\max} = k_{cn} k_{op} \frac{4Q_n}{\pi D^2},$$

знаходимо

$$V = \frac{Q_n Y(t)_{\max}}{\dot{Y}(t)_{\max}}, \quad (12.11)$$

де V – об'єм безштокової порожнини гідроциліндра використовуваної, як правило, при його русі в напрямку більш напруженого режиму за силовими навантаженнями.

З конструктивних міркувань і з урахуванням можливості розташування гідроциліндра в зоні механізму силового приводу робочого органу вибирається гідроциліндр із конкретними значеннями V , D і L . Далі визначають загальний коефіцієнт передачі від гідроциліндра до регульованої точки робочого органу

$$k_{cn} k_{op} = \frac{Y(t)_{\max}}{L}. \quad (12.12)$$

В механізмі приводу робочого органу коефіцієнти k_{cn} , k_{op} доповнюють один одного і вибираються з урахуванням місця знаходження механізму, реальних розмірів плечей важелів і умови забезпечення їх міцності при максимальних навантаженнях приводу.

У випадку, коли при реверсуванні робочого органу вимагаються істотно різні швидкості його переміщення при різних значеннях навантаження, наприклад, у системах регулювання поворотних лап при міжкучовій обробці ґрунту, необхідно враховувати різницю в розмірах ефективної площі гідроциліндра з боку штокової і без штокової порожнин.

Оскільки рух виконавчого механізму в обох напрямках відбувається при повній продуктивності насоса з тим самим коефіцієнтом передачі, то зазвичай для одержання найбільшої необхідної швидкості використовується штокова порожнина гідроциліндра, яка має меншу ефективну площу.

З огляду на це, для прийнятого у виконавчому механізмі гідроциліндра важливо забезпечити відсутність перевантаження за тиском при роботі безштокової порожнини відповідно до умови

$$P = \frac{k_{cn} k_{op} F_{op\max}^u}{\pi / 4 (D_n^2 - D_u^2)} \leq P_n, \quad (12.13)$$

де $F_{op\max}^u$ – навантаження, яке сприймає штокова порожнина гідроциліндра;

D_n D_u – діаметри відповідно поршня і штока гідроциліндра.

Відповідно до кінематичних закономірностей шарнірно-важільних передач коефіцієнт k_{cn} змінюється на всьому діапазоні переміщень виконавчого механізму. Це дає додатковий резерв більшого узгодження зусилля F_{cy} , що розвиває гідроциліндр, і навантаження на робочому органі F_{op} для різних його положень.

При кінематичному розрахунку силового приводу керуються наступним положенням: максимальному навантаженню від робочого органу повинно відповідати максимальне плече сили гідроциліндра h_{\max} щодо осі обертання двоплевого важеля механізму силового приводу, тобто кут між віссю гідроциліндра і напрямком ведучого важеля механізму повинен бути близьким до 90° . Зі зменшенням навантажень при зміні положення робочого органу пропорційно зменшується діюче плече h (рис. 12.4).

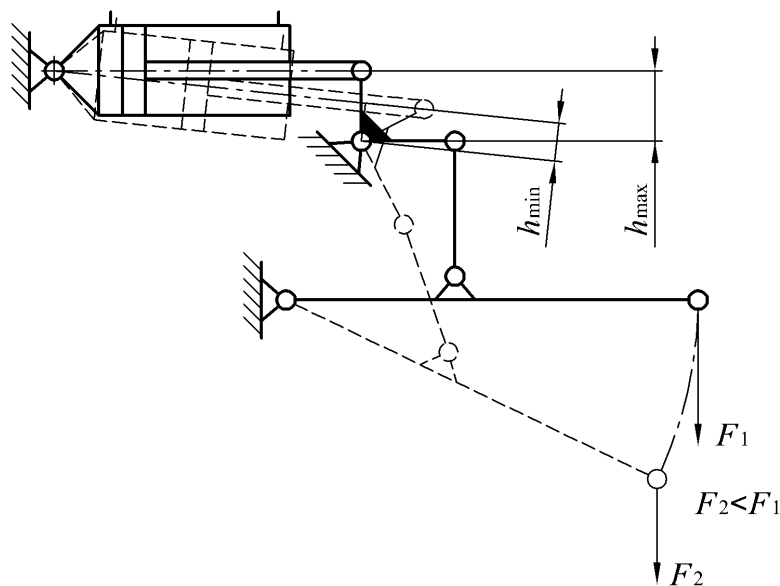


Рис.12.4. Схема зміни діючого плеча гідроциліндра виконавчого механізму

Даний принцип дозволяє вирівнювати навантаження на гідроциліндрі при різних положеннях робочого органу і забезпечує більш раціональне завантаження джерела гідравлічного живлення за потужністю.

При умові приблизно рівномірного навантаження на штоку гідроциліндра з боку робочого органу доцільно прагнути до мінімальної зміни співвідношення між h_{\max} та h_{\min} , при цьому h_{\max} повинне прийматися для середнього положення поршня гідроциліндра.

У випадку, коли навантаження на виконавчому механізмі носять однобічний характер з перевагою постійної складової (наприклад, при висотному регулюванні робочого органу), у САР застосовується гідроциліндр однобічної дії, у якому одна порожнина є робочою і забезпечує тиск, зв'язаний з подоланням зовнішніх сил. Друга ж порожнина з'єднана зі зливною магістраллю гідросистеми чи з атмосферою через сапун. Зворотний хід гідроциліндра відбувається під дією цих же сил і супроводжується витисненням оливи з робочої порожнини. Для того щоб у цей момент уникнути надмірно швидкого руху робочого органу, що приводить до небажаного динамічного режиму (автоколивань) САР, у гідравлічній лінії між гідророзподільником і робочою порожниною гідроциліндра встановлюється уповільнюючий дросель (рис. 12.5). При підніманні робочого органу уповільнюючий дросель не чинить опору, а при опусканні – швидкість переміщення поршня гідроциліндра під дією навантаження від робочого органу залежить від розміру отвору в дросельній шайбі.

У більшості випадків для САР висувається вимога однакової швидкості переміщення при підніманні і опусканні робочого органу при автоматичному регулюванні. Відповідно до цього можна вважати, що витрата оливи, яка витісняється з робочої порожнини гідроциліндра при його опусканні, повинна відповідати витраті Q_n , розрахованому з умови забезпечення необхідного режиму піднімання робочого органу.

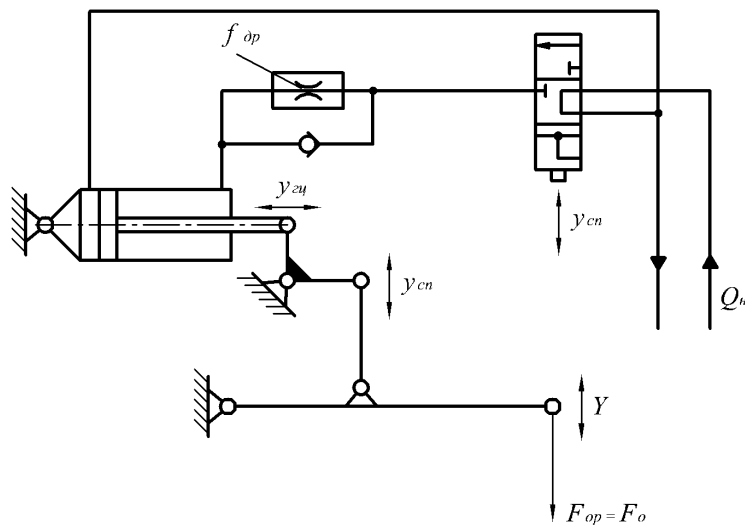


Рис.12.5. Схема встановлення уповільнюючого дроселя

Відповідно до відомих залежностей між витратою через дросель і перепадом тисків на ньому площа прохідного отвору дросельної шайби f_{dp} може бути визначена за формулою

$$f_{dp} = 29,4 \frac{Q_n}{\sqrt{\Delta P_{dp}}}, \quad (12.14)$$

де f_{dp} – площа прохідного отвору дроселя, мм²;

ΔP_{dp} – перепад тисків на дроселюючій шайбі, МПа.

$$\Delta P_{dp} = \frac{4k_{nc}k_{op}F_{op}}{\pi D^2} \eta_{zm} \eta_{za} \eta_{mex}.$$

Розрахунок виконавчого механізму САР, що підключається до насоса наявного на машині проводиться з врахуванням додаткових вихідних даних, зв'язаних із продуктивністю джерела гідравлічного живлення Q_n .

З умови одержання необхідної потужності джерела гідравлічного живлення (12.10) для процесу регулювання визначаємо робочий тиск на насосі.

$$P_n = \frac{N_z}{60Q_n} \leq P_{nmax}. \quad (12.15)$$

По формулам (11) і (12) обчислюємо параметри V , D , L . Зі співвідношення (13) визначаємо коефіцієнт передачі виконавчого механізму

$$(k_{cn}k_{op}) \leq \frac{P_n \pi D^2}{4F_{opmax}}. \quad (12.16)$$

Енергетичний розрахунок САР при наявності гідравлічного механізму керування робочим органом має певні особливості. Наприклад у випадку використання гідроначипного пристрою трактора для системи висотного регулювання робочих органів напівначіпної сільськогосподарської машини розрахунок зводиться до перевірки забезпеченості САР необхідною потужністю

$$N_z = \frac{Q_n P_n}{60} \geq N_{opmax}.$$

Однак значний надлишок потужності в САР, зокрема надлишок продуктивності насоса, не завжди може бути реалізований у процесі регулювання робочого органу, що пов'язано з перегрівом оливи в гідросистемі, а також з появою автоколивань гідравлічного механізму.

У даному випадку виникає необхідність в установці подільників потоку, що забезпечують скидання надлишкового потоку оливи на злив. Однак в цьому

випадку для запобігання перегріву оливи може знадобитися застосування радіатора чи збільшення ємкості гідробака в гідросистемі живлення.

Якщо вищевказані заходи є недостатніми або неприйнятними з конструктивних чи експлуатаційних міркувань, то для узгодження джерела гідравлічного живлення і виконавчого механізму необхідно встановлювати автономний гідронасос з робочим об'ємом, розрахованими за залежністю (12.11).

Вихідними даними для *розрахунку гідромеханізму з гідромотором* є розрахунковий момент технологічного навантаження, приведений до вала гідромотора, і частота обертання вала гідромотора.

Для визначення розрахункового моменту технологічного навантаження на валу робочого органу може бути використаний метод інтегральної оцінки навантаженості приводу. Він полягає в побудові гістограми розподілу середнього навантаження на робочий орган $M(t)$ за час його роботи T . Визначення розрахункового значення крутного моменту M_n проводиться як математичне сподівання $M(t)$ за формулою

$$M_n = \frac{1}{T} \int_0^T M(t) dt. \quad (12.17)$$

Розрахункове значення M_n може відрізнитися від необхідного і не відповідати значенням навантажень в окремі періоди роботи. Однак загалом, за весь період T , це значення є оптимальним, тобто дозволяє робити вибір оптимальних, з енергетичної точки зору, параметрів гідроагрегата. Працездатність гідромеханізму при максимальних значеннях $M_n(t)$ повинна забезпечуватися за рахунок запасу робочого тиску.

Величина моменту тертя в елементах приводу робочого органу M_{mp} може бути врахована у величині моменту технологічного навантаження M_n .

З урахуванням втрат у проміжній між гідромотором і робочим органом передачі по вихідним даним визначають необхідну потужність при мінімальній, середній і максимальній кутовій швидкості робочого органу

$$N = \frac{\omega(M_n + M_{mp})}{\eta_{cn}} 10^{-3}, \quad (12.18)$$

де ω – кутова швидкість робочого органу, c^{-1} ;

η_{cn} – ККД проміжної передачі.

Визначаються розрахункові значення крутного моменту і необхідну частоту обертання вала гідромотора при різних відношеннях проміжної передачі,

що задовольняють вимогам технології. Визначення параметрів гідромотора проводиться за універсальними характеристиках гідромоторів, а оптимізація – за максимальним ККД. При відсутності універсальних характеристик гідравлічні параметри гідромотора визначають за наступними формулами

$$Q_z = \frac{q_z n_z}{1000 \eta_z};$$

$$\Delta P_z = \frac{M_z}{1,59 q_z \eta_{mex} 10^3}, \quad (12.19)$$

де q_z – об'ємна постійна гідромотора, см³/об;

n_z – максимальна необхідна частота обертання вала гідромотора, хв.⁻¹;

η_{vm} – об'ємний ККД гідромотора;

M_z – момент на валу гідромотора, Н·м;

η_{mex} – гідромеханічний ККД гідромотора.

Гідравлічні параметри насоса

$$Q_n = \frac{Q_{zmax}}{(1 - \Delta\eta_{vm})(1 - \Delta\eta_{vn})};$$

$$P_n = \Delta P_z + \Delta P_{zm}, \quad (12.20)$$

де Q_{zmax} – максимальна витрата через гідромотор, л/хв;

ΔP_z – перепад тисків на гідромоторі, МПа;

ΔP_{zm} – втрати тиску в гідравлічних магістралях, МПа;

$\Delta\eta_{vm}$ – зміна об'ємного ККД гідромотора;

$\Delta\eta_{vn}$ – зміна об'ємного ККД насоса за період від початку до кінця експлуатації.

Механічні параметри насоса

$$n_n = \frac{Q_n 10^3}{q_n \eta_{vnn}}, \quad (12.21)$$

де Q_n – подача насоса, л/хв;

q_n – об'ємна постійна насоса;

η_{vnn} – початковий об'ємний ККД насоса.

$$N_n = \frac{P_n Q_n}{60}, \text{ кВт} \quad (12.22)$$

де P_n - тиск на виході насоса, МПа.

Привідна потужність насоса:

$$N_{нпр} = \frac{N_n}{\eta_n},$$

де η_n – повний ККД насоса.

Тепловий розрахунок СГА проводиться з метою визначення необхідної ємкості гідробаку і поверхні охолодження, виходячи з умови теплового балансу гідросистеми.

Для проведення теплового розрахунку необхідні наступні вихідні дані:

- принципова гідравлічна схема і типи застосовуваних гідроапаратів, діаметр і довжина трубопроводів;
- результати енергетичного розрахунку гідросистем;
- циклограми роботи гідросистеми. Умова теплового балансу при сталій температурі визначається виразом

$$\Delta N \leq \sum_{i=1}^n k_i S_i \Delta T,$$

де ΔN – втрати потужності в гідросистемі;

k_i – коефіцієнт теплопередачі окремих елементів гідросистеми;

S_i – поверхня відповідних елементів;

ΔT – перепад температур поверхні елементів гідросистеми при сталому режимі.

З цього вираження може бути отримана наступна формула

$$S = \frac{\Delta N - \Delta T(k_1 S_m + k_2 S_2)}{\Delta T k_3}, \quad (12.23)$$

де k_1, k_2, k_3 – коефіцієнт теплопередачі відповідно трубопроводу, гідроагрегата, гідробаку, кВт/м²;

S_m, S_2, S_6 – площа поверхні відповідно трубопроводу, гідроагрегата і гідробаку, що контактує з навколишнім середовищем, м².

При підрахунку площ поверхні охолодження варто враховувати площу зовнішньої поверхні тільки тих гідропроводів і агрегатів, крізь які здійснюється постійна циркуляція робочої рідини.

Перепад температур визначається за формулою

$$\Delta T = T_y - T_o \quad (12.24)$$

де T_y – припустима стала температура робочої рідини, °С;

T_o – температура навколишнього повітря, °С.

Проектний розрахунок теплового режиму системи гідроприводу може бути проведений лише орієнтовно, тому що коефіцієнти теплопередачі значно залежать від розташування вузлів і агрегатів, вологості повітря, сили і напрямку вітру, сонячної радіації і т.д. У першому наближенні коефіцієнти теплопередачі можуть приймати наступні значення:

– при вільно обтічній відкритій поверхні: $k_1 = k_3 = 17,5 \cdot 10^{-3}$ кВт/м²·°С;
 $k_2 = 11,5 \cdot 10^{-3}$ кВт/м²·°С;

– при обдуванні поверхні вентилятором: $k_1 = k_2 = k_3 = 23,3 \cdot 10^{-3}$ кВт/м²·°С;

– при утрудненій циркуляції повітря навколо нагрітої поверхні: $k_1 = k_2 = k_3 = 10,1 \cdot 10^{-3}$ кВт/м²·°С

– при охолодженні поверхні проточною водою: $k_1 = k_2 = k_3 = (110 \dots 175) \cdot 10^{-3}$ кВт/м²·°С

Площі поверхні трубопроводів і гідроагрегатів визначаються орієнтовно.

Втрати потужності при циклічному навантаженні визначаються за формулою

$$\Delta N = \sum_{i=1}^n \Delta N_i \quad (12.25)$$

де ΔN_i – втрати потужності на i -ій ділянці циклу навантаження при $i=1, 2, 3, \dots, n$.

$$\Delta N_i = N_n - N_{zi}, \quad (12.26)$$

де N_n – приводна потужність насоса чи та потужність, що підводиться до гідросистеми на кожній ділянці циклу навантаження, кВт;

N_{zi} – потужність, що розвиває гідродвигун на i -ій ділянці циклу навантаження, кВт.

У випадку, якщо гідродвигун здійснює гальмування попутного навантаження чи інерційних мас, виділення тепла в гідросистемі зростає на величину потужності N_{zi} , що гаситься при гальмуванні, і враховується зміною позитивного та негативного знака.

Привідна потужність насоса для гідросистеми з власним джерелом гідравлічної енергії визначається за формулою

$$N_n = \frac{P_n Q_n}{60 \eta_n}. \quad (12.27)$$

Для гідросистеми, що живиться від стороннього джерела:

$$N = \frac{\Delta P Q}{60}, \quad (12.28)$$

де ΔP , Q – відповідно перепад тисків на виводах гідросистеми і величина підведеного потоку рідини.

Потужність гідродвигуна на i -ій ділянці циклу навантаження визначається за формулою

$$N_{zi} = \frac{\Delta P_{zi} Q_{zi} \eta_{zi}}{60}, \quad (12.29)$$

де ΔP_{zi} , Q_{zi} – відповідно перепад тисків на гідродвигуні і витрата через нього на i -ій ділянці циклу навантаження;

η_z – повний ККД гідродвигуна.

Необхідна місткість гідробака визначається при наступних умовах:

- робоча рідина залита до рівня, що складає 0,8 висоти гідробака;
- площа поверхні гідробака, що стикається з робочою рідиною, враховується цілком;
- площа поверхні гідробака, що не стикається з робочою рідиною, враховується зі зменшенням у 2 рази.

При співвідношенні сторін бака від 1:1:1 до 1:2:3 розрахункова площа поверхні гідробака й об'єм робочої рідини зв'язані формулою:

$$S_{\sigma} = 0,064 \sqrt[3]{V^2}. \quad (12.30)$$

Звідси

$$V = 61,7 \sqrt[3]{S_{\sigma}^3}. \quad (12.31)$$

Якщо гідробак конструктивно не може бути виконаний необхідного об'єму, то для зменшення нагрівання варто використовувати водяний або повітряний теплообмінник.

Після вибору теплообмінника складають рівняння теплового балансу з урахуванням його площі і коефіцієнта тепловіддачі (приводиться в характеристиці теплообмінника або вибирається середнє значення коефіцієнта тепловіддачі з приведених вище). Визначається необхідний об'єм оливи в баці.

З застосуванням теплообмінника варто враховувати, що його тепловіддача зростає зі збільшенням витрати оливи в межах пропускнуї здатності теплообмінника.

Для гідросистеми, що живиться від стороннього джерела гідроенергії, складають рівняння теплового балансу для ділянки гідросхеми між точками підключення до джерела гідроенергії. За рівнянням теплового балансу

перевіряють достатність площі тепловіддачі, утвореної зовнішніми поверхнями трубопроводів і гідропристроїв контуру постійної циркуляції оливи, чи необхідність застосування теплообмінника.

При тепловому розрахунку гідросистеми варто також враховувати нагрівання робочої рідини, що виникає при русі її по трубопроводах і рукавах високого тиску. Внутрішній переріз трубопроводів повинен вибиратися з умови, щоб шляхові втрати потужності не перевищували теплової енергії, що розсіюється зовнішньою поверхнею трубопроводів. Математичне вираження цієї умови можна одержати при порівнянні потужності, витраченої на тертя в трубопроводі, з тепловою енергією, що розсіюється поверхнею трубопроводу.

Втрати потужності в трубопроводі

$$\Delta N = \frac{\Delta p Q}{60},$$

де Δp – до втрати тиску;

Q – витрати рідини.

При ламінарному русі робочої рідини

$$\Delta p = 0,82(vLQ) / d^4,$$

де v – кінематична в'язкість рідини, сСт;

L – довжина трубопроводу, м;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, мм.

При турбулентному русі

$$\Delta p = 8,16(LQ^2) / d^4.$$

Потужність теплового потоку, випромінюваного зовнішньою поверхнею трубопроводу при сталій температурі

$$N_m = kS\Delta T,$$

де k – коефіцієнт тепловіддачі;

S – площа зовнішньої поверхні трубопроводу.

Для трубопроводу круглого перерізу

$$S = \pi D^2 L 10^{-3},$$

де D – зовнішній діаметр трубопроводу.

Рівняння балансу потужності трубопроводу, що розсіюється і втрачається, наступне

$$\Delta N = N_m .$$

Підставивши в нього значення, одержимо вираз для визначення критичних значень втрат і швидкості рідини в трубопроводах.

Для ламінарного руху робочої рідини

$$Q_{кр.л} = 0,48d^2 \sqrt{kD\Delta T / \nu} ;$$

$$V_{кр.л} = 10,2 \sqrt{kD\Delta T / \nu} .$$

Для турбулентного руху

$$Q_{кр.т} = 0,286^3 \sqrt{kD\Delta T d^5} ;$$

$$V_{кр.т} = 6,07^3 \sqrt{kD\Delta T / d} .$$

При $Q > Q_{кр}$ і $V > V_{кр}$ трубопроводи є нагрівачами робочої рідини, при $Q < Q_{кр}$ і $V < V_{кр}$ – охолоджувачами.

При визначенні значень $Q_{кр}$ і $V_{кр}$ для різних труб (табл. 12.3) враховуються наступні фізичні величини: $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ – різниця температур робочої рідини ($+60^\circ\text{C}$) і навколишнього середовища ($+30^\circ\text{C}$); $k = 17,5 \times 10^{-3}$ кВт/м²·°C – коефіцієнт тепловіддачі відкритої поверхні.

Таблиця 12.3. Критичні значення $Q_{кр}$ і $V_{кр}$ при $T = 60^\circ\text{C}$

Розміри труби, мм	Робоча рідина М10Г (М10В), $\nu = 40\text{сСт}$, ламінарний режим		Робоча рідина МГ-30У, $\nu = 20\text{сСт}$, турбулентний режим	
	$Q_{кр}$, л/хв	$V_{кр}$, м/с	$Q_{кр}$, л/хв	$V_{кр}$, м/с
8,0×0,7	6,78	3,30	10,7	5,2
12,0×1,0	19,00	4,00	24,5	5,2
18,0×1,5	52,50	4,95	55,2	5,2

12.4. Рекомендації щодо вибору гідравлічного регулюючого органу системи гідроавтоматики

У СГА у якості регулюючого органу найбільш часто використовуються гідророзподільники з механічним або електромагнітним керуванням.

При виборі типу і параметрів гідророзподільника, а також його параметрів необхідно враховувати дві обставини.

По-перше, варто розглядати гідророзподільник як елемент САР, від якого залежить чутливість і точність роботи системи, а також як величина впливу первинного перетворювача сигналу, наприклад щупа, на зовнішні об'єкти. Приймається до уваги зона нечутливості гідророзподільника та зусилля його переміщення. Ці показники враховуються, насамперед, у статичному розрахунку механізмів передачі сигналів у ланцюгах прямого і зворотного зв'язку.

По-друге, варто розглядати розподільник як елемент САР, що повинен задовольняти вимоги чіткості фіксації і керування виконавчого гідродвигуна при мінімальних втратах потужності. При цьому враховуються наступні фактори:

- тиск настроювання запобіжного клапана;
- номінальна витрата оливи, що пропускається гідророзподільником;
- вимоги до стабільності положення робочого органу при нейтральному положенні золотника гідророзподільника;
- можливість розвантаження гідравлічного джерела живлення при відсутності сигналу на гідророзподільнику (тип розвантаження золотниковий, клапанний та ін.);
- кількість робочих секцій із золотниками в одному загальному блоці гідророзподільника.

Гідророзподільники як з механічним, так і з електромагнітним керуванням можуть бути розділені за способом запирання порожнин гідродвигуна і за способом розвантаження насоса при нейтральному положенні золотника.

За способом запирання порожнин гідродвигуна варіанти розподільників наступні:

- у нейтральному положенні золотника з'єднані як з напірною, так і зі зливною магістраллю;
- замкнені поясками золотника, що має позитивне перекриття робочих вікон;
- замкнені за допомогою гідрозамків.

СГА можуть мати розвантаження:

- золотникову, котра відбувається за рахунок пропускання робочої рідини через вікна в парі корпус - золотник;
- клапанну за рахунок пропускання робочої рідини через розвантажувальний клапан на злив.

У залежності від сполучення способу запирання порожнин гідродвигуна і способу розвантаження насоса при нейтральному положенні золотника гідророзподільники з механічним електромагнітним і електрогідравлічним керуванням можуть бути представлені декількома типами (рис. 12.6 і 12.7).

Тип I – розвантаження золотникове, порожнини гідродвигуна – незакриті і з'єднані з магістралями нагнітання і зливу (рис. 12.6, *a*).

Тип II – розвантаження золотникове, порожнини гідродвигуна замкнені поясками золотника з позитивним перекриттям (рис. 12.6, *б* і 12.7, *a*);

Тип III – розвантаження золотникове, порожнини гідродвигуна замкнені за допомогою гідрозамків (рис. 12.6, *в*);

Тип IV – розвантаження клапанне, порожнини гідродвигуна замкнені поясками золотника з позитивним перекриттям (рис. 12.6, *г*);

Тип V – розвантаження клапанне, порожнини гідродвигуна замкнені за допомогою гідрозамків (рис. 12,6, *д* і 12.7, *б*).

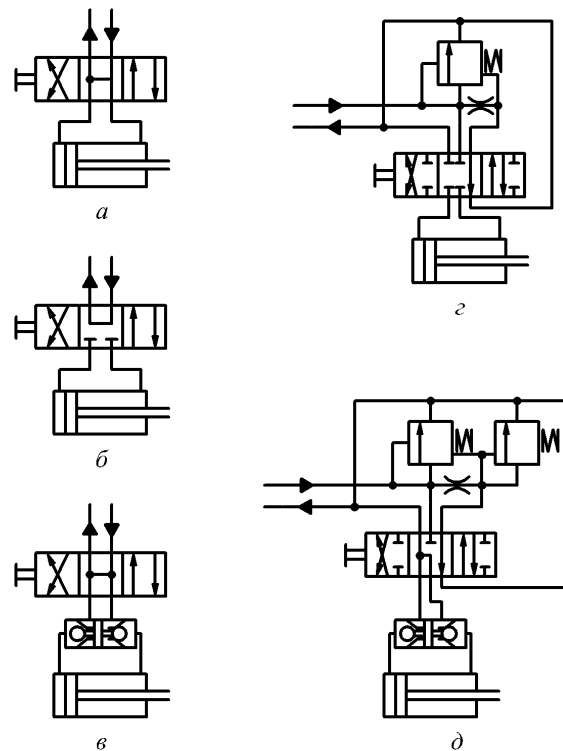


Рис. 12.6. Типи гідророзподільників з механічним керуванням:

a – тип I; *б* – тип II; *в* – тип III; *г* – тип IV; *д* – тип V

При виборі типу гідророзподільника в першу чергу необхідно керуватися величиною робочого тиску гідродвигуна при нейтральному положенні золотника, припустимими витоками з порожнин гідродвигуна як при

автоматичному регулюванні, так і при ручному керуванні робочими органами, включаючи транспортний режим сільськогосподарської машини.

При рівних тисках у порожнинах гідроциліндра (наприклад, при роботі систем автоматичного направлення робочих органів на рядки рослин) можуть бути застосовані гідророзподільники типу I. Варто мати на увазі, що гідророзподільники з механічним керуванням типів I - III, як правило, конструктивно простіші, надійніші в роботі і мають меншу зону нечутливості (біля 1 мм) у порівнянні з гідророзподільниками типів IV і V.

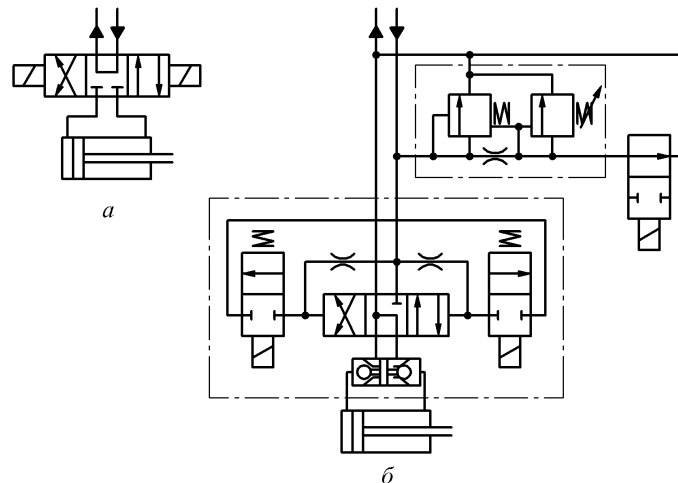


Рис. 12.7. Типи гідророзподільників з електричним керуванням:

а – з електромагнітним керуванням; *б* – з електрогідравлічним керуванням

Однак застосування гідророзподільників із золотниковим розвантаженням у гідромеханічних стежних системах зв'язано з більш інтенсивним нагріванням робочої рідини. Це відбувається тому, що при положенні золотника, зміщеного від нейтралі, робоча рідина дроселюється при проходженні на злив під великим тиском, ніж при середньому положенні золотника, і джерело живлення навантажується робочим тиском у гідродвигуні. Застосування гідророзподільників типів I - III може бути рекомендовано при невеликій потужності (1-2 кВт), необхідної для роботи СГА.

З урахуванням вищевикладеного можна дати наступні рекомендації щодо використання кожного з типів гідророзподільників:

– тип I застосовується при невеликому технологічному навантаженні на виконавчому гідродвигуні при нейтральному положенні золотника гідророзподільника і при відсутності жорстких вимог до величини витоків у ньому в транспортному режимі машини;

– тип II застосовується при незначних витоках з порожнин гідроциліндра як під час регулювання, так і при транспортному положенні робочого органу або

машини з технологічним навантаженням на гідромоторі (у тому числі й у стані його спокою при нейтральному положенні золотника);

– тип III застосовується для чіткої фіксації гідродвигуна, що знаходиться під технологічним навантаженням, а також при транспортному положенні робочого органу чи всієї машини;

– типи IV і V застосовуються відповідно в тих самих випадках, що II і III, але при великих значеннях потужності СГА.

Варіанти гідророзподільників типів III і V через наявність гідрозамків потенційно мають менший ресурс щодо кількості спрацьовувань.

Після визначення найбільш прийняттого типу гідророзподільника необхідно вибрати найбільш близький за номінальною витратою з числа тих, що виробляються промисловістю.

В ряді випадків СГА поєднує дві і більше однакових секцій робочих органів, кожна з яких має свій датчик і виконавчий механізм при одному загальному джерелі гідравлічного живлення. Оскільки їх рух, як правило, не збігається за фазою, виникає додаткова вимога забезпечення незалежної роботи кожної з робочих секцій СГА. Для цього приймається ряд мір, основні з яких полягають у наступному:

– паралельне підключення гідророзподільників робочих секцій до джерела гідравлічного живлення здійснюється через подільник потоку;

– паралельне підключення гідророзподільників робочих секцій до джерела гідравлічного живлення, що містить гідропневоакумулятор і розвантажувальний клапан (рис. 12.8);

– підключення робочих секцій до джерела гідравлічного живлення за схемою послідовного з'єднання гідророзподільників;

– використання секційних гідророзподільників (типу ГА 34.000Г-29, 71.00.00.000В) з декількома робочими секціями, у яких забезпечується припинення вільного переливу оливи при спрацьовуванні хоча б одного з золотників; ця міра є більш ефективною при вирівнюванні робочих розвантажень на однакових виконавчих механізмах з їх рухом у протифазі.

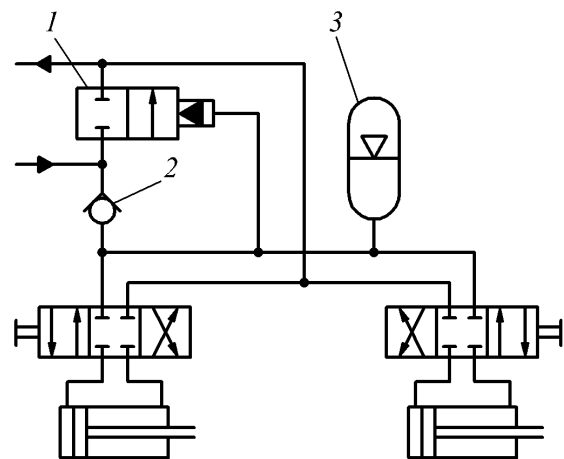


Рис. 12.8. Схема підключення робочих секцій до джерела живлення з клапаном розвантаження насоса і гідропневоакумулятором:

1 – клапан розвантаження, 2 – зворотній клапан, 3 – гідропневоакумулятор.

У звичайних умовах експлуатації СГА повинна мати захист від виходу з ладу гідравлічних елементів і елементів керування ними при всіх можливих зовнішніх факторах.

Механічні передачі від датчика до золотника гідророзподільника (прямий зв'язок) і від робочого органу до золотника (зворотний зв'язок) повинні мати запобіжні чи компенсуючі пристрої, що виключали б можливість поломки механічних зв'язків у результаті надмірного впливу зовнішніх об'єктів на датчик при всіх можливих ситуаціях.

Гідравлічна система СГА повинна бути також захищена від тисків, що перевищують допустимі величини. Дана вимога викликана тим, що в ряді випадків гідравлічні системи трактора і сільськогосподарської машини об'єднані, а гідравлічне устаткування машини не розраховано на граничний тиск, що може виникнути у гідросистемі трактора.

Захист гідросистеми від надлишкового тиску здійснюється при всіх можливих положеннях органів керування СГА, зокрема застосуванням запобіжних і зворотних клапанів у гідравлічних лініях.

При живленні СГА від гідросистеми з гідророзподільником ручного керування типу Р80 повинна виключатися можливість самовільного повернення ручки гідророзподільника в нейтральне положення, що досягається обмеженням налаштування тиску запобіжного клапана в системі регулювання.

12.5. Попередження автоколивань в системах гідроавтоматики

Основне призначення автоматичної системи – підтримування регульованого параметра в заданих межах. При відсутності зовнішніх впливів система повинна знаходитися в стані спокою чи динамічної рівноваги. З появою зовнішнього впливу вона починає рухатися, характер якого визначається особливостями як об'єкта керування, так і автоматичного регулюючого пристрою.

В основі всякої автоматичної системи лежить замкнутий контур впливів. Тому в такій системі ймовірні незатухаючі коливання, при яких значення регульованого параметра безперервно змінюється: він коливається з постійної чи зростаючої у часі амплітудою. Внаслідок цього порушується технологічний процес, можливі надмірні динамічні перевантаження у вузлах машини і передчасний її вихід з ладу.

Так, забезпечення динамічної стійкості автоматичної системи, тобто здатності зберігати рівноважні стани при різних зовнішніх впливах є першочерговою задачею в створенні системи. Однак і при стійкій системі

перехідні процеси не завжди задовольняють технічним вимогам, якщо з кожним впливом новий стан рівноваги настає через тривалий проміжок часу, з плином якого можуть мати місце значні відхилення регульованого параметра від заданого значення.

Виникає задача забезпечення необхідної якості перехідного процесу з погляду швидкості ліквідації відхилення від заданих значень регульованого параметра.

Аналізуючи питання руху і стійкості системи, можна відзначити, що в екстремальних точках зміни вихідних координат її ланок відбувається перехід потенційної енергії в кінетичну і навпаки. Якщо в системі існують елементи, здатні накопичити відносно велику кількість потенційної енергії (пружини, значні об'єми стисливої рідини, гнучкі рукави), і елементи, здатні акумулювати кінетичну енергію (значні маси, моменти інерції), то відбувається почергове збільшення-зменшення потенціальної і кінетичної енергії, супроводжуване коливаннями вихідної координати.

Причиною виникнення нестійкості є передача сигналу по елементах зворотного зв'язку з виходу системи на її вхід. Зворотний зв'язок завжди негативний, коли відхилення вихідної координати впливають на вхід системи таким чином, щоб протидіяти подальшому відхиленню на виході. Однак через ефект запізнювання передачі сигналів між ланками системи зворотний зв'язок з негативного може перетворитися в позитивний, що і викликає порушення стійкості і виникнення автоколивань.

Ймовірність появи автоколивань у реальних системах гідроавтоматики може також залежати від усякого роду люфтів в кінематичних ланцюгах передачі сигналів керування й у виконавчих механізмах, від нелінійних характеристик підсилювачів і регулювальних органів, від надлишкової подачі робочої рідини до регулювального органу і ряду інших причин.

Вирішення задачі забезпечення стійкості, зазвичай, пов'язано з виявленням конкретних причин виникнення автоколивань, передбачає визначення граничних значень параметрів і режимів роботи системи, при яких з'являються ці автоколивання, і зводиться до рекомендацій з вибору шляхів і засобів їх усунення.

Найбільш радикальним способом вирішення розглянутого питання є аналіз динаміки системи на основі загальних положень теорії автоматичного регулювання. Результатом аналізу може бути попередня оцінка ймовірності появи автоколивань, виявлення причин їх виникнення, а також визначення граничних значень параметрів і режимів стійкості СГА.

У ряді випадків при очевидно напружених динамічних режимах СГА необхідно приймати міри для забезпечення стійкості шляхом застосування в контурі регулювання спеціальних коригувальних пристроїв.

При відсутності жорстких вимог до процесу регулювання й обмежень на параметри і режими можна використовувати загальні рекомендації з запобігання автоколивань, отримані виходячи з досвіду розробки й експлуатації СГА.

Технічне виконання СГА, включаючи особливості регулюючого органу і режим його живлення, визначає специфіку її динамічного режиму роботи, що в кожному конкретному випадку може вимагати і спеціального апарата аналізу стійкості.

Повний аналіз автоматичної системи застосовується лише у тому випадку, якщо всі її ланки описані лінійними диференціальними рівняннями. У дійсності отримані вирази часто нелінійні, що значно ускладнює аналіз.

Інженерні дослідження САР для визначення динамічних якостей або вибору оптимальних параметрів, які забезпечують стійкість СГА, виконуються в наступному порядку:

- розчленовування САР на окремі ланки, включаючи об'єкт регулювання, і вибір узагальнених координат;
- визначення статичних характеристик ланок і системи в цілому;
- складання рівнянь руху окремих ланок;
- складання структурної схеми системи;
- складання загального рівняння руху системи;
- аналіз диференціального рівняння руху для оцінки стійкості процесу регулювання при визначених параметрах СГА і для наступного вибору основних конструктивних параметрів.

За основу математичного опису СГА приймають:

- рівняння руху елементів системи під впливом діючих на них сил, що складаються з використанням принципу Д'Аламбера;
- рівняння руху робочої рідини через гідравлічний регулювальний орган;
- рівняння нерозривності потоків робочої рідини в гідросистемі;
- рівняння замикання контуру регулювання зворотним зв'язком.

Рівняння руху елементів системи записуються як рівняння рівноваги для сил і моментів інерції, активних сил і їхніх моментів, реакцій зв'язків.

Рівняння нерозривності потоків рідини, що циркулює в гідросистемі, ґрунтується на допущенні, що рідина однорідна і її розриви виключаються.

Баланс витрати при складанні рівнянь руху оливи через вузли, у яких відбувається розгалуження потоків, враховує:

- подачу оливи до вузла, що залежить від джерела живлення гідросистеми;
- витрати, обумовлені опором трубопроводів гідравлічних елементів кожного відгалуженого вузла;
- витрати, що забезпечують необхідну швидкість виконавчого механізму;
- витрати, пов'язані із стисливістю оливи, деформацією циліндрів і трубопроводів;
- витрати витоків;
- витрати на злив через керуючі порожнини клапанів і золотників.

Особливе значення для аналізу динаміки і стійкості СГА має врахування жорсткості гідравлічних ліній.

Стисливість оливи оцінюється об'ємним модулем пружності

$$E_{\text{жс}} = \frac{dP}{dV} V .$$

Для рідин, використовуваних у СГА сільськогосподарських польових агрегатів, $E_{\text{жс}} = (1,4 - 1,9)10^3$ МПа.

Витрати ΔQ на стисливість оливи, деформацію порожнини гідравлічних виконавчих механізмів, металевих трубопроводів і гнучких рукавів можуть бути визначені за формулою

$$\Delta Q = \sum_{i=1}^k C_i \frac{dP}{dt} ,$$

де k – кількість елементів гідросистеми;

C_i – коефіцієнт піддатливості кожного елемента.

Для гнучких рукавів

$$C = \frac{\pi d^2 l}{4 E_{np}} ,$$

де E_{np} – приведений модуль пружності рукава, заповненого оливою, рівний 100-110 МПа.

Рівняння руху гідроавтоматичних систем регулювання, як правило, диференціальні 3-го порядку і вище. Відповідне їм характеристичне рівняння може бути приведене до виду

$$a_n \lambda^n + a_{n-1} \lambda^{n-1} + \dots + a_1 \lambda + a_0 = 0,$$

де n – порядок розглянутого диференціального рівняння;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – корені характеристичного рівняння.

Якщо всі корені рівняння різні, його розв'язок представляється у виді:

$$X = A_1 e^{\lambda_1 t} + A_2 e^{\lambda_2 t} + \dots + A_n e^{\lambda_n t},$$

де A_1, A_2, \dots, A_n – постійні інтегрування, які залежать від початкових умов.

В загальному випадку для судження про стійкість системи користуються наступним правилом:

– якщо всі дійсні частини коренів характеристичного рівняння негативні, то система стійка;

– якщо хоча б один з коренів має позитивну дійсну частину, то система нестійка.

Зазвичай вирази для коренів характеристичних рівнянь високих порядків дуже громіздкі. Тому важливого значення набувають правила, що дозволяють оцінити стійкість системи, міняючи обчислення коренів. Це так звані критерії стійкості. Їх можна розбити на дві групи: алгебраїчні і частотні.

Алгебраїчні критерії дозволяють визначати стійкість системи, обмежуючи лише алгебраїчними обчисленнями коефіцієнтів характеристичного рівняння. Це критерій стійкості Рауса і критерій стійкості Гурвіца.

Відомий також частотний критерій стійкості Михайлова, за якого система автоматичного регулювання стійка, якщо крива (годограф), побудована на площині комплексних чисел за характеристичним рівнянням диференціального рівняння руху системи, при зміні частоти вхідного впливу від 0 до ∞ починається на позитивній дійсній осі й обходить послідовно проти годинникової стрілки n квадрантів.

У відносно простих системах, таких як стежні пристрої позиційного регулювання робочих органів, коли всі елементи контуру регулювання, за винятком гідророзподільника і гідродвигуна, являють собою кінематичні безінерційні ланки, рух системи може бути проаналізовано методом фазової площини. Для систем, описуваних диференціальними рівняннями не вище 2-го порядку, цей метод дозволяє наочно представити суть перехідних процесів

шляхом простих обчислень і графічних побудов фазових станів регульованого параметра.

Для оперативного аналізу впливу на стійкість великої кількості параметрів системи і для визначення перехідних процесів автоматичних систем при різних сполученнях цих параметрів рекомендуються методи моделювання з допомогою комп'ютерів або моделюючих установок.

Теоретичний аналіз автоматичних систем, які здійснюють переміщення значних мас з високою швидкістю, а також практичний досвід їх створення показали, що не завжди можливо одержати високі показники точності на будь-якому агрегаті лише за рахунок застосування простих автоматичних керуючих пристроїв. Тому при створенні автоматичної системи керування важливого значення набуває дослідження динамічних якостей самої машини, як об'єкта керування і пошук способів підвищення цих динамічних якостей за рахунок правильного вибору основних конструвальних параметрів, що може бути здійснене на стадії проектування машини. При цьому повинні використовуватися аналітичні залежності для оцінки самої машини з погляду стабільності регульованого параметра під впливом зовнішніх впливів.

Наприклад, для системи керування положенням жатної частини збирального комбайна щодо поверхні поля повинні бути отримані залежності, що оцінювали б збиральну машину як динамічну систему з погляду стабільності руху ріжучого апарата жатки, щодо поверхні поля. При цьому параметри машини повинні вибиратися в межах конструктивних можливостей таким чином, щоб без спеціальних засобів регулювання забезпечувалося найкраще копіювання поля. Це полегшує задачу досягнення необхідної стабілізації регульованого параметра за допомогою нескладних автоматичних керуючих пристроїв.

При створенні автоматичної системи потрібно усунути протиріччя між стійкістю і точністю її роботи (динамічними і статичними якостями). Зростання швидкодії і чутливості системи регулювання за рахунок збільшення тиску робочої рідини, коефіцієнта передачі від вимірювального перетворювача до органу керування, подача робочої рідини й інших показників дозволяє підвищити точність і чутливість системи. Однак при цьому зменшується запас стійкості до автоколивань або відбувається повна її втрата.

У випадку, якщо пошук оптимальних параметрів системи не дає прийнятних результатів і одержати необхідні показники роботи за допомогою найпростіших керуючих пристроїв не представляється можливим, варто застосовувати спеціальні коректувальні пристрої. Цим передбачається цілеспрямована зміна структури системи, що підвищує її динамічні властивості.

Серед простих способів поліпшення динамічних якостей СГА найбільш ефективними є введення додаткових зворотних зв'язків і застосування пристроїв, що забезпечують рух системи по передній границі зони нечутливості регулюючого органу.

Введення додаткового зворотного зв'язку найчастіше не вимагає істотних ускладнень конструкції керуючого пристрою. Це може бути проілюстровано на прикладі силового гідроциліндра виконавчого механізму з прямолінійним рухом штока і золотникового гідророзподільника.

При звичайному виконавчому механізмі (рис. 12.9, *a*) рух штока 2 гідроциліндра 4 не контролюється і не обмежується керуючим пристроєм – золотником 1.

Рух гідроциліндра описується диференціальним рівнянням інтегруючої ланки

$$T_a \frac{dy}{dt} = X ,$$

чи рівнянням перехідного процесу

$$Y = \frac{t}{T_a} X ,$$

де T_a – постійна часу інтегруючої ланки.

Останній вираз представляє в координатах $Y - t$ сімейство прямих, що проходять через початок координат. З графіка видно, що хід поршня залежить не лише від ходу золотника X і параметрів системи, але також прямо пропорційний часу. Тому кожному значенню X може відповідати безліч положень Y в межах ходу поршня гідроциліндра. Це і служить причиною можливих статичних помилок при використанні такої ланки, а також погіршення динамічних якостей системи гідроавтоматики.

При зворотному зв'язку на розподільний золотник (рис. 12.9, *б*) – корпус гідроциліндра і корпус гідророзподільника об'єднані в одну деталь. Шток 2 гідроциліндра з'єднаний з нерухомою деталлю системи; з деталлю, яку необхідно переміщати при керуванні, зв'язаний корпус гідроциліндра 3. В результаті при подачі робочої рідини переміщається корпус гідроциліндра разом з корпусом гідророзподільника; а поршень 3 і шток 2 залишаються нерухомими.

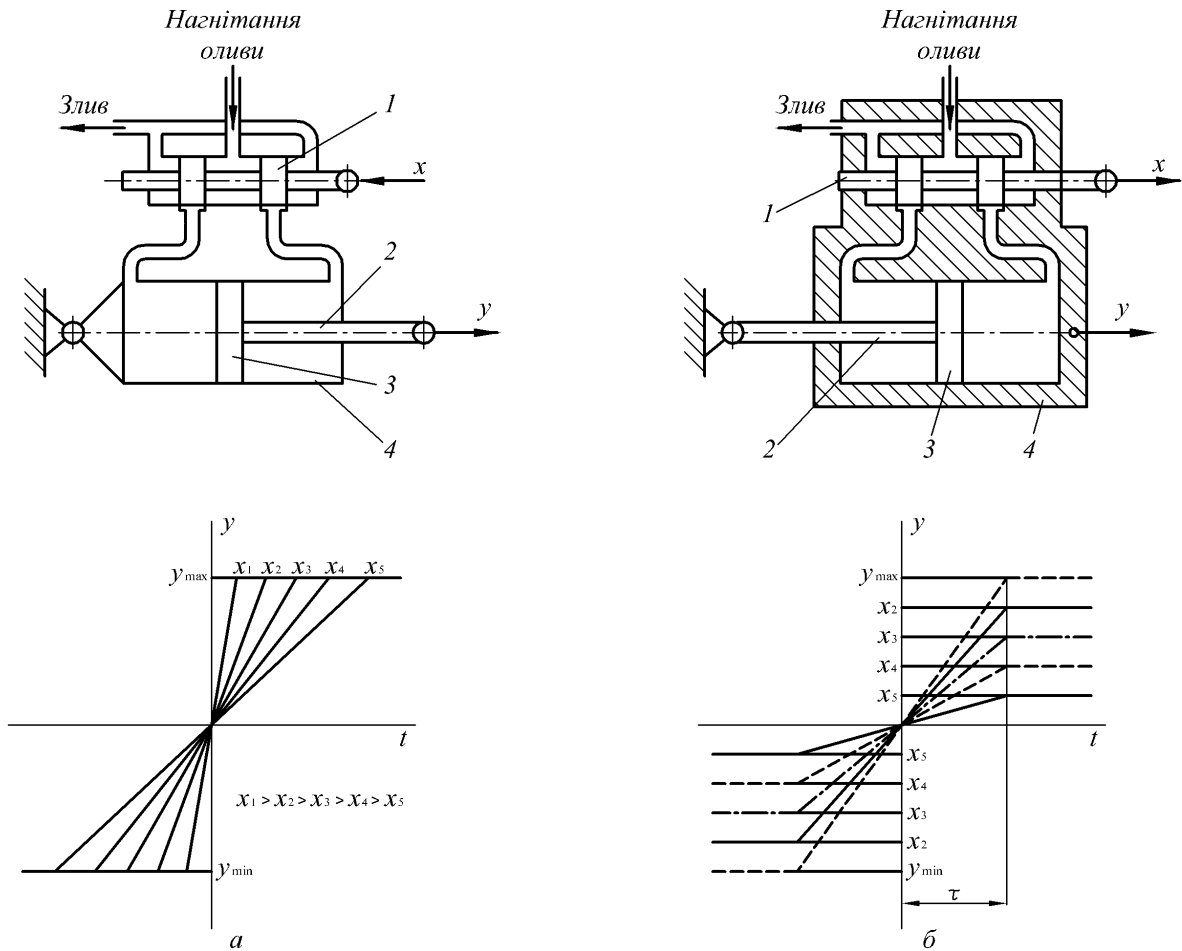


Рис. 12.9. Варіанти виконавчих механізмів

a – без зворотного зв'язку на регульовальний орган; *б* – з внутрішньою зворотнім зв'язком

Рух такого механізму описується диференціальним рівнянням одноємнісної статичної ланки

$$T_{\sigma} \frac{dy}{dt} + y = kx,$$

або рівнянням перехідного процесу

$$y = kx \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{\sigma}}} \right),$$

де T_{σ} і k – відповідно постійна часу і коефіцієнт підсилення ланки.

З останнього рівняння видно, що $y \rightarrow kx$ при $t \rightarrow \infty$, тому що $e^{-\infty} = 0$. Таким чином, для підсилювача зі зворотним зв'язком по переміщенню золотника характерний об'єднуючий процес.

Через деякий проміжок часу τ переміщення y вже не є функцією t . Величина його залежить лише від інтенсивності сигналу x .

Таким чином, гідророзподільник і гідророзподільник, охоплені зворотним зв'язком, являють собою слідкуючу систему, у якій силовий орган повторює рух золотника гідророзподільника. Це забезпечує точність роботи і високі динамічні якості системи.

Як випливає з розглянутого прикладу, введення жорсткого зворотного зв'язку дозволяє змінити тип ланок, що часто потрібно для досягнення структурної стійкості, або для її підвищення в структурно стійких системах.

Так інтегруюча статична ланка, що негативно впливає на стійкість системи, яка охоплена жорстким зворотним зв'язком, еквівалентна одноємнісній статичній ланці, що є стабілізуючою і, як правило, сприяє підвищенню динамічних якостей системи.

Описаний прийом реалізований в ряді СГА, у тому числі в системах автоводіння самохідних бурякозбиральних машин КС-6Б та РКС-6.

Іншим коректуючим пристроєм може служити механізм, який має спеціальну характеристику попередження увімкнення і вимкнення регулюючого органу, що має зону нечутливості. На відміну від характеристики типу люфт (рис. 12.10, *a*), зв'язаної з нестійкістю системи, у даному коригувальному пристрої сигнал відпрацьовується в так званому режимі роботи з передньої границі зони нечутливості (рис. 12.10, *б*).

Особливо ефективно застосування пристрою з випередженням вмикання-вимкнення в системах позиційного регулювання об'єктів, що мають значну масу.

За результатами теоретичного аналізу, лабораторних досліджень, а також на основі досвіду створення і експлуатації САР можуть бути сформульовані загальні рекомендації з вибору параметрів автоматичного керуючого пристрою, спрямовані на запобігання автоколивань:

- зменшення люфтів у механічних ланцюгах замкнутого контуру. При цьому нелінійність зони нечутливості не повинна перевищувати 0,4 від загального значення зони;

- зменшення подачі оливи від джерела гідравлічної енергії до гідравлічного механізму;

- зменшення коефіцієнта передачі в механізмі зворотного зв'язку;

- застосування гідророзподільника зі збільшеною зоною нечутливості;

– збільшення жорсткості гідравлічних магістралей шляхом заміни гумометалічних рукавів на металеві трубопроводи;

– обмеження настроювання запобіжного клапана СГА величиною, що складає 1,2 - 1,3 від максимального статичного тиску в напірній порожнині гідроциліндра;

– обмеження часу запізнювання передачі сигналу від вимірювального перетворювача до регулювального органу до 0,1 с.

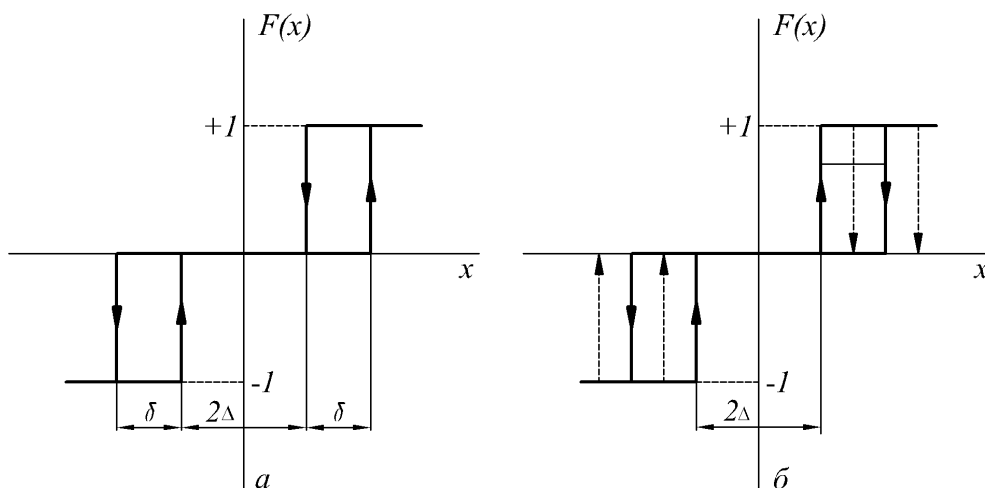


Рис. 12.10. Функції управління регульованого органу:

a – нелінійна характеристика типу люфт з зоною нечутливості; *б* – нелінійна характеристика коректуючого пристрою з попередженням ввімкнення-вимкнення регульованого органу

Бажано, щоб регулювальний орган керування потоком робочої рідини мав пропорційну характеристику і максимальна подача досягалася при зсуві золотника гідророзподільника на величину не більш 0,9 величини його ходу.

12.6. Способи суміщення режимів автоматичного і ручного керування

Важливою вимогою до системи керування мобільного сільськогосподарського агрегату є постійне збереження надійного ручного керування поряд з автоматичним. Причому ручне керування повинно мати пріоритет щодо автоматичного, а перехід з автоматичного режиму на ручний і навпаки бажано здійснювати з місця оператора одним і тим же органом керування. Перераховані вимоги диктуються правилами техніки безпеки з урахуванням можливості виникнення аварійної або іншої непередбаченої екстремальної ситуації.

Як правило, у системах суміщення режимів автоматичного і ручного керування обидва контури підключаються до одного джерела живлення робочою рідиною. Якщо включається система гідроприводу контуру ручного керування, відключається живлення робочою рідиною контуру автоматичного керування. Цим досягається пріоритет ручного керування над автоматичним.

Існують наступні способи перемикання режиму роботи СГА:

- механічний, що здійснюється оператором через систему механічних тяг;
- гідравлічний зі зміною напрямку руху робочої рідини в магістралях живлення гідросистеми за допомогою додаткових клапанно-золотникових пристроїв;
- електричний (в електрогідравлічній СГА) за рахунок здійснення режиму керування електромагнітами гідророзподільника безпосередньо від ручного вмикача, минаючи перетворювачі сигналу в системі автоматики.

Повернення системи до автоматичного режиму відбувається в трьох варіантах:

- без втручання оператора у той момент, коли припиняється його вплив на орган ручного керування;
- без втручання оператора, але з визначеною витримкою часу після припинення впливу на орган ручного керування;
- з впливом оператора на спеціальний орган керування.

Зазначені способи суміщення ручного й автоматичного керування і принципи повернення системи до автоматичного режиму можуть бути реалізовані в різних варіантах у залежності від практичної задачі.

12.7. Експериментальна оцінка функціонування систем гідроавтоматики

Оцінка функціонування СГА і відповідності режимів її роботи технічним вимогам проводиться за наступними показниками:

- допустимою статичною нечутливістю;
- швидкодією виконавчого механізму;
- стійкістю (відсутністю автоколивань);
- точністю регулювання, що оцінюється за статичною похибкою;
- температурним режимом робочої рідини.

Перед експериментальною оцінкою функціонування проводять технічну експертизу й обкатування машини зі СГА. Складають технічну характеристику СГА в цілому і її складових частин. Також фіксуються конструктивні параметри (розміри важелів механізмів, коефіцієнти передачі і т.д.) за кінематичною схемою.

Експерименти проводяться на реальній машині чи на стенді з необхідним діапазоном умов і режимів роботи випробовуваної СГА (за витратою живлення, тиском, навантаженням, вхідним сигналом і т.д.).

При підготовці СГА до експериментів уточнюють умови проведення випробувань (польових чи стендових), що відповідають режимам реального навантаження і вхідного впливу, а також перелік параметрів, що підлягають реєстрації.

В залежності від виконання СГА, типу застосовуваної контрольно-вимірювальної реєструючої апаратури, визначають кількість датчиків і приладів, а також місця їхньої установки.

Перед запуском СГА проводять її огляд з перевіркою відповідності монтажу принципівій схемі і герметичності.

При випробуваннях необхідно дотримуватись вимог охорони праці і техніки безпеки при роботі з гідравлічним устаткуванням.

Статичну нечутливість системи за керуючим впливом, що оцінюється виразом (12.5), визначають шляхом вимірювання діапазону зміни параметра зовнішнього впливу на датчик, у межах якого не відбувається ввімкнення виконавчого гідродвигуна від гідророзподілювача СГА.

Наприклад, у випадку гідромеханічної системи позиційного регулювання з використанням щупа-копіра визначають холостий хід точки копіра, що контактує з іншим об'єктом, шляхом повільного переміщення щупа в напрямку збільшення-зменшення контрольованого параметра з реєстрацією показів положення, що відповідає моменту початку руху виконавчого механізму СГА в обох напрямках. Різниця показів положення датчика є нечутливістю системи ΔX_0 .

Також заміряють зусилля впливу датчика на зовнішній об'єкт, тобто зусилля на переміщення щупа F_0 , що не повинні перевищувати припустимих значень відповідно (12.6).

При оцінюванні швидкодії виконавчого механізму за формулами (12.10) і (12.11) перевіряють фактичну максимальну швидкість зміни регульованого параметра робочого органу. Швидкість характеризує можливість СГА

відпрацьовувати зовнішні впливи $X(t)$ без прогресуючого наростання похибки регулювання, оцінюваної значеннями ε чи x_ε , у режимі насичення виконавчого механізму.

Система повинна забезпечувати необхідну швидкість виконавчого механізму, що знаходиться під навантаженням F_{opmax}

$$\dot{Y}(t) \geq \dot{Y}_{max}(t) = k\dot{x}_{max}(t),$$

де k – коефіцієнт спостереження;

$\dot{x}_{max}(t)$ – найбільша швидкість зміни вхідного впливу.

Швидкодія, а також стійкість СГА оцінюють за кривою перехідного процесу для регульованого параметра. Криву перехідного процесу одержують за допомогою безперервного запису величини регульованого параметра (осцилографуванням чи іншим методом) при ступінчастому впливі на чутливий елемент СГА.

В ГМ СГА позиційного регулювання для одержання ступінчастого впливу на чутливий елемент використовують спеціальний жорсткий упор, встановлений у зоні дії зовнішніх об'єктів на чутливий елемент. Між упором і чутливим елементом поміщають легкоз'ємну мірну пластину, товщину якої вибирають з умови забезпечення зміни параметра на виході в $y(t)$ приблизно на рівні десятикратної величини допуску на відхилення регульованого параметра $\Delta Y_{уст}$ у сталому режимі. Можливі випадки перехідного процесу $y(t)$ представлені на рис. 12.11.

Швидкодію (швидкість) виконавчого механізму визначають за осцилограмою чи шляхом прямих вимірів переміщення і часу як частку від діапазону зміни координати об'єкта регулювання і часу руху в цьому діапазоні

$$\dot{y}(t) = \frac{Y_{поч} - Y_{кін}}{\Delta t}.$$

У випадку динамічного зв'язку виконавчого механізму з об'єктом регулювання швидкодії САР оцінюють часом перехідного процесу t_{np} . Цей час визначають від моменту ступінчастого впливу на вхід до моменту, коли значення регульованої величини потрапляє в поле допуску (відхилення від сталого значення не більш 5%).

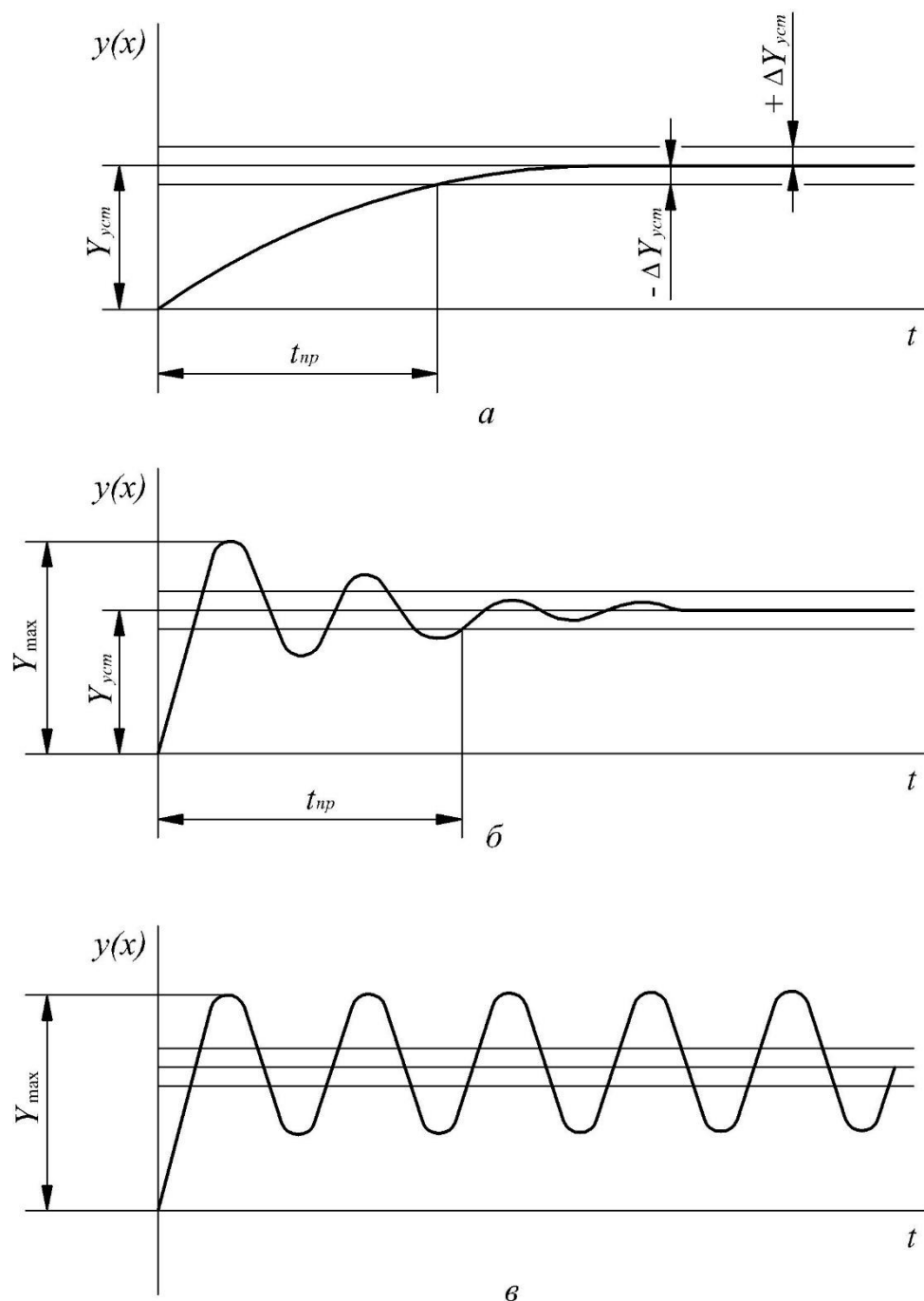


Рис. 12.11. Характеристика перехідного процесу систем гідроавтоматики
 а – аперіодичний процес; б – коливний процес; в – автоколивний процес

Оцінку стійкості СГА проводять за кривою перехідного процесу для регульованого параметра.

Аперіодичний перехідний процес (рис. 12.11, а) свідчить про достатній запас стійкості СГА. Запас стійкості вважають достатнім, якщо величина перерегулювання δ не перевищує 30%. У випадку коливного процесу (рис. 12.11, б) запас стійкості оцінюють за величиною δ

$$\delta = \frac{(Y_{\max i} - Y_{уст i})}{Y_{уст i}} 100, \%$$

де $Y_{\max i}$ – максимальне значення регульованого параметра на кривій перехідного процесу i -го досліджу;

$Y_{уст i}$ – стає значення регульованого параметра після завершення перехідного процесу.

Автоколивний процес (рис. 12.11, в), як правило, вважається неприйнятним, тому необхідно прийняти міри щодо його усунення.

Число коливань регульованої величини протягом перехідного процесу, обумовлене по кількості піків на кривій $y(t)$, що виходять за поле допуску, не повинно перевищувати 2 - 3.

За кривою перехідного процесу можна також визначити час «чистого запізнювання» з моменту ступінчастого впливу на чутливий елемент системи за умови його реєстрації на тимчасовій діаграмі $y(t)$ до початку руху виконавчого двигуна, що в ряді випадків допомагає знайти причини незадовільної роботи системи регулювання.

Статистична похибка регулювання характеризує основний результуючий технічний показник СГА і точність її роботи в реальних умовах. Похибку регулювання визначають як імовірність порушення поля допустимих відхилень регульованого параметра від заданого значення за наступними формулами:

$$B_n = \left[0,5 - \Phi \left(\frac{0,5a + F}{\sigma} \right) \right];$$

$$B_v = \left[0,5 - \Phi \left(\frac{0,5a - F}{\sigma} \right) \right].$$

де B_n - ймовірність порушення нижньої межі поля припустимих відхилень регульованого параметра; B_v – ймовірність порушення верхньої межі поля припустимих відхилень; $\Phi \left(\frac{0,5a \pm F}{\sigma} \right)$ – інтеграл ймовірності Лапласа, визначений за довідковою таблицею значень функції Лапласа (a – задане значення поля або припустимих відхилень регульованого параметра, встановлюваного агротехнічними вимогами;

$F = \bar{X} - X_{зад}$ – сумарна похибка налаштування машини (точність встановлення датчика);

\bar{X} – середнє значення параметра вибірки;

$X_{зад}$ – задане значення настроювання (звичайно середина поля допуску);
 σ – середньоквадратичне відхилення параметра вибірки).

Ймовірність порушення поля припустимих відхилень обмежується величиною 0,05.

Для визначення теплового режиму вимірюють температуру робочої рідини в гідробаку і гідролініях. Тривалість дослідів визначається часом роботи СГА, протягом якого температура робочої рідини перестає наростати.

Інтервал виміру 5-10 хв. Досліди, як правило, проводяться при максимальному значенні температури навколишнього повітря.

Вимір температури й оцінку відповідності режимів СГА технічним вимогам виконують на початку випробувань, при досягненні половини запланованого напрацювання і наприкінці випробувань машини.

12.8. Системи гідравтоматики сільськогосподарських машин

12.8.1. Регулювання положення робочих органів сільськогосподарських машин

У сільськогосподарській техніці набули застосування системи автоматичного регулювання глибини оранки, висоти зрізування стебел, завантаження сільськогосподарських машин і молотарок зернозбиральних комбайнів тощо.

Регулювання глибини оранки. Нині все ширше використовують різні гідравтоматичні способи регулювання глибини обробітку ґрунту і, зокрема, глибини оранки, які підтримують задану глибину і виконують функції гідравлічного довантажувача. До них належить позиційний, силовий та комбінований способи регулювання (рис. 12.12).

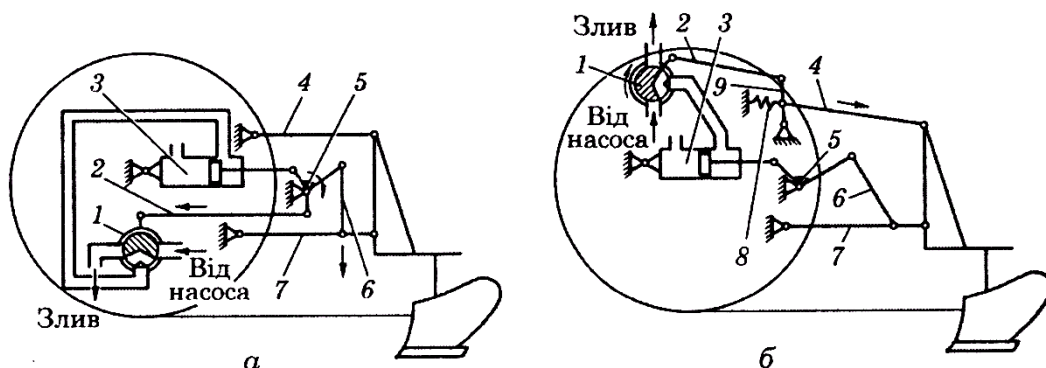


Рис. 12.12. Способи автоматичного регулювання глибини обробітку ґрунту:

a – позиційний; *б* – силовий; 1 – регулятор; 2 – тяга приводу регулятора; 3 – гідроциліндр; 4, 6, 7 – відповідно центральна тяга, розкіс, нижня тяга начіпного механізму; 5 – поворотний вал; 8 – датчик силового регулювання (пружина); 9 – важіль

Позиційний спосіб регулювання полягає в тому, що вибране положення начіпного плуга відносно каркаса трактора автоматично підтримується спеціальним гідророзподільником (регулятором), який при висотних відхиленнях плуга від заданого положення здійснює відповідну корекцію. Так, при надмірному опусканні плуга зусилля від нижніх тяг 7 (рис 12.12, а) через розкоси 6, поворотний вал з важелями і тягу 2 передається до регулятора 1, золотник якого сполучає штокову порожнину гідроциліндра 3 з напірною магістраллю насоса. При цьому плуг піднімається, внаслідок чого золотник регулятора повертається у нейтральне положення. При надмірному підніманні плуга золотник регулятора сполучає штокову порожнину гідроциліндра зі зливом. Плуг під дією власної ваги опускається у вихідне положення, повертаючи золотник регулятора у нейтральне положення.

Силовий спосіб регулювання відрізняється від позиційного тим, що сигналом переміщення золотника регулятора 1 (див. рис. 12.12, б) є зусилля стиску або розтягу центральної тяги 4 начіпного механізму трактора.

Регулювання висоти зрізу. Висота зрізу рослин у кормо- і зернозбиральних машинах здебільшого підтримується механічними копіювальними башмаками. Однак механічні системи мають низку недоліків: на рихлих ґрунтах башмаки зариваються у ґрунт, на твердих – відриваються від поверхні внаслідок ударів, збільшується тяговий опір машини.

Безопорне копіювання жаткою рельєфу поля не має таких недоліків. На рис. 12.13 наведено схему автоматичного регулювання висоти зрізу за допомогою гідроприводу.

Безопорне копіювання відбувається завдяки копіру 12. Це – чутливий елемент, шарнірно закріплений на платформі жатки. Копір і пружина 5 регулятора 10 за допомогою тяги 2 шарнірно з'єднані між собою. Регулятор має механогідравлічний перетворювач, що складається з пружини 5, сопла 7 і заслінки 6.

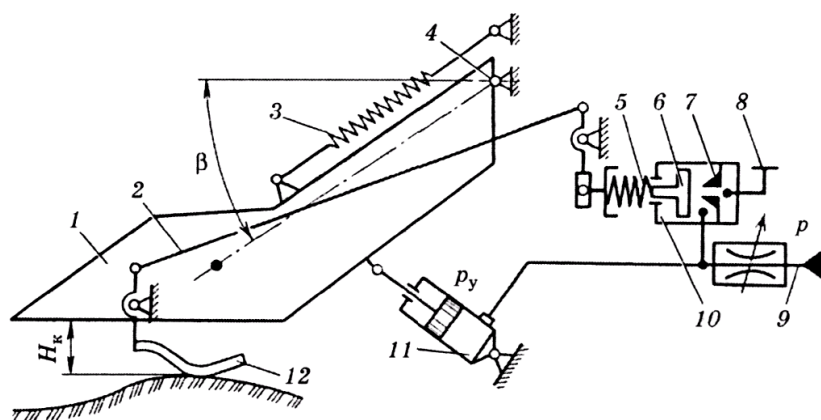


Рис. 12.13. Система гідроавтоматичного регулювання висоти зрізу:

1 – жатка; 2 – тяга; 3, 5 – пружини; 4 – шарнір; 6 – заслінка; 7 – сопло; 8 – зливний гідропровід; 9 – дросель; 10 – регулятор; 11 – гідроциліндр; 12 – копір

Під час роботи відхилення жатки відносно поверхні поля вниз призводить до повороту копіра. При цьому зусилля на пружину 5 зменшиться та збільшиться зазор між соплом 7 і заслінкою 6. На злив по гідропроводу 8 надходитиме більше оливи, а до гідроциліндра – 11 менше. Тиск оливи у безштоковій порожнині гідроциліндра зменшиться. Жатка під дією своєї маси опускатиметься. Якщо ж копір потрапляє на виступ поверхні поля, пружина регулятора стискується, зазор між заслінкою і соплом зменшується і в зливний гідропровід надходить менше оливи, а у порожнину гідроциліндра більше, що призводить до збільшення тиску у гідроциліндрі. Жатка повертається навколо шарніра 4 за стрілкою годинника, тобто відбувається піднімання різального апарата. Таким чином, забезпечується постійна величина висоти зрізу рослини у впадинах і на виступах поверхні поля.

Постійну висоту зрізу як у поздовжньому, так і поперечному напрямках забезпечує система «Auto Level», якою оснащені комбайни MF фірми «Massey Ferguson». Система працює в автоматичному режимі завдяки бортовому комп'ютеру і гідропроводу.

Аналогічну систему має і комбайн КЗС-1580 «Лан».

12.8.2. Системи стабілізації просторового положення

сільськогосподарської техніки і робочих органів

Системи стабілізації просторового положення сільськогосподарської техніки і робочих органів використовуються у випадках, коли вона призначена для роботи на схилах або цього вимагають особливості технологічного процесу.

Зокрема вони використовуються у спеціальних модифікаціях крутосхильних тракторів, дощувальних агрегатах та зернозбиральних комбайнах. Система автоматичної стабілізації вертикального положення основи крутосхильного трактора призначена для збереження положення основи трактора і його задніх коліс під час роботи на схилах. Система автоматичної кутової стабілізації ферми дощувального агрегату служить для підтримування висотного положення консолей ферми.

Вирівнювання молотарки зернозбирального комбайна, що працює на схилах і косогорах. Гідроавтоматичні системи вирівнювання молотарок комбайнів під час роботи на схилах і косогорах поряд із підвищенням стійкості машини поліпшують також якісні показники роботи: обмолочувана маса не накопичується в один бік, швидкість маси не змінюється, що сприяє зменшенню втрат врожаю. Крім цього, перекося у з'єднання, що спричиняють підвищене зношення деталей, які стикаються, не збільшується. Для вирівнювання положення молотарки комбайна у просторі застосовують системи (рис. 12.14),

що стабілізують положення її як в одній (поперечній або поздовжній), так і у двох площинах.

Шток поплавка 5 або підвісок маятника 15 кінематично з'єднаний із золотником гідророзподільника 8. Останній спрямовує потік рідини від насоса 2 у гідроциліндри 12, що переміщують раму молотарки відносно ходових коліс. Поплавок розміщений у додатковому баку 4 з рідиною. Вантаж розміщено на підвісці. Корпус поплавкового і шарнір маятникового датчиків з'єднані з молотаркою.

Гідростатичний датчик 13 діє за принципом сполучених посудин. У ньому встановлено електроди. У вихідному положенні молотарки вони не торкаються ртуті. При кренах ртуть замикає систему електрогідравлічного клапана, який сполучає гідропроводи з гідроциліндрами, і молотарка вирівнюється. Тривалість процесу вирівнювання залежить від інерційності датчика і швидкості дії виконавчого механізму, що зумовлюється подачею рідини у гідроциліндри. Верхня межа дії виконуючого механізму обмежується швидкістю зміни кута нахилу молотарки, яка не перевищує $(5,2...6,1) \cdot 10^{-2}$ рад/с. При таких параметрах вирівнювання не має коливального руху.

Коливальний характер у таких системах вирівнювання з поплавковим датчиком може бути за недостатнього рівня рідини у баку або слабо затягнутої пружини, яка центрує поплавок.

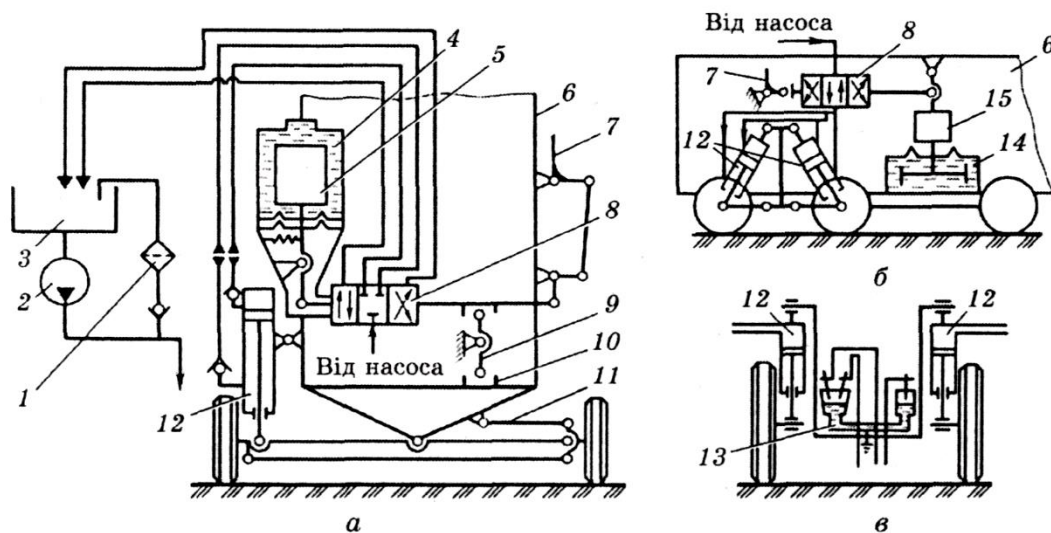


Рис. 12.14. Принципові схеми гідроприводів автоматичного вирівнювання

збиральних комбайнів у просторі:

a – поплавкова; *б* – маятникова; *в* – гідрооб'ємна; 1 – фільтр; 2 – насос; 3 – гщробак гідроприводу; 4 – додатковий бак для робочої рідини; 5 – поплавок; 6 – рама; 7 – механізм ручного вирівнювання; 8 – гідророзподільник; 9 – важіль; 10 – упор; 11 – тяга трапеції коліс; 12 – гідроциліндри; 13 – гідростатичний датчик; 14 – гідравлічний демпфер; 15 – маятник

12.8.3. Системи автоматичного регулювання завантаження сільськогосподарських машин

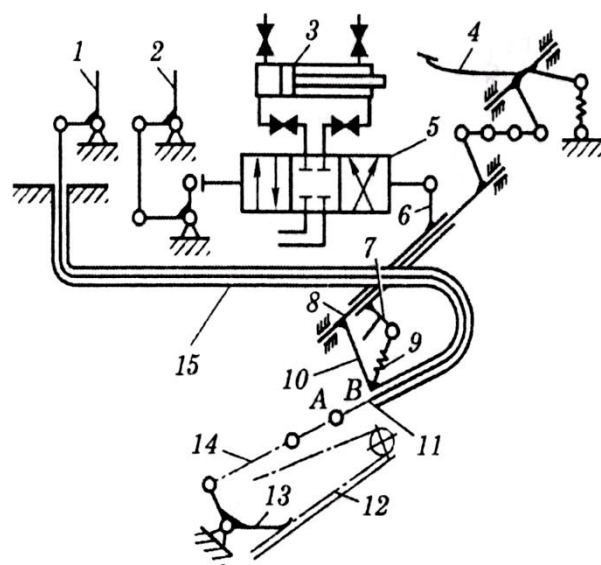
Регулювання швидкості руху збиральної машини (зернозбирального, картоплезбирального комбайна тощо) залежить від врожайності культури. На збиральних машинах внаслідок нерівномірності біологічної маси врожаю і фізико-механічних властивостей культур на робочі органи надходить маса, що перевищує установлену на 40 %. Звичайно, це впливає на технологічні показники збиральної машини. Стабілізація завантаження самохідних збиральних машин, оснащених варіаторами ходової частини або гідрооб'ємним приводом ведучих коліс, можлива за рахунок регулювання швидкості руху машини.

На комбайнах, оснащених гідрофікованими варіаторами ходової частини, наприклад, комбайн СК-5М «Нива», датчиком є полозок 13 (рис. 12.15) встановлений над нижньою гілкою плаваючого конвеєра 12 похилої камери жатки, який реагує на товщину шару хлібної маси, що надходить у молотарку. Полозок механічно з'єднаний із золотником 5 розподільника керування гідроциліндром 3 варіатора. Полозок, піднімаючись чи опускаючись, через тягу зміщує золотник, а той спрямовує потік оливи у штокову чи безштокову порожнину гідроциліндра варіатора. Завдяки цьому відбувається зміна передатного відношення від колінчастого вала дизеля до ведучих коліс, тобто зміна швидкості комбайна.

Важелем 1 здійснюють попередню установку положення положка 13, яка відповідає найменшим втратам зерна за молотаркою. Конструкцією автоматичного регулятора завантаження молотарки (АРЗМ) передбачено також ручне керування швидкістю комбайна за допомогою важеля 2.

Рис. 12.15. Принципова схема гідроприводу автоматичного регулювання завантаження молотарки зернозбирального комбайна:

- 1 – важіль попередньої установки положка;
- 2 – важіль ручного керування;
- 3 – гідроциліндр клинопового варіатора;
- 4 – педаль зчеплення;
- 5 – золотник гідрозподільника;
- 6 – дво-плечий важіль;
- 7, 10 – важелі;
- 8 – вал;
- 9 – пружина;
- 11 – трос;
- 12 – нижня гілка ланцюга плаваючого конвеєра;
- 13 – полозок;
- 14 – тяга;
- 15 – оболонка гнучкої тяги



Крім цього, АРЗМ забезпечує автоматичне зменшення швидкості комбайна при вимиканні муфти зчеплення ходової, частини. При натискуванні на педаль 4, швидкість зменшується і перемикання передач відбувається при мінімальній частоті обертання зубчастих коліс.

Докладніше будову і принцип дії АРЗМ наведено на рис. 12.16.

Якщо самохідна машина обладнана об'ємним гідроприводом ведучих коліс, то датчики-ползки (щупи), відхиляючись залежно від товщини шару матеріалу (зернової або бульбоносної маси), передають сигнал на важіль керування коливної шайби регульованого аксіально-плунжерного насоса. Робочий об'єм насоса змінюється, а отже, змінюється і подача рідини у гідромотор, частота обертання вала гідромотора змінюється, тобто змінюється швидкість самохідної машини.

Автоматичний регулятор завантаження буряконавантажувача самохідного СПС-4,2 призначений для автоматичного регулювання подачі коренів цукрового буряка в результаті зміни поступальної швидкості переміщення навантажувача, що приводиться від двигуна 11 (рис. 12.17).

Авторегулятор складається з датчиків 1, 4, дросельного регулятора 6, пружини 5. Поки рівень коренів на живильнику 2 і на транспортері 3 нижче граничного (датчики не відхиляються), навантажувач рухається з максимальною робочою швидкістю. При відхиленні датчиків відкривається дросель 6, починає обертатися насос 8, зв'язаний з ходозменшувачем 9 і коробкою швидкостей 10, у результаті чого швидкість машини зменшується. При зменшенні висоти шару коренів датчики закривають дросель 6, швидкість машини збільшується.

Ручне регулювання швидкості машини здійснюється дроселем 7 з кабіни.

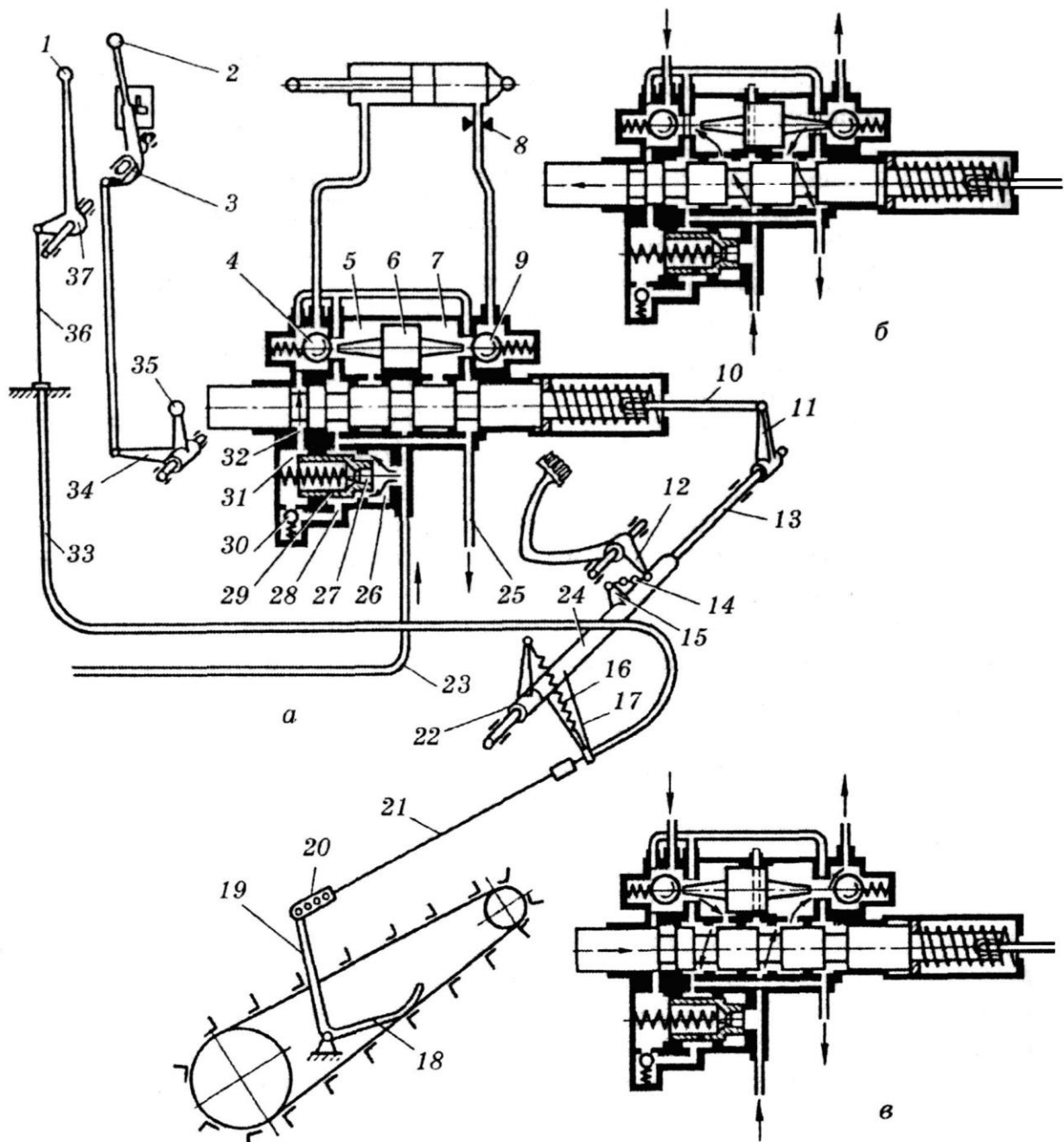


Рис. 12.16. Схема гідроавтоматичного регулятора завантаження молотарки:

a – при нейтральному положенні золотника, *б* і *в* – золотник зміщений відповідно вліво і вправо; 1 – важіль зміни подачі хлібної маси в молотарку; 2 – важіль ручного керування швидкістю комбайна; 3, 11, 12, 15, 17, 19, 34, і 37 – важелі; 4 і 9 – запірні клапани; 5 і 7 – порожнини; 6 – штовхач; 8 – сповільнювальний клапан; 10 і 21 – тяги; 13 і 24 – вали; 14 – тягаланцюг; 16 – пружина; 18 – полозок; 20 – планка; 22 – втулка; 23 – напірний трубопровід; 25 – зливний трубопровід; 26 – напірна порожнина; 27 – дросельний отвір; 28 – виточка; 29 – поршень; 30 – допоміжний клапан; 31 – післядросельна порожнина; 32 – канал; 33 – трубка; 35 – головка важеля; 36 – дріт

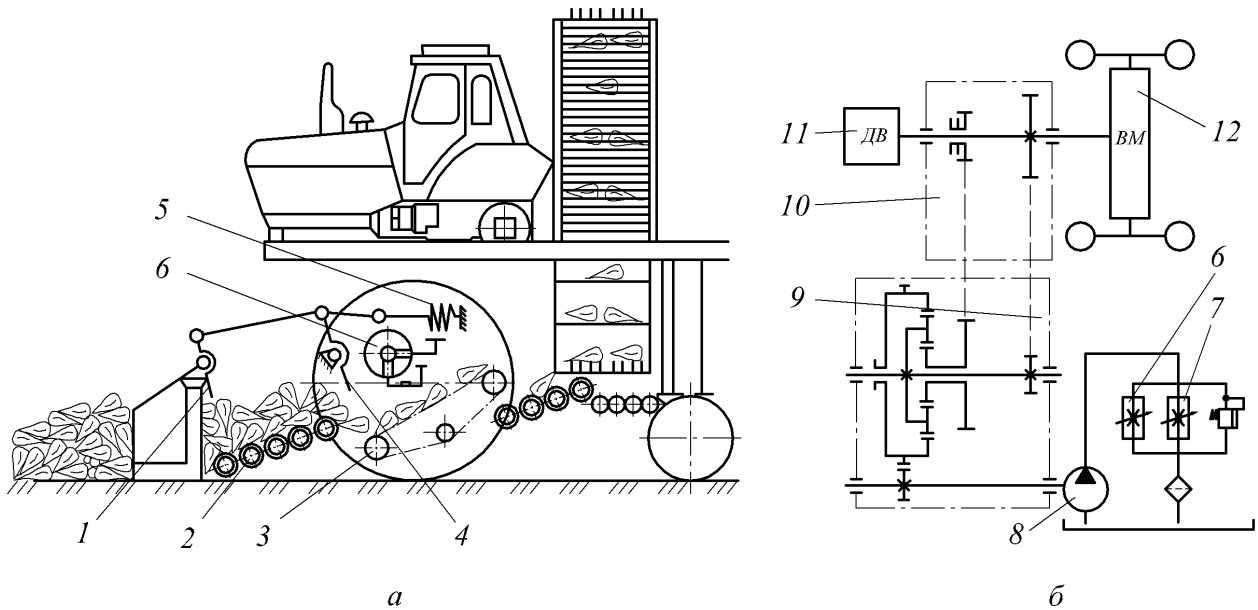


Рис. 12.17. Буряконавантажувач самохідний СПС-4,2:

a – функціональна схема; *б* – кінематична і гідравлічна схема автоматичного регулятора завантаження; 1 і 4 – датчики; 2 – живильник; 3 – транспортер; 5 – пружина; 6 і 7 – дроселі; 8 – насос; 9 – ходозменшувач; 10 – коробка швидкостей; 11 – двигун; 12 – ведучий міст

12.8.4. Системи автоматичного керування робочими органами сільськогосподарських машин

Автоматична система синхронізації повороту секцій широкозахватного катка КЗК-10 (рис. 12.18) за спеціальною програмою послідовності дій забезпечує керування поворотом секцій машини при переведенні її у транспортне і робоче положення за рахунок синхронізації руху виконавчих гідродвигунів. Вона складається з регулюючого органа – подільника-суматора потоку ПС, виконавчих гідроциліндрів ГЦ1 - ГЦ4, що повертають секції машини 18, 19 і 20, 21 у вертикальній площині.

Подільник суматор потоку складається: з чутливого елемента, що включає дроселі 1, 13 і мембрани 2, 12, встановлені в робочих камерах ПС і регулюючого елемента у вигляді двох регульованих опорів типу сопло-заслінка, що складаються з заслінок 3, 11, сопла 5, 10 і штока 4; із системи реверсування потоку, до складу якої входять зворотні клапани 6 - 9 і 14 - 17.

При нагнітанні робочої рідини від гідросистеми трактора на вхід ПС через зворотні клапани 14 і 17 забезпечується переведення секцій у транспортне положення.

У відповідності з кінематикою машини спочатку спрацьовують гідроциліндри ГЦ1 і ГЦ2, що повертають секції 18 і 19 на 90° у вертикальній площині. При відмінності навантажень між ГЦ1 і ГЦ2 на дроселях 1 і 13 чутливого елемента з'являються різні перепади тисків, що, діючи на мембранні елементи 2 і 12, забезпечують переміщення заслінок 3 і 11 регулюючого елемента, гідравлічно довантажуючи менш навантажену ланку. Це дозволяє забезпечити необхідну синхронність руху секцій.

Далі спрацьовують гідроциліндри ГЦ3 і ГЦ4, що мають більш високий рівень навантаження, ніж ГЦ1 і ГЦ2. Вони також синхронно повертають секції 20 і 21 на 90° , а разом з ними секції 18 і 19 ще на 90° . Переведення секцій у робоче положення проводиться з реверсуванням потоку в гідросистемі трактора аналогічно переведенню у транспортне положення, але гідроциліндри при цьому спрацьовують у зворотній послідовності. Потік потрапляє на дроселі чутливих елементів через клапани системи розвороту потоку 6 і 9. Після регулювання потік проходить крізь клапани 15 і 16 у гідропровід, з'єднаний зі зливом гідросистеми трактора.

Регулювання частоти обертання мотовила зернозбирального комбайна. Для забезпечення стабільного процесу роботи мотовила необхідно, щоб його колова швидкість перевищувала швидкість комбайна.

Оскільки швидкість комбайна змінюють залежно від врожайності культури, то для зміни колової швидкості мотовила (частоти обертання) передбачені клинопасові варіатори, якими керує комбайнер. Для поліпшення якості процесу збирання (зменшення втрат зерна) фірма International Harvester (США) запатентувала систему автоматичної зміни частоти обертання мотовила залежно від швидкості комбайна. Це досягається завдяки електричному зв'язку датчиків частот обертання мотовила і колеса ведучого моста комбайна. При неспівпаданні сигналів датчиків вмикається сервомеханізм, який змінює подачу

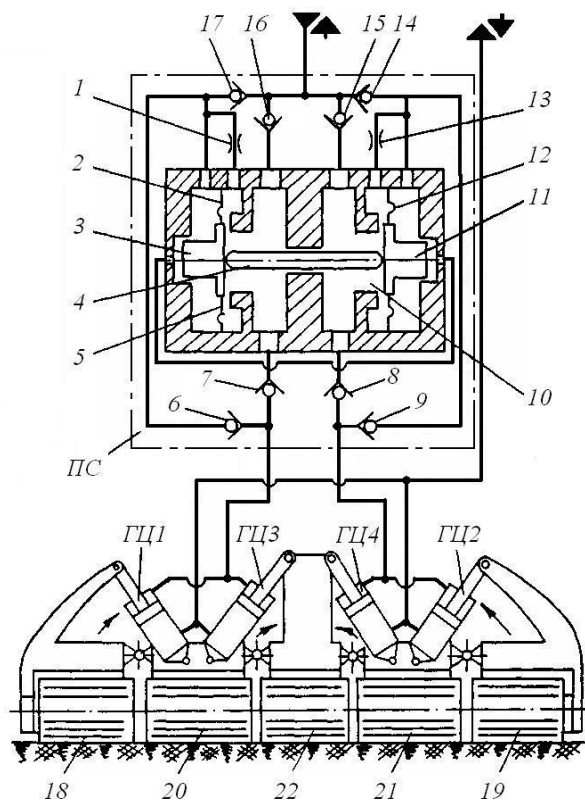


Рис. 12.18. Принципова схема управління агрегатом КЗК-10:

1 і 13 – дроселі; 2 і 12 – мембрани, 3 і 11 – заслінки; 4 – шток; 5 і 10 – сопла; 6 - 9 і 14 - 17 – зворотні клапани; 18 - 21 – секції; ПС – подільник суматор потоку

робочої рідини у гідромотор приводу мотовила. Можливе і ручне керування. Такі гідроавтоматичні системи нині використовують інші фірми.

Автоматична система керування робочими органами проріджувача ПСА - 2,7. Проріджувач ПСА-2,7 агрегується з тракторами МТЗ-80, МТЗ-82, МТЗ-100/102, Т 70С і призначений для механізованого формування густоти насадження цукрового буряка з одночасним розпушуванням ґрунту в зоні ряду між рослинами на полі.

Проріджувач це 6-рядна машина з гідравлічним приводом робочих органів і електронною системою керування.

Проріджувач включає три пари проріджуючих секцій, кожна з яких обробляє рослини в одному ряді.

При русі агрегату уздовж ряду сходів цукрових буряків датчик (щуп) дотикається до першої рослини, що трапляється на його шляху, в результаті чого на вхід електронного блоку надходить сигнал. З електронного блоку підсилений сигнал передається на електромагніт розподільника, який відкриває канал для оливи з напірної магістралі гідросистеми в один з циліндрів гідромотора, що приводить до повороту його вала з одного крайнього положення в інше. Ножі, закріплені на валу гідродвигуна, здійснюють рух поперек ряду, вирізуючи сходи, розташовані попереду і позаду виявлених рослин.

При дотику датчика до наступної рослини після заданого інтервалу відбувається така ж серія електричних і гідравлічних імпульсів, що приводять у рух другий поршень гідромотора, повертаючи його вал у початкове положення. При цьому ножі здійснюють рух поперек ряду в зворотному напрямку. Крок між залишеними рослинами і величину букета задаються до початку проріджування. Після завершення робочого циклу ножі залишаються нерухомими до надходження чергового сигналу.

Принципову схему гідроприводу проріджувача цукрових буряків показано на рис. 12.19.

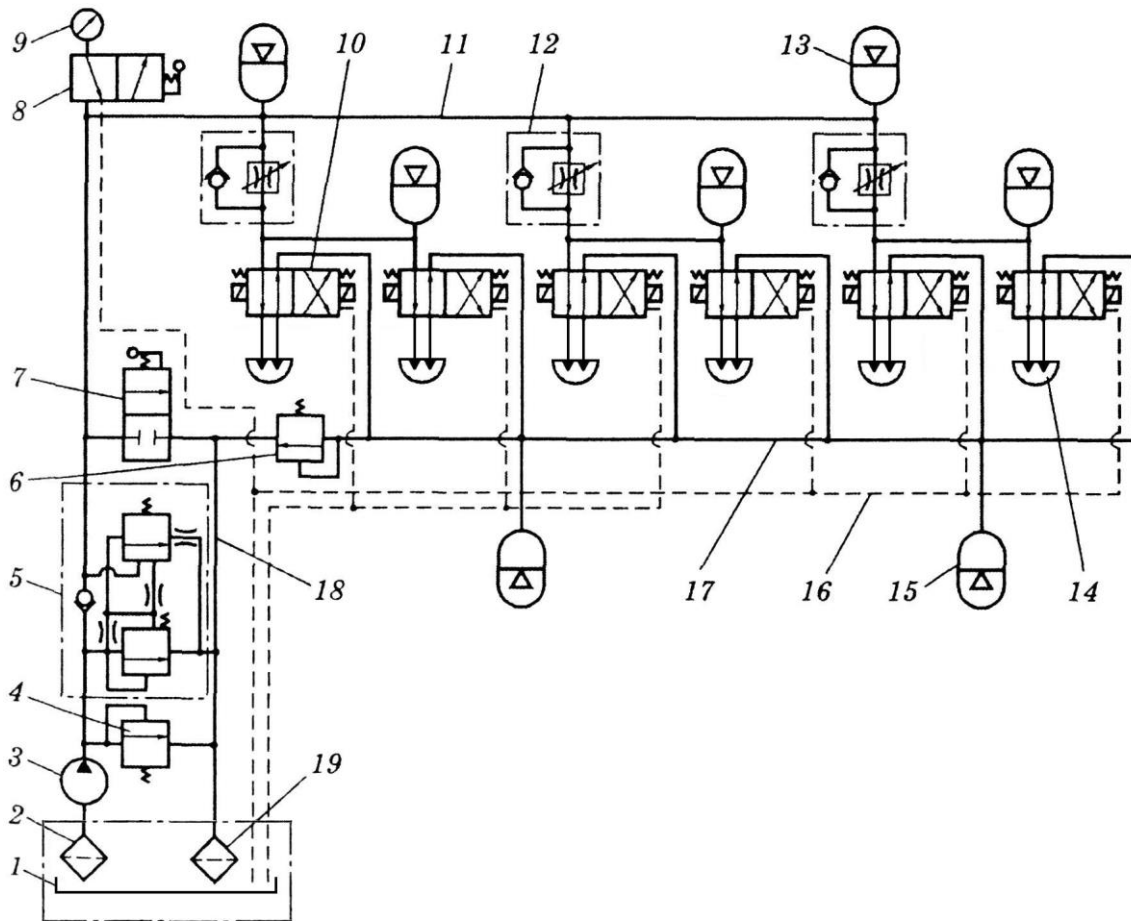


Рис. 12.19. Принципова схема гідроприводу проріджувача цукрових буряків ПСА-2,7:

1 – бак; 2, 19 – фільтри; 3 – насос; 4 – запобіжний клапан; 5 – розвантажувальний клапан; 6 – підірний клапан; 7 – запірний клапан; 8 – кран манометра; 9 – манометр; 10 – розподільник; 11 – напірний трубопровід; 12 – дросель із зворотним клапаном; 13 – пневмогідроаккумулятор високого тиску; 14 – поворотний гідродвигун; 15 – пневмогідроаккумулятор низького тиску; 16 – дренажний трубопровід; 17 – підірний трубопровід; 18 – зливний трубопровід

Робочий тиск (регульований) в напірному трубопроводі становить 8-10 МПа. При збільшенні тиску понад 13 МПа спрацьовує запобіжний клапан 4. Тиск оливи в напірному трубопроводі підтримується п'ятьма пневмогідроаккумуляторами 13 високого тиску, а усунення гідравлічних імпульсів відбувається завдяки дроселям 12. Якщо тиск у напірному трубопроводі 11 досягає верхньої межі, наприклад, 10 МПа, спрацьовує розвантажувальний клапан 5 і олива від насоса надходить у зливний трубопровід 18. Коли ж тиск у напірному трубопроводі досягає 8-8,5 МПа, розвантажувальний клапан закривається і олива від насоса спрямовується в напірний трубопровід.

Олива із поворотних гідродвигунів надходить в підірний трубопровід 17. Тут підірний клапан 6 створює підірний тиск 1,2-1,6 МПа, а стабілізують цей

тиск два пневмогідроаккумулятори 15. Підпирний тиск необхідний для запобігання механічним ударам в з'єднаннях хомут – штовхач – поршень поворотних гідродвигунів та ударам поршнів по кришках блоків. Із підпирного трубопроводу олива надходить у зливний трубопровід 18, а далі крізь фільтр 19 у бак 1.

Після закінчення роботи проріджувача і під час монтажних робіт тиск оливи із напірного трубопроводу «скидають» за допомогою запірного клапана 7. При цьому олива зливається у бак. Замірюють тиску у напірному трубопроводі манометром, короткочасне вмикання якого здійснюють за допомогою крана 8.

Бак місткістю 80 л призначений для зберігання оливи (М-10В або МГ-30, або М-8А) і її охолодження (допустима температура до 80 °С). Він має фільтр грубої очистки (на всмоктувальному трубопроводі) і тонкої – на зливному (тонкість фільтрації 63 мкм), а також бонку датчика температури.

Насос НШ-67-Л шестеренного типу при частоті обертання вала 1000 об/хв має подачу 64 л/хв.

Поворотний гідродвигун – двопоршневий. Робочий об'єм 17,6 см³, кут повороту вала з ножем від вертикалі 30° в обидва боки, номінальний крутний момент 60 Нм.

Запобіжний клапан непрямої дії, обмежує максимальний тиск (13 МПа) у всьому гідроприводі.

Підпирний клапан створює підпирний тиск 1,2 - 1,6 МПа у зливному трубопроводі поворотних гідродвигунів. За будовою він подібний до запобіжного клапана.

Розвантажувальний клапан зменшує верхню межу тиску (10 МПа) у напірному трубопроводі і спрямовує оливу від насоса в напірний трубопровід, якщо в ньому нижня межа тиску (8 -8,5 МПа). Він має клапани: керування, переливний і зворотний.

Дросель із зворотним клапаном призначений для усунення гідравлічних імпульсів, що спричиняються роботою поворотних гідродвигунів, а також їх взаємним впливом один на одного.

Кран манометра призначений для короткочасного вмикання (кнопкою) в роботу манометра контролю тиску в напірному трубопроводі.

Запірний клапан призначений для «скидання» тиску в напірному трубопроводі при монтажних роботах і після роботи проріджувача. Керують клапаном за допомогою маховичка.

Розподільник з електромагнітним керуванням встановлено на корпусі поворотного гідродвигуна. Він вмикає в роботу поворотний гідродвигун завдяки зміщенню золотника за допомогою електромагнітів. Останні вводяться в дію за сигналом електронної системи. Електромагніти можна ввімкнути вручну за допомогою кнопки (при перевірці роботи гідродвигуна).

Пневмогідроакумулятори призначені для створення запасу оливи при досягненні заданого максимального робочого тиску за пікових навантажень гідроприводу (одночасно працюють багато секцій) і усунення гідравлічних імпульсів. У гідроприводі встановлено п'ять пневмогідроакумуляторів високого тиску (10 МПа) та два низького (1,2 - 1,6 МПа). Пневмогідроакумулятори високого тиску встановлені в лінії напірного трубопроводу, їх заряджають азотом до тиску 3,5 - 4 МПа, а низького тиску – в лінії зливного трубопроводу, їх заряджають азотом до тиску 0,5 - 0,6 МПа.

12.8.5. Стежні гідроприводи

Гідропривід, в якому вихідна ланка повторює рух ланки керування у заданому масштабі, називають стежним.

Стежні гідроприводи широко застосовують у системах ручного і автоматичного керування різних машин, агрегатів та виробничих процесів. Щодо сільськогосподарської техніки, такий гідропривід використано у системах автоматичного водіння (САВ) мобільних агрегатів орних, гичко- і коренезбиральних машин, зернозбиральних комбайнів тощо, а також у гідравлічних системах автоматичного керування (регулювання): силового під час оранки, завантаження активних робочих органів збиральних машин, положення робочих органів тощо.

Стержні гідроприводи залежно від типу гідродвигуна бувають з поступальним, поворотним і обертальним рухом вихідної ланки.

На рис. 12.20 показано схему стежного гідроприводу поступального руху, що використаний як гідропідсилювач керма ґрунтозмішувальної машини. При повороті рульового колеса 1, наприклад, за стрілкою годинника, завдяки гвинтовій парі 2 золотник 3 дроселювального гідророзподільника зміститься вліво і сполучить праву порожнину гідроциліндра 4 з напірним каналом (КН), а ліву – зі зливним (КЗ). Під дією потоку рідини шток гідроциліндра почне переміщуватись вліво, повертаючи шарнірно з'єднану з ним траверсу 6, а разом із нею і передній коток машини. Поворот котка відбуватиметься доти, поки корпус 6 розподільника, який переміщується разом з траверсою, не зміститься на

величину ходу, що дорівнює зміщенню золотника, і знову не перекриє канали розподільника. Щоб повернути коток у вихідне положення, рульове колесо потрібно повернути на такий самий кут проти стрілки годинника. Внаслідок цього золотник, поршень, траверса і, отже, корпус розподільника повернуться у вихідне положення. Так відбувається стеження котка за поворотом рульового колеса. Коефіцієнт підсилення гідропідсилювача K_2 у цьому разі можна виразити співвідношенням $K_2 = F/F_3$, де F – зусилля, створюване на поршні гідроциліндра, F_3 – зусилля, необхідне для переміщення золотника. Важливим параметром стежного гідроприводу є коефіцієнт передачі, який визначається відношенням лінійної або кутової величини переміщення ланки до величини переміщення вхідної ланки. Для наведеної схеми вхідним сигналом на гідропідсилювач керма є переміщення X золотника, а вихідним – переміщення Y поршня гідроциліндра. Тоді коефіцієнт передачі можна визначити співвідношенням $K_n = (a + b)b$, де a і b – плечі важеля траверси б.

Стежний гідропривід гичко-збиральної машини типу БМ-6Б. Взагалі гідропривід машини типу БМ-6Б призначений для автоматичного водіння і ручного коригування машини і опускання різальних апаратів, завантажувально-го транспортера та очисника головок коренеплодів.

Гідропривід складається із гідросистеми машини і гідросистеми трактора (рис. 12.21), до якої входять бак, насос, та моноблоковий золотниковий розподільник (на рисунку зображений спрощено, без переливного каналу і лінії керування).

Система автоматичного водіння (САВ) складається з гідроциліндра б, розподільника 9 з гідрозамком, запобіжного клапана 2б і механічної системи керування розподільником 9 (копір-водіїв D , поперечної тяги E та двоплечого важеля Γ). Гідроциліндр б шарнірно приєднано до основної рами і причепа машини. Запобіжний клапан 2б відрегульований на тиск спрацьовування 3,5 МПа.

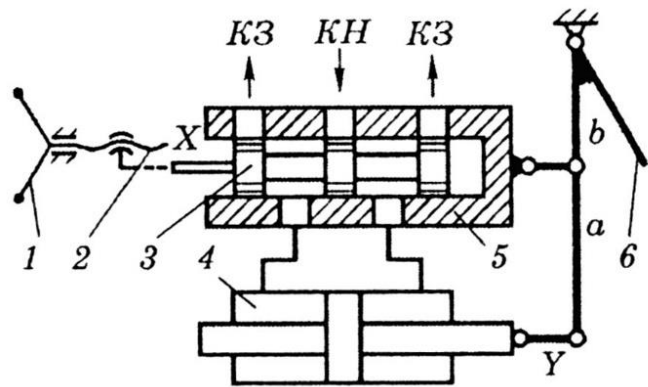


Рис. 12.20. Схема стежного гідроприводу поступального руху:

- 1 – рульове колесо; 2 – гвинтова пара;
- 3 – дроселювальний гідрозподільник;
- 4 – гідроциліндр;
- 5 – корпус гідророзподільника;
- 6 – траверса

Для роботи САВ важіль розподільника трактора золотника *A* встановлюють в положення «Піднімання», золотника *B* – у положення «Плаваюче» (див. таблицю на рис. 12.21), а середній золотник в положення «Нейтральне», тоді при нейтральному положенні копір-водіїв *D* олива від насоса через золотник *A* по трубопроводу 1 надходить до розподільника 9, золотник якого знаходиться в нейтральному положенні, і зливається по трубопроводу 2, а також по клапанах 16 і трубопроводах 3 і 4 в бак.

При поперечному зміщенні копір-водіїв *D* сигнал через поперечну тягу *E*, двоплечий важіль *G* передається на золотник розподільника 9. Той, наприклад, зміщуючись вниз, спрямовує оливу у гідрозамок, а далі по трубопроводу 7 в безштокову порожнину гідроциліндра 6. Із штокової порожнини цього циліндра олива по трубопроводу 8, через гідрозамок і розподільник, зворотний клапан 16, трубопровід 2, золотник *A* розподільника трактора надходить на злив. Одночасно олива може надходити на злив через зворотні клапани 16, регульований дросель 13 по трубопроводах 3, 4 і золотник *B* тракторного розподільника. Гідрозамок 11 при нагнітанні й зливанні оливи в такому положенні буде запертий. Якщо копір-водій змістить золотник розподільника 9 вгору, то олива від насоса надходитиме в штокову порожнину гідроциліндра, а зливатись з безштокової. Шток гідроциліндра змістить раму машини, а разом з нею і різальні апарати, в той чи інший бік і вона через двоплечий важіль поверне золотник розподільника 9 в нейтральне положення. Таким чином золотник стежить за роботою гідроциліндра.

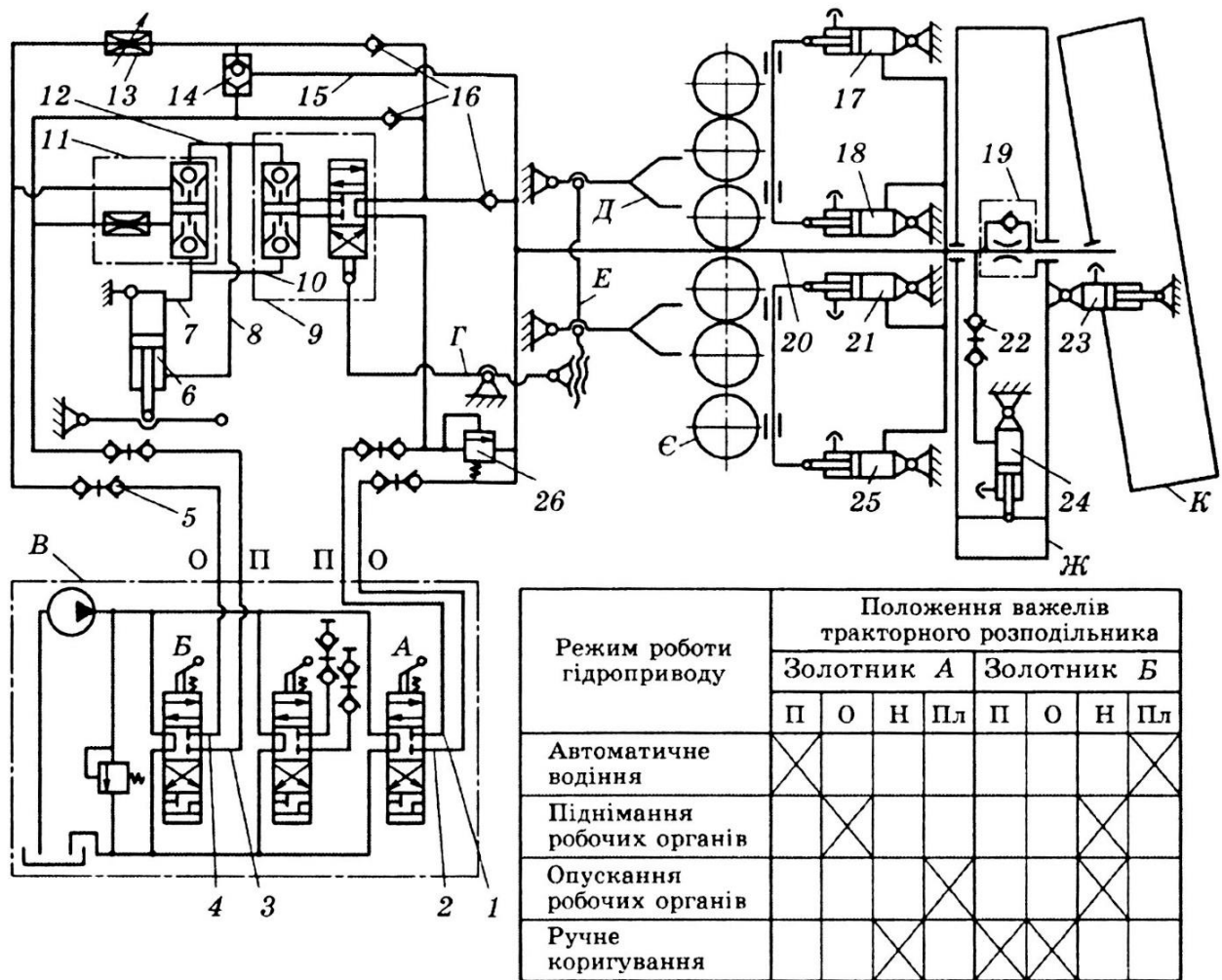


Рис. 12.21. Принципова схема гідроприводу гичкозбиральної машини БМ-6Б:

1, 2, 3, 4, 7, 8, 10, 12, 15 і 20 – трубопроводи; 5 – розривна муфта; 6 – гідроциліндр автомата водіння; 9 – розподільник із гідрозамком автомата водіння; 11 – гідрозамок; 13 – регульований дросель; 14 – логічний клапан «АБО»; 16 – зворотні клапани; 17, 18, 21 і 25 – гідроциліндри піднімання і опускання різальних апаратів; 19 – сповільнювальний клапан; 22 – швидкорознімна муфта; 23 – гідроциліндр піднімання і опускання очисника; 24 – гідроциліндр піднімання і опускання завантажувального конвеєра; 26 – запобіжний клапан; А і Б – відповідно правий і лівий золотники моноблокового розподільника трактора; В – гідросистема трактора; Г – двоплечий важіль; Д – копір-водій; Е – поперечна тяга; Є – різальний апарат; Ж – завантажувальний конвеєр; К – очисник; П – «Піднімання»; О – «Опускання»; Н – «Нейтральне»; Пл – «Плаваюче»

Гідропривід ручного коригування САВ призначений для втручання оператора в роботу САВ при виході копір-водіїв із міжрядь або при заїзді машини на рядки коренеплодів. Для цього важіль золотника А встановлюють у положення «Нейтральне», а золотника Б – в положення «Піднімання» або «Опускання». У такому разі олива від золотника Б тракторного розподільника

надходитиме в порожнини гідроциліндра 6 по трубопроводах 3 і 4 через гідрозамок 11 і трубопроводи 7 і 8. Зворотні клапани 16 будуть закриті. Після коригування важіль золотника *Б* встановлюють у положення «Плаваюче», а важіль золотника *А* – в положення «Піднімання» і тоді робота САВ відновлюється.

Гідропривід піднімання і опускання різальних апаратів, завантажувального конвеєра та очисника здійснюється гідроциліндрами відповідно 17, 18, 21, 25, 23 і 24.

Керування цими гідроциліндрами здійснюється золотником *А* тракторного розподільника: піднімання при положенні «Опускання» а опускання при положенні «Плаваюче». Важіль золотника *Б* при цьому повинен бути в положенні «Нейтральне». При підніманні зазначених виконуючих органів олива порожнин гідроциліндрів надходить від золотника *А* по трубопроводах 2 і 20. При опусканні олива із порожнин гідроциліндрів витискується на злив завдяки масі виконуючих органів у тих же трубопроводах 20 і 2.

Якщо машина працює на полях з підвищеною вологістю, зменшують тиск на ґрунт копіювальних коліс рухомих рамок різальних апаратів, зменшивши переріз зливного трубопроводу 4 за допомогою дроселя 13. Швидкорознімну муфту 22 роз'єднують після того, як завантажувальний конвеєр опущений в робоче положення, а при транспортних переїздах з'єднують.

Оскільки гідроприводи ручного коригування і піднімання виконуючих органів сполучені трубопроводами 15 і 20, то при попередньому зміщенні рами машини з деяким випередженням здійснюється піднімання виконуючих органів, що виключає їх поломку.

Гідромеханічна слідкуюча система автоводіння самохідної гичкозбиральної машини МБС - 6 із жорстким від'ємним зворотнім зв'язком (рис. 12.22) призначена для автоматичного спрямування гичкозрізуючих робочих органів по осі рядків цукрових буряків.

Працює система так. При відсутності впливу на кермове колесо 1 потік робочої рідини від насоса 3 через гідропідсилювач керма 2 подається до гідророзподільника 11. При цьому підпір тиску (0,6 - 0,8 МПа), створений на дроселі 12, забезпечує поршнем гідроциліндра 13 надійну фіксацію внутрішнього стержня 14 щодо зовнішньої частини 10 тяги зворотного зв'язку 7, тобто жорсткий механічний зв'язок важеля 15 керованого колеса 15 і корпуса гідророзподільника.

При наявності вхідного сигналу від копіїрів 9 золотник гідророзподільника переміщається, подаючи робочу рідину через гідрозамок 5 в одну з порожнин

гідроциліндра 17. Кут повороту керованих коліс пропорційний зсуву копирів за рахунок жорсткого зворотного зв'язку через важелі 6 і 15, тяги 7 і 8.

При впливі на кермове колесо пріоритет має ручне керування за рахунок двопозиційного клапана 4. Робота гідропідсилювача створює перепад тисків більш 0,7 - 0,9 МПа в торцевих порожнинах клапана, що викликає його перемикання в позицію «вільний прохід». При цьому в трубопроводі 18 тиск падає до нуля, розфіксується тяга зворотного зв'язку 7, що забезпечує вільне взаємне переміщення частин 10 і 14. Після припинення впливу на кермове колесо режим автоводіння відновлюється автоматично.

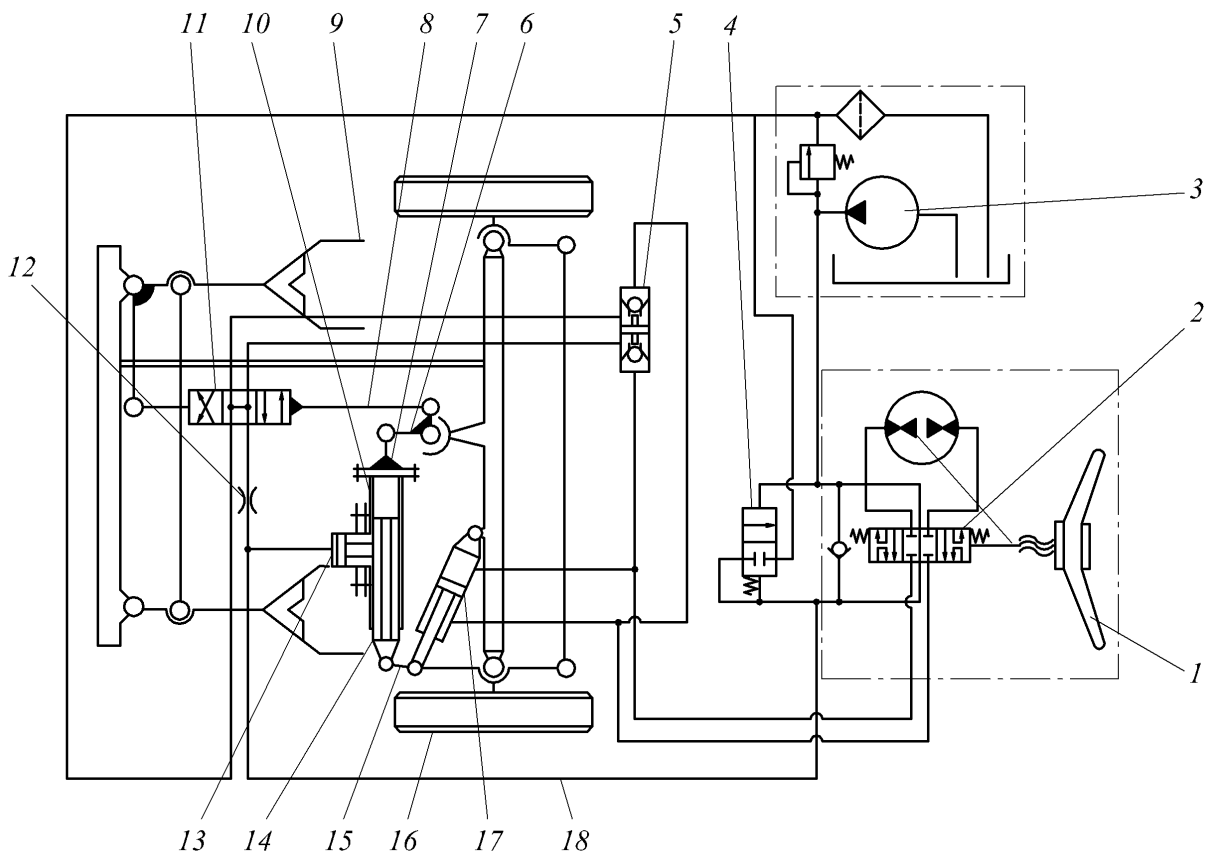


Рис. 12.22. Гідралічна і кінематична схема системи автоводіння самохідної гичкозбиральної машини МБС – 6:

1 – кермове колесо; 2 – гідропідсилювач керма; 3 – насос; 4 – двопозиційний клапан; 5 – гідро замок; 6 і 15 – важелі; 7 – тяга зворотного зв'язку; 8 – тяга; 9 – копир; 10 – зовнішня частина тяги зворотного зв'язку; 11 – гідро розподільник; 12 – дросель; 13 і 17 – гідроциліндри; 14 – внутрішній стержень тяги зворотного зв'язку; 16 – кермане колесо; 18 – трубопровід

При цьому підпір тиску (0,6-0,8 МПа), створений на дроселі 12, забезпечує поршнем гідроциліндра 13 надійну фіксацію 14, тобто жорсткий механічний зв'язок важеля 15 керманого колеса і корпусу гідророзподільника.

При наявності вхідного сигналу від копирів золотник гідророзподільника переміщається, подаючи робочу рідину через гідрозамок 5 в одну з порожнин

гідроциліндра 17. Кут повороту керованих коліс пропорційний зсуву копіїв за рахунок жорсткого зворотного зв'язку через важелі, тяги.

При впливі на кермове колесо пріоритет має ручне керування за рахунок. Робота гідропідсилювача створює перепад тисків більш 0,7-0,9 МПа в торцевих порожнинах клапана, що викликає його перемикання в позицію «вільний прохід». При цьому в магістралі 18 тиск падає до нуля, розфіксується тяга зворотного зв'язку 7, що забезпечує вільне взаємне переміщення частин 10. Після припинення впливу на кермове колесо режим автоводіння відновлюється автоматично.

Стежний гідропривід коренезбиральних машин типу КС-6Б – це гідромеханічний автомат керування (гідропідсилювач зі зворотним зв'язком) для спрямування машини по рядках (рис. 12.23.).

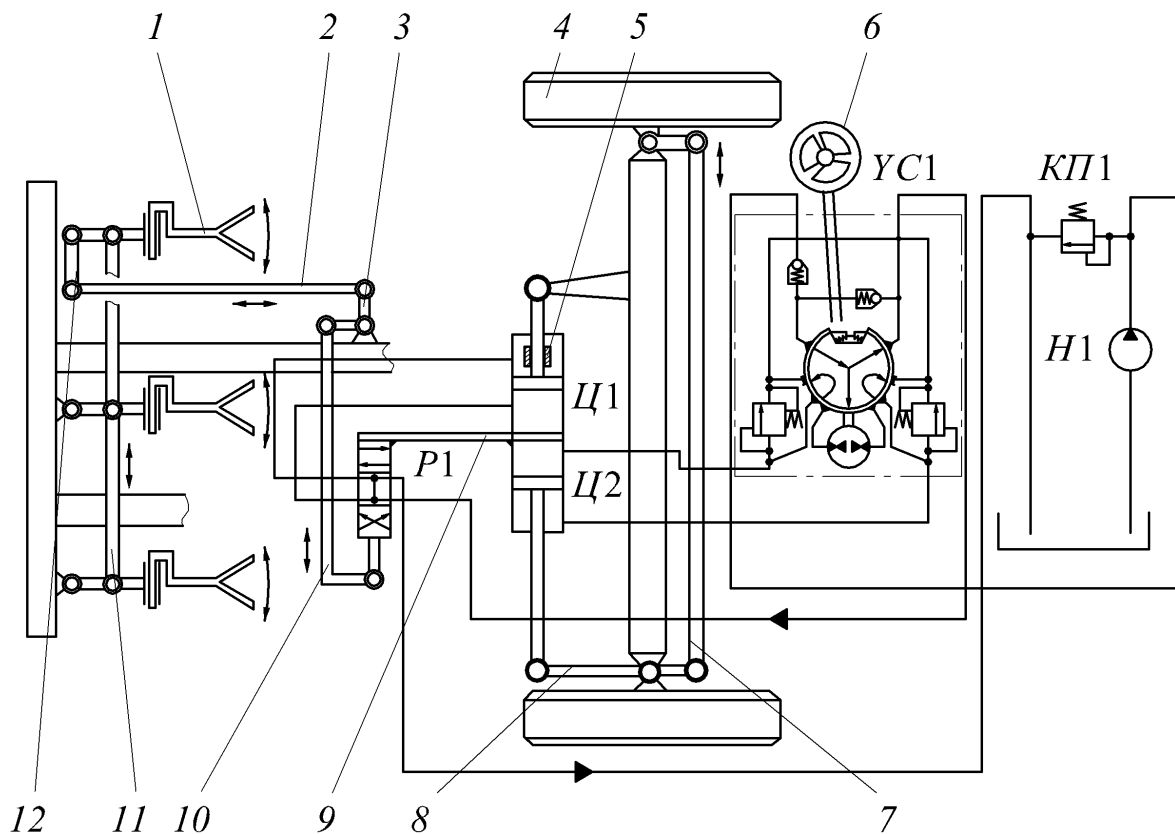


Рис. 12.23. Гідравлічна і кінематична схеми гідромеханічного автомата керування коренезбиральної машини КС-6Б

1 – копір-водій; 2, 10, 11 – тяги; 3, 12 – важелі; 4 – керовані колеса; 5 – обмежувальна втулка; 6 – кермо; 7, 8 – важелі рульової трапеції; 9 – кронштейн; P1 – золотник гідророзподільник; Ц1 – порожнина гідророзподільника; Ц2 – гідроциліндр керування; КП1 – запобіжний клапан ГА 33.000Г; УС1 - насос-дозатор HL 160-16 TGL 21534; H1 – насос НШ 10Е-Л-2

Працює автомат у такий спосіб. При відхиленні машини, наприклад, вправо від траєкторії рядків копір-водії 1 під дією коренів буряків повертаються вліво і через важелі 3, 12, тяги 2, 10, 11 зміщають золотник гідророзподільника $P1$ вліво від нейтрального положення. Внаслідок цього олива від гідророзподільника надходить у ліву порожнину гідроциліндра $Ц1$. З правої порожнини олива витісняється на злив. Корпус гідроциліндра зміщається вліво і через гідроциліндр керування $Ц2$, жорстко сполучений з гідроциліндром $Ц1$ елементи 7 і 8 рульової трапеції повертають керовані колеса 4 їх вліво. Одночасно з поворотом керованих коліс зміщається корпус гідророзподільника в тому ж напрямку, в якому перемістився корпус гідроциліндра $Ц1$. Золотник гідророзподільника повертається в нейтральне положення, поворот коліс припиняється.

Аналогічно автомат працює при відхиленні машини уліво від рядків буряків, забезпечуючи поворот керованих коліс у протилежну сторону. У такий спосіб відбувається автоматичне керування машиною.

Пропорційність кута повороту керованих коліс куту повороту датчиків забезпечується механізмами прямого (важелі 3, 12) і зворотного зв'язку (важіль 8, гідроциліндр $Ц2$, кронштейн 9).

При необхідності можлива одночасна робота автомата водіння і рульового керування. У цьому випадку поворотом кермового колеса 6 вмикається насос-дозатор $УС1$, який спрямовує оливу у відповідну порожнину гідроциліндра $Ц2$. Таким чином, машина керується кермовим колесом без вимикання автомата водіння.

При переведенні робочих органів машини в транспортне положення спеціальний механізм фіксує в середньому положенні золотник гідророзподільника $P1$ і, відповідно, поршень гідроциліндра $Ц1$. У цьому випадку виключається вплив автомата водіння на керування машиною. Гідроциліндр $Ц1$ має обмежувальну втулку 5.

Стежний гідропривід коренезбиральних машин типу РКС-6. Гідромеханічна слідкуюча система із жорстким негативним зворотним зв'язком (рис. 12.24) призначена для автоматичного спрямування робочих викопуючих органів машини по осі рядів цукрових буряків.

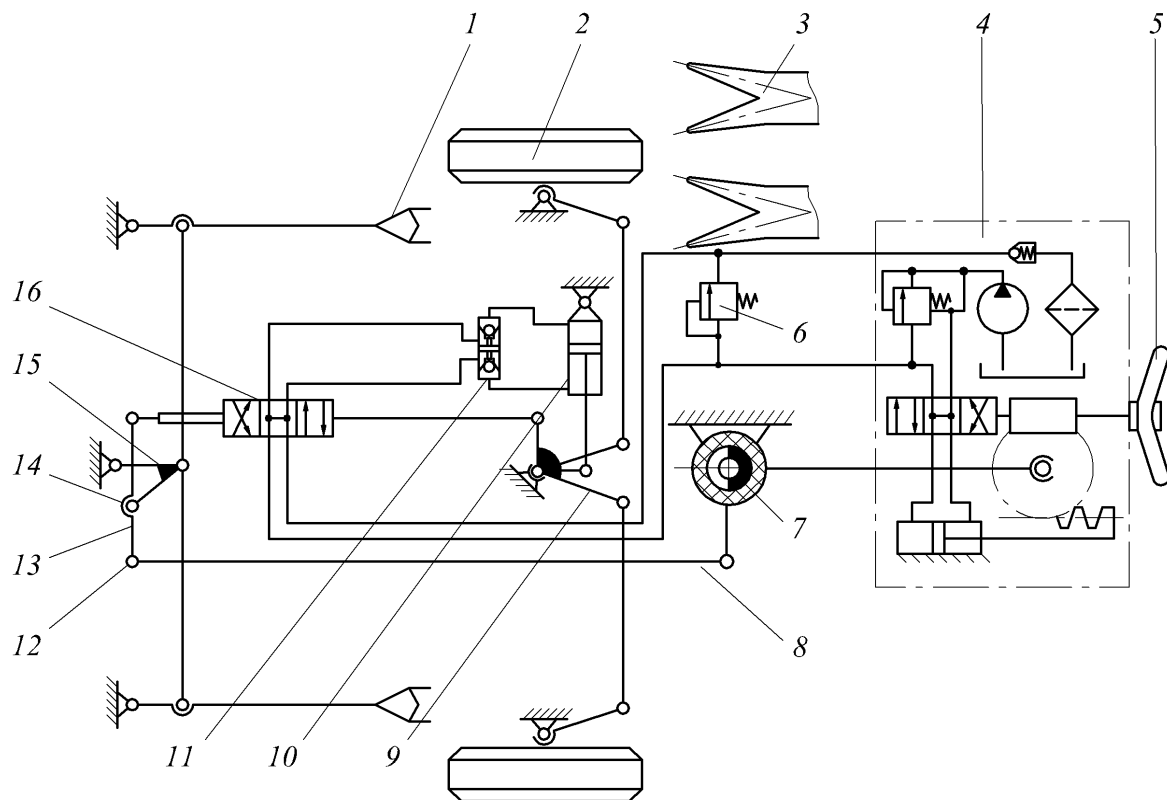


Рис. 12.24. Гідромеханічна слідкуюча система із жорстким негативним зворотним зв'язком коренезбиральної машини РКС-6

1 – копір-водій; 2 – керовані колеса; 3 – викопуючі органи; 4 – гідропідсилювач керма; 5 – кермове колесо; 6 – запобіжний клапан; 7 – фрикційний механізм; 8 і 15 – важелі; 9 – чотириплечий важіль; 10 – гідроциліндр; 11 – гідрозамок; 12 – шарнір; 13 – сумуючий важіль; 14 – шарнір; 16 – гідророзподільник;

Перед початком роботи машини встановлюють необхідну відстань між перами копір-водіїв 1 так, щоб при русі копір-водії постійно контактували з коренеплодами. Якщо оператор не впливає на кермове колесо 5, то важіль 8, загальмований фрикційним механізмом 7, і зв'язаний з ним шарнір 12 сумуючого важеля 13 нерухомі в подовжньому напрямку. При відхиленні машини і викопуючих органів 3 від траєкторії рядів коренеплодів копір-водії повертаються у відповідну сторону. Зв'язаний з ними важіль 15 повертає сумуючий важіль 13 щодо шарніра 12, який переміщує золотник гідророзподільника 16. При цьому олива подається через гідрозамок 11 у відповідну порожнину гідроциліндра 10 керованих коліс 2 і траєкторія руху машини коректується.

Шток гідроциліндра через чотириплечий важіль 9 зв'язаний з корпусом гідро розподільника 16. У такий спосіб здійснюється негативний зворотний зв'язок. Одночасно з поворотом керованих коліс відбувається переміщення

корпуса гідророзподільника доти, поки він не займе нейтрального положення. Після цього поворот керованих коліс припиняється.

При необхідності коректування траєкторії руху забезпечується пріоритет ручного керування. Поворот кермового колеса приводить у дію гідропідсилювач керма 4, відбувається поворот важеля 8, тому що гальмовий момент фрикційного механізму легко долається гідропідсилювачем. При цьому копір-водії не втрачають зв'язку з рядками і незадіяний важіль 13 починає повертатися щодо шарніра 14. Далі відпрацьовування сигналу аналогічне автоматичному режиму.

У гідросистемі використаний: гідророзподільник 34-9-3 з гідрозамком БМД 69340-01, запобіжний клапан ГА 33.000Г, гідроциліндр ГА 25.010, гідропідсилювач рульового керування трактора МТЗ-80/80Л.

Стежний гідропривід самохідного кукурудзозбирального комбайна типу КСКУ-6. Система автоводіння САВ-1 кукурудзозбирального комбайна КСКУ-6 призначена для керування рухом самохідного кукурудзозбирального комбайна вздовж рядів кукурудзи. Гідравлічна частина системи автоводіння забезпечує перетворення електричних керуючих сигналів у відповідний поворот керованих коліс комбайна. Основними елементами САВ є: копіювальні пристрої з диференційними індуктивними датчиками (поворотними трансформаторами), датчики зворотного зв'язку положення керованих коліс, електрокерований трипозиційний розподільник, електрокерований двопозиційний відсічний розподільник, електронний блок, з'єднувальні кабелі та гідропривід рульового керування комбайна.

Копіювальні пристрої з'єднані з поворотними трансформаторами і розміщені всередині третього і п'ятого мисів жатки комбайна. Датчик зворотного зв'язку встановлено на мосту керованих коліс. Електронний блок розміщено в кабіні.

Трипозиційний розподільник 10 (рис. 12.25) типу Е6-4ПГ-73-12 призначений для керування потоком оливи, що надходить в гідроциліндр 9 рульового керування. Працює розподільник 10 так. Коли електромагніти 11 знеструмлені, золотник розподільника знаходиться в нейтральному положенні й потік оливи, що надходить у розподільник, вільно зливається в бак 8. При вмиканні одного із електромагнітів золотник зміщується у крайнє положення. Потік оливи спрямовується в одну із порожнин гідроциліндра 9. Оскільки електромагніти вмикаються імпульсно, то розподільник спрямовує оливу в гідроциліндр незначними порціями, що забезпечує плавність повороту керованих коліс.

Двопозиційний відсічний розподільник 4 типу Е5-4ПБГ-73-12 призначений для блокування вихідних каналів розподільника 3 гідроприводу

рульового керування. Живлення на обмотку електромагніта 1 подається при вмиканні тумблера САВ. В положенні «Вимкнено» в розподільнику 4 канали сполучають порожнини гідроциліндра 9 з каналами розподільника 3 і гідропривід рульового керування працює аналогічно гідроприводу комбайна СК-5М «Нива». В положенні «Ввімкнено» канали розподільника і порожнини гідроциліндра закриті.

Працює САВ так. Заїзд в рядки і керування комбайном перші 10 - 15 м виконують вручну при вимкненій САВ. Після того, як рух комбайна стабілізується, не зупиняючи його, тумблер на панелі електронного блока переводять в положення «Ввімкнено». Ручне рульове керування при цьому вимикається. При відхиленні приймальних русел жатки комбайна від рядків стебел кукурудзи і механічній дії стебел на копіювальні пристрої на виході диференційних датчиків виробляється сигнал, амплітуда якого пропорційна величині відхилення, а фаза залежить від напрямку відхилення. Цей сигнал надходить в електронний блок, де він фільтрується і підсилюється.

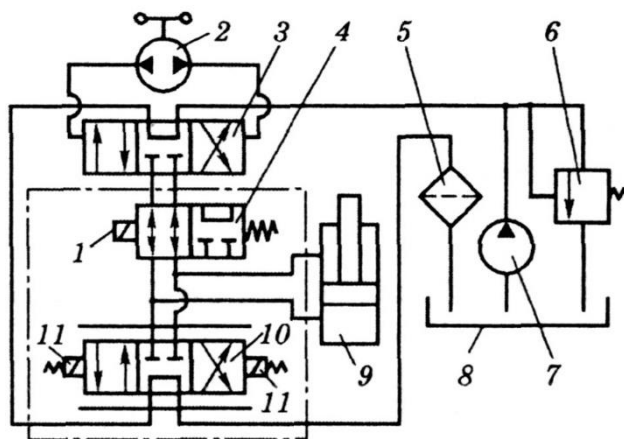


Рис. 12.25. Принципова схема стежного гідроприводу САВ-1 кукурудзозбирального комбайна КСКУ-6:

- 1, 11 – електромагніти; 2– насос-дозатор; 3 – розподільник типу ГА-35000А; 4 – відсічний розподільник типу Е5-4ПБГ-73-12; 5 – фільтр; 6 – запобіжний клапан; 7– насос НШ-10Е-Л; 8 – гідро-бак; 9 – гідроциліндр рульового керування; 10 – розподільник типу Е6-4ПГ-73-12

Тут же формується командний сигнал на вмикання певного електромагніту розподільника 10, золотник якого спрямовує потік оливи в одну із порожнин гідроциліндра 9. Керовані колеса повертаються, і відтак повертаються доти, поки сигнал на виході датчика зворотного зв'язку, величина якого пропорційна куту повороту коліс, не зрівняється із сигналом, що надійшов в електронний блок. Керовані колеса поступово повертаються у вихідне положення.

Крім описаних вище САВ розроблені САВ ґрунтообробних агрегатів, у яких в якості спрямівної траєкторії використовують стінку борозни, у самохідних зернозбиральних комбайнів, у яких в якості спрямівної траєкторії використовують брівку хлібостою. Датчики побудовані на принципі використання механічних, електромеханічних, оптичних, емнісних чутливих елементів тощо.

ЛІТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учеб. для вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
2. Борошок Л.А. Корректирующие элементы автоматических систем полевых агрегатов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1986. № 9. С. 52-57.
3. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справ. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
4. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / Исаев А.П., Сергеев Б.И., Дидур В.А. –М.: Агропромиздат, 1990 – 400 с.
5. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог. – М.: – ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1986. Ч. 1. С. 62.
6. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог. – М.: – ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1987. Ч. 2. С. 244.
7. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / Под ред. И.А. Немировского. –К.: Техніка, 1979. – 139с.
8. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорілеця. – К.: Вища освіта, 2004. – 368 с.
9. ГОСТ 2.780–96. Межгосударственный стандарт. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Элементы гидравлических и пневматических сетей. – К.: УкрНИИССИ, 1998 – 6 с.
10. ГОСТ 2.781–96. Межгосударственный стандарт. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая. – К.: УкрНИИССИ, 1998 – 16 с.
11. ГОСТ 2.782–96. Межгосударственный стандарт. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. – К.: УкрНИИССИ, 1998 – 19 с.
12. ГОСТ 2.784–96. Межгосударственный стандарт. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов. – К.: УкрНИИССИ, 1998 – 12 с.
13. Дидур В.А., Малый Ю.С. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин. – М.: Россельхозиздат, 1982. – 127 с.
14. ДСТУ 3455.1–96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 1. Загальні поняття. Терміни та визначення. – К: Держстандарт України, 1997. – 48 с.
15. ДСТУ 3455.2–96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення. – К: Держстандарт України, 1997. – 61 с.
16. ДСТУ 3455.3–96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення. – К: Держстандарт України, 1997. – 37 с.

17. ДСТУ 3455.4–96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 4. Кондиціонери робочого середовища, гідро посудини та пневмопосудини, гідропроводи та пневмопроводи. Терміни та визначення. – К: Держстандарт України, 1997. – 30 с.
18. Евстратов А.М., Гамиров М.Л. Автоматизация вождения мобильных сельскохозяйственных агрегатов. –М : Россельхозиздат, 1982. – 77 с.
19. Зоспуков В.К. Гидравлические и пневматические схемы сельскохозяйственных машин: Справ. пособие. – Минск: Высшейш. шк., 1985. – 141 с.
20. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.
21. Машиностроительный гидропривод / Под ред. В.Н.Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495с.
22. Немировский И.А., Маркан В.Ф., Середа Л.П., Яницкий В.В. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. – К.: Техніка, 1979 – 139 с.
23. Никитин О.Ф., Холин К.М. Объемные гидравлические и пневматические приводы Учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 1981. –269 с.
24. Рекомендации по работе с гидросистемами. – Оффенбах на Майне: «Danfoss GmbH», 2000. – 43 с.
25. Свешников В. К. , Усов А. А. Станочные гидроприводы: Справ. – М.: Машиностроение, 1973. –143с.
26. Системи керування сільськогосподарських енергетичних засобів М.І. Самокиш. І.М. Бендера. М.М. Клевцов. А.М. Божок; за ред. М.І. Самокиша, М.М. Клевцова. – К.: Урожай, 1999. – 304 с.
27. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. 2-е изд. перераб. и доп. / Под общ ред. Б. Некрасова. – Минск: Высшейш.шк., 1985. –382с.
28. Учебный курс гидравлики. Т. 3. Проектирование и сооружение гидроустановок / П. Дрекслер, Х. Фаатц, Ф. Файхт и др. – Лор на Майне: «Маннесман Рексрот ГмбХ», 1988. – 376 с.
29. Учебный курс гидравлики: Пособие по гидравлике / Составитель А.Шмитт. Лор на Майне: «Маннесман Рексрот ГмбХ», 1980. – 226 с.
30. Шеповалов В.Д. Автоматизация уборочных процессов. 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Колос, – 1978. 383 с.



Видавництво Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя

виготовляє підручники для вузів, методичну літературу, художні видання, надає редакційно-видавничі та поліграфічні послуги з набору тексту, розробки макетів і друку книги чи будь-якої іншої поліграфічної продукції (брошури, плакати, афіші, календарі).

КРІМ ТОГО, ВИДАВНИЦТВО ПРОПОНУЄ ТАКІ ПОСЛУГИ:

- дизайн візитівок, буклетів, вітальних листів;
- професійне вичитування і верстку;
- сканування та копіювання;
- чорно-білий і повноколірний друк.



м. Тернопіль
вул. Руська, 56,
корп. 1, кімн. 102
Тел.: (0352)522199

e-mail: vydavnytstvo@tu.edu.te.ua

Наукове видання

Гевко Б.М., Білик С.Г., Ліннік А.Ю., О.В. Фльонц

Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки

Посібник

Редактор *Петро Сорока*

Комп'ютерне верстання *Анжели Катрич*

Формат 60x90/16. Обл. вид. арк. 22,8. Тираж 300 пр. Зам. № 2441.

Видавництво Тернопільського національного
технічного університету імені Івана Пулюя.

46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4226 від 08.12.11.