

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства
та природокористування

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

**В. П. Нестеренко, С. В. Кравець,
С. В. Шатов, А. А. Нечидюк**

ПРИВОДИ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ

*За редакцією заслуженого діяча науки і техніки України,
доктора технічних наук, професора С. В. Кравця*

Навчальний посібник

Рівне – 2023

УДК 621.878/.879(075.8)

Н56

Рецензенти:

Супонєв В. М., доктор технічних наук, професор, професор Харківського національного автомобільно-дорожнього університету;

Рашиківський В. П., кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри Київського національного університету будівництва і архітектури;

Горбатюк Є. В., кандидат технічних наук, доцент, доцент Київського національного університету будівництва і архітектури.

Рекомендовано вченою радою Національного університету водного господарства та природокористування.

Протокол № 5 від 26 травня 2023 р.

Нестеренко В. П., Кравець С. В., Шатов С. В., Нечидюк А. А.

Н56 Приводи машин та обладнання : навч. посіб. / за заг. редакцією С. В. Кравця. [Електронне видання]. – Рівне : НУВГП, 2023. – 250 с.

ISBN 978-966-327-568-0

У навчальному посібнику викладено відомості про сучасні приводи машин та різноманітного обладнання, зокрема будівельних, дорожніх, меліоративних машин – будову та роботу, методи розрахунку, аналізу і дослідження їх робочих процесів.

Посібник призначений для здобувачів вищої освіти, які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

УДК 621.878/.879(075.8)

ISBN 978-966-327-568-0

© В. П. Нестеренко, С. В. Кравець,
С.В. Шатов, А.А. Нечидюк, 2023

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2023

ВСТУП

У сучасній інтерпретації термін «машина (анг. *machine*, нім. *Maschine f*) – механізм або сукупність взаємопов'язаних механізмів, що здійснюють задані доцільні рухи для перетворення енергії, речовини, виконання робіт або для збирання, обробки й використання інформації» [8].

Згідно сучасної класифікації визначення «мобільні машини» охоплює гусеничні і пневмоколісні одноківшеві і багатоківшеві екскаватори, стрілові самохідні крани, одноківшеві фронтальні навантажувачі, автогрейдери, грейдери-елеватори, бульдозери, розпушувачі, корчувачі і кушорізи, самохідні котки, снігоочисники і снігонавантажувачі, поливальні машини, а також машини для лісозаготівлі, лісосплаву і добування торфу, меліоративні, бурильні машини, асфальто-бетонорозподільники.

Відомий, також поділ машин на групи в залежності від їх загального призначення [6]:

- енергетичні (для перетворення будь-якого виду енергії в механічну і навпаки);
- технологічні (для перетворення матеріалу, що полягає в зміні його форм, властивостей і стану);
- транспортні (для зміни матеріалу, що полягає в зміні його положення);
- контрольно-управляючі (для перетворення інформації з метою управління енергетичними, транспортними і технологічними машинами);
- кібернетичні (для перетворення інформації з метою управління згаданими машинами або технологічними процесами за заданими програмами).

За наведеною класифікацією практично всі машини і, в першу чергу будівельні, дорожні, меліоративні, сільськогосподарські, підйомно-транспортні машини і різноманітне обладнання підприємств будівельних матеріалів поєднують ознаки і енергетичних, і транспортних, і технологічних машин. Будь-яка з вказаних машин має ряд основних механізмів і елементів, які можна поділити на п'ять основних груп:

1. Робоче обладнання, що виконує безпосередньо технологічну операцію;
2. Силове обладнання (двигун), що приводить в рух елементи машини;
3. Базове і ходове обладнання, що об'єднує всі елементи машини (рама), переміщує її і передає тиск на опорну поверхню;
4. Передавальні механізми (трансмисії), що передають енергію двигуна робочому і ходовому обладнанню;
5. Системи управління (керування), що призначені для управління і регулювання окремих механізмів машин і їх двигунів.

У машинобудуванні застосовується поняття – привод, який є невід'ємною частиною кожної машини і є пристроєм для передачі руху машині. У загальному випадку це сукупність пристроїв, що складається з

джерела енергії, трансмісії (включно проміжні) і приладів керування.

Усі машини можна умовно розглядати як певне поєднання виконавчого механізму (або виконавчих механізмів).

Таким чином, привод є складовою частиною будь-якої машини; від вибору типу, конструкції і параметрів привода і його функціонування залежать якість виконуваного робочого процесу, продуктивність і ефективність самої машини.

Вивчення принципів роботи, конструкцій, методів розрахунку і підбору основних складових, напрямків розвитку сучасних приводів мобільних машин є важливим фактором підготовки висококваліфікованих фахівців зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

1. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ

1.1. Визначення, режими роботи і вимоги до приводів машин

Привод – це сукупність пристроїв для передачі руху і зусиль виконавчим механізмам машини. Привод включає силове устаткування (силову установку, двигун), передачу (трансмісію) і систему управління [10; 17]. Усе це призначено для приведення в дію робочих органів і механізмів машини. Вимоги до приводів машин визначаються умовами їх експлуатації, особливостями технології виробництва робіт і режимами навантаження [1; 10]. Від технології робіт залежить послідовність включення, виключення і реверсування руху механізмів. Умови експлуатації (робота на відкритому повітрі в різних кліматичних зонах) обумовлюють необхідність високої надійності і працездатності приводів.

Режими навантаження (тривалість безперервної роботи, частота включень, зовнішні навантаження) впливають на співвідношення основних періодів роботи і перехідних періодів (розгін, гальмування, реверсування, підйом, опускання). У загальному випадку привод повинен забезпечувати максимальне використання встановленої потужності з максимальним коефіцієнтом корисної дії (ККД), сприймати динамічні навантаження, легко і просто управлятися.

До приводів машин ставляться наступні загальні вимоги:

- автономність силового устаткування від зовнішніх джерел енергії;
- забезпечення мінімальних габаритів і маси;
- максимальний ККД;
- висока надійність;
- простота реверсування механізмів, регулювання швидкостей і зусиль;
- незалежність робочих рухів при необхідності їх поєднання;
- простота автоматизації системи управління;
- реалізація блокових і агрегатних конструкцій елементів привода.

А також додаткові вимоги, які визначаються режимом роботи машини.

Відомо, що режими роботи більшості мобільних машин умовно поділяють на легкий, середній, важкий, дуже важкий і характеризуються рядом параметрів [10]:

- відношення значень крутних моментів – максимального до середнього ($M_{\max}/M_{\text{сер}} = 1,1-1,3$);
- тривалість часу включення привода (ПВ = 15–100%);
- кількість включень за годину ($K_{\text{в}} = 10-600$).

Перевантажувальна здатність двигунів приводів у статичному режимі характеризується коефіцієнтом перевантаження (приспосованості):

$$K_n = M_{\max}/M_{\text{ном}}. \quad (1.1)$$

Для двигунів внутрішнього згорання $K_n = 1,1-1,3$.

Сучасні мобільні машини – це, як правило, машинні агрегати, які можуть мати декілька приводів одного або різних типів.

1.2. Класифікація приводів

Приводи мобільних машин класифікують за такими основними ознаками:

1) за значимістю: – основні (приводи робочих органів і ходового устаткування); – допоміжні (приводи елементів передач, приладів управління);

2) за числом двигунів: – одномоторні, або групові (усі механізми приводять в дію від одного двигуна); – багатомоторні, або індивідуальні (кожен механізм має свою силову установку);

3) за типом силового устаткування: – з первинними двигунами (в якості первинного двигуна в основному використовують двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ)); – з комбінованою силовою установкою, що включає первинний і вторинний двигуни. До них відносяться: – ДВЗ-електрогенератор-електродвигун (електропривод); – ДВЗ-гідронасос-гідродвигун (гідралічний привод); – ДВЗ-компресор-пневмодвигун (пневматичний привод). Крім того, можливі поєднання елементів гідралічного, електричного і пневматичного приводів;

4) за типом трансмісії розрізняють приводи з механічними, електричними, гідралічними, комбінованими (гідромеханічним, електромеханічними і іншими) трансмісіями;

5) за типом системи управління розрізняють приводи з механічною, електричною, гідралічною, комбінованою системами управління.

1.3. Режими роботи приводів машин

Вид привода вибирається залежно від режимів і умов роботи машини. Він повинен відповідати зовнішнім навантаженням.

Потужність $N_{p.o}$ привода, що витрачається на виконання робочих операцій, обмежується максимальною потужністю силової установки (двигуна) $N_{\partial\epsilon}$ і визначається за формулою:

$$N_{p.o} = N_{\partial\epsilon} \cdot \eta, \quad (1.2)$$

де η – ККД трансмісії.

Основними параметрами, що характеризують роботу привода є: N , M і ω або P і v , які пов'язані співвідношеннями:

$$N = M \cdot \omega, \text{ або } N = P \cdot v, \quad (1.3)$$

де N – потужність на виконавчому органі машини, Вт; M , P – момент і зусилля опору, що діють на виконавчому механізмі, відповідно, Н·м і Н; ω , v – кутова і лінійна швидкості виконавчого механізму, відповідно, рад/с і м/с.

Режими навантаження приводів машин є несталими (одноківшеві екскаватори, бульдозери, скрепери, у меншій мірі – автогрейдери і грейдер-елеватори).

Потужність двигуна $N_{\partial\epsilon}$ використовується раціонально, якщо при зміні

зовнішнього навантаження забезпечується відповідна одночасна зміна його крутного моменту і кутової швидкості.

1.4. Характеристики приводів

Для оцінки роботи привода використовують його механічну (зовнішню) характеристику, а саме:

$$\omega = N/M \text{ або } v = N/P. \quad (1.4)$$

Вона показує залежність швидкості переміщення робочого органа машини (ω або v) від зовнішнього моменту або зусилля опору на робочому органі.

Механічні (зовнішні) характеристики приводів різних машин відрізняються за характером взаємної залежності їх параметрів (рис. 1.1).

Ідеальною за використанням потужності силової установки є характеристика 1 (рис. 1.1), яка при будь-якій зміні зовнішніх навантажень забезпечує $N = \text{const}$. Але зовнішні характеристики більшості машин і обладнання не забезпечують такої ідеальної залежності.

Характеристику 2 (рис. 1.1) прийнято називати жорсткою: зі збільшенням моменту навантаження на робочому органі M його кутова швидкість ω змінюється незначно,

$$N \neq \text{const},$$

силова установка перевантажується, регулювання дуже обмежене (приводи з жорсткими характеристиками доцільно застосовувати в машинах, які працюють у стійких режимах без перевантажень, або при наявності великого запасу потужності силової установки).

Характеристику 3 (рис. 1.1) називають м'якою: із зростанням навантаження різко зменшується частота обертання привода (аж до нуля при великих значеннях M), тобто, при перевантаженнях привод працює в стопорному режимі. При м'яких характеристиках привод може саморегулюватися, – автоматично зменшувати частоту обертання при збільшенні моменту навантаження, (або збільшувати швидкість при зниженні

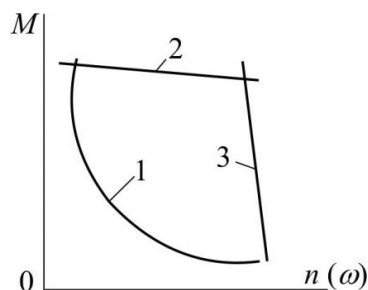


Рис. 1.1. Механічні (зовнішні) характеристики привода: 1 – ідеальна теоретична ($N = \text{const}$); 2 – жорстка; 3 – м'яка

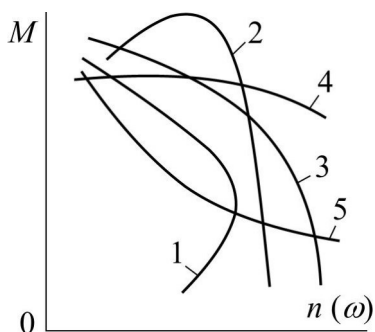


Рис. 1.2. 1 – електродвигун змінного струму; 2 – двигун внутрішнього згоряння; 3 – двигун внутрішнього згоряння з регулятором; 4 – електродвигун постійного струму (з послідовним збудженням); 5 – електродвигун постійного струму (з паралельним збудженням)

моменту навантаження), що підвищує продуктивність машини.

Відомо, що для більшості машин для земляних робіт (бульдозерів, автогрейдерів, машин для підготовчих робіт) потрібні приводи, які забезпечують максимальне використання потужності N при високому ККД і мають м'яку характеристику 1 (рис. 1.1). Але, наприклад, для одноківшевих екскаваторів найбільш раціональною є жорстка характеристика 2 (рис. 1.1), яка забезпечує практичну незмінність кутової швидкості до граничного значення M , а потім стає м'якою, що дозволяє приводу перейти в стопорний режим.

Реальні механічні характеристики силових установок мають складніший вигляд (рис. 1.2).

2. ДИНАМІКА ПРИВОДІВ

2.1. Динамічні параметри машин

Під визначенням «параметр машини» розуміють показник, що характеризує окремі її властивості або властивості машини в цілому. До динамічних параметрів відносяться показники, які характеризують динамічні властивості машини, тобто величину і характер її навантаження при несталому русі, або характер цього руху при дії на машину динамічно прикладеної сили. Такими параметрами є, зокрема:

m – маса машини (або її частини), що вимірюється в кг;

J – момент інерції відносно осі, що дорівнює добутку маси на відстань до вказаної осі у другому степені, кг·м²;

c – жорсткість або пружність елемента, що вимірюється у Н/м (лінійна жорсткість) або у Н·м/рад. (кутова жорсткість).

У більшості випадків кінематична схема механізму або машини є занадто складною, що призводить до не менш складного розрахунку, а в багатьох випадках робить його виконання неможливим. Тому вихідні розрахункові схеми спрощують виключенням з них визначеного числа мас і їх з'єднувальних ланок, скороченням кількості сил, які навантажують об'єкт, і заміни фактичних мас об'єкту деякими умовними (або приведеними) масами, зв'язаними між собою ланками, що також мають деяку умовну жорсткість. Отримані таким чином спрощені схеми зазвичай називають еквівалентними. Результати розрахунків за такими схемами повинні мало відрізнятися (або бути еквівалентними) від результатів, що могли бути отримані без прийнятих спрощень.

Для того, щоб результати розрахунків за еквівалентною схемою мало відрізнялися від фактичних, необхідно правильно побудувати еквівалентну схему, в якій кількість врахованих мас об'єкта відповідає потрібній точності розрахунку. Необхідно також розрахувати значення приведених параметрів (мас, моментів інерції, жорсткостей), виходячи з визначених правил.

Значення приведених маси або моменту інерції визначають з умови рівності кінетичної енергії приведеної маси (моменту інерції) сумі енергій мас (моментів інерції), які вони заміняють. Методика і приклади вказаних розрахунків викладені в [7].

2.2. Перехідні режими роботи приводів

Відомо [10], що аналізуючи режими роботи будівельних і дорожніх машин, необхідно розглядати три стадії їх руху: пуск (прискорення, розгін), що відбувається упродовж деякого періоду часу t_p , усталений рух (упродовж часу t_y) та гальмування (уповільнення, зупинення) упродовж часу t_z ; графічно ці стадії руху показані на рис. 2.1. Для кожної з них характерні відповідні співвідношення між роботами сил, що рухають (або гальмують) машину і силами опору.

Пуск машини. Для привода в рух (обертання) приводного вала (вал двигуна) необхідно виконати роботу $A_{\text{дв}}$, що дорівнює сумі робіт всіх сил опору A_o упродовж часу прискорення (розгону), і кінетичної енергії, яку накопичують рухомі маси при прискоренні:

$$A_{\text{дв}} = A_o + J_{\text{пр.дв}} \cdot \omega_0^2 / 2,$$

де $J_{\text{пр.дв}}$ – приведений до двигуна момент інерції всіх мас передачі (трансмисії), що обертаються; ω_0 – кутова швидкість приводного вала привода в кінці процесу пуску.

Цю ж умову можна записати і в наступному вигляді:

$$M_p = M_{\text{ст.о}} + J_{\text{пр.дв}} \omega_0 / t_p$$

$$\text{або } M_p = M_{\text{ст.о}} + M_{\text{нл}},$$

де M_p – рушійний момент на валу механізму (на валу двигуна); $M_{\text{ст.о}}$ – статичний момент від сил опору; $M_{\text{нл}}$ – надлишковий момент на ведучому валу механізму.

$$M_{\text{нл}} = J_{\text{пр.дв}} \cdot \omega_{\text{дв}} / t_p. \quad (2.1)$$

Таким чином, на стадії пуску машини необхідно, щоб рушійний момент M_p був більшим моменту сил опору руху $M_{\text{ст.о}}$ ($M_p > M_{\text{ст.о}}$) або, що те саме, щоб надлишковий момент, рівний різниці $M_{\text{нл}} = M_p - M_{\text{ст.о}}$ був більшим нуля. При цьому валу двигуна упродовж часу пуску надається необхідне прискорення $\omega_{\text{дв}}/t_p$ і його швидкість збільшується від 0 до $\omega_{\text{дв}}$.

Наприклад, у випадку коли потрібно визначити надлишковий момент при пуску двигуна механізму переміщення машини, при заданих: масах m її частин, які рухаються поступально і моментах інерції частин двигуна, а також приводних коліс, що обертаються, відповідно $J_{\text{дв}}$ і $J_{\text{к}}$.

При цьому спочатку треба визначити сумарний приведений до вала двигуна момент інерції $J_{\text{пр.дв}}$ механізму, що приводиться в рух за формулою:

$$J_{\text{пр.дв}} = m \cdot r_{\text{к}}^2 / i^2 + J_{\text{дв}} + J_{\text{к}} \cdot 1 / i^2, \quad (2.2)$$

де m – маса всіх частин машини (тягача), що рухаються поступально; $r_{\text{к}}$ – радіус кочення приводних коліс; $i = \omega_{\text{к}}/\omega_{\text{дв}}$ – передавальне число трансмісії машини (тягача); $\omega_{\text{к}}$, $\omega_{\text{дв}}$ – кутові швидкості, відповідно приводних коліс і частин двигуна, що обертаються.

Для визначення надлишкового моменту згідно (2.1) потрібно сумарний приведений момент інерції $J_{\text{пр.дв}}$ помножити на прискорення $a = \omega_{\text{дв}}/t_p = 0,105 \cdot n_{\text{дв}}/t_p$ ($n_{\text{дв}}$ – частота обертання вала двигуна, хв^{-1}):

$$M_{\text{нл}} = J_{\text{дв}} \cdot 0,105 \cdot n_{\text{дв}} / t_p + (m \cdot r_{\text{к}}^2 / i^2 + J_{\text{к}} \cdot 1 / i^2) \cdot 0,105 \cdot n_{\text{дв}} / t_p. \quad (2.3)$$

Першою складовою у формулі (2.3) є інерційний момент на валу двигуна, що виникає внаслідок інерції його частин, які обертаються, а другою – приведений до вала двигуна інерційний момент тих частин механізмів

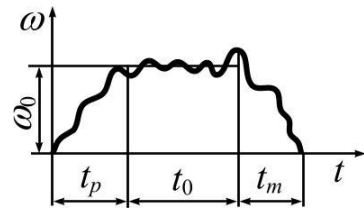


Рис. 2.1. Графік зміни швидкості машини в періоди її несталої і сталої руху

машини, що рухаються поступально і мас приводних коліс, які обертаються.

Втрати потужності, які мають місце в x і визначаються коефіцієнтом їх корисної дії η , необхідно враховувати при визначенні надлишкового моменту $M_{нл}$. При цьому формула (2.3) приймає наступний вигляд:

$$M_{нл} = J_{\delta\delta} \cdot 0,105 \cdot n_{\delta\delta} / t_p + (m \cdot r_{\kappa}^2 / i^2 + J_{\kappa} \cdot 1 / i^2) \cdot 0,105 \cdot n_{\delta\delta} / (t_p \cdot \eta) \quad (2.4)$$

або

$$M_{нл} = 0,105 \cdot n_{\delta\delta} / t_p \cdot J'_{\delta\delta}, \quad (2.5)$$

$$\text{де } J'_{\delta\delta} = J_{\delta\delta} + [m \cdot r_{\kappa}^2 / (i^2 \cdot \eta) + J_{\kappa} 1 / (i^2 \cdot \eta)]. \quad (2.6)$$

Надлишкове зусилля для того ж механізму, приведене до приводних коліс, дорівнює добутку приведеної маси [7] $m_{нр.к}$ на прискорення машини $a_m = v / t_p$:

$$P_{нл.к} = (m + J_{\kappa} \cdot 1 / r_{\kappa}^2) \cdot v / t_p + J_{\delta\delta} 1 / r_{\kappa}^2 \cdot i^2 \cdot v / t_p; \quad (2.7)$$

$$m_{нр.к} = m + J_{\kappa} / r_{\kappa}^2 + J_{\delta\delta} 1 / r_{\kappa}^2 \cdot i^2.$$

У цьому рівнянні складова в дужках визначає сумарне інерційне зусилля, яке діє на приводних колесах (зірочках) машини, обумовлене інерцією мас машини і її коліс (зірочок), що рухаються поступально. Останньою складовою цього рівняння є приведене до приводних коліс (зірочок) машини зусилля, викликане інерцією рухомих частин двигуна, які рухаються поступально. З врахуванням ККД механізму η рівняння (2.7) прийме наступний вигляд:

$$P_{нл.к} = (m + J_{\kappa} \cdot 1 / r_{\kappa}^2) v / t_p + J_{\delta\delta} \cdot 1 / r_{\kappa}^2 \cdot i^2 \eta v / t_p \quad (2.8)$$

$$\text{або } P_{нл.к} = m_{нр.к} v / t_p, \quad (2.9)$$

$$\text{де } m'_{нр.к} = m + J_{\kappa} \cdot 1 / r_{\kappa}^2 + J_{\delta\delta} \cdot 1 / r_{\kappa}^2 \cdot i^2 \eta \quad (2.10)$$

Усталений рух машини

На цій стадії швидкість ведучої ланки привода підтримується постійною і робота сил, що рухають машину дорівнює роботі сил опору:

$$A_{\delta\delta} = A_o \text{ або } M_p = M_{ст.о} \quad (2.11)$$

і, відповідно $M_{нл} = 0$.

При цьому за потужністю $N_{ст}$, кВт, що відповідає усталеному режиму роботи машини або механізму, вибирають потужність двигуна:

$$N_{ст} = M_{ст.о\delta} \cdot n_{\delta\delta} / (9550 \cdot \eta), \quad (2.12)$$

де $M_{ст.о\delta}$ – момент сил статичного опору, приведений до вала двигуна, Н·м; $n_{\delta\delta}$, хв⁻¹.

Підібраний по величині $N_{ст}$ двигун перевіряється на перевантаження за значенням повного моменту M_p під час пуску; при цьому значення коефіцієнта $K_n = M_{н.о\delta} / M_n$ ($M_{н.о\delta}$ – пусковий момент на валу двигуна; M_n – номінальний момент двигуна) не повинно перевищувати його допустимого значення для двигунів даного типу (для кранових електродвигунів $K_n = 1,4-3,3$; для двигунів внутрішнього згорання $K_n=1,0$).

Гальмування машини

Для зупинки або гальмування машини необхідно поглинути кінетичну енергію її мас, що рухаються. Для цього гальмівна ланка повинна здійснити роботу $A_o = J_{нр} \omega_o^2 / 2$ або зменшити рухомий момент до значення, меншого

моменту сил опору. Для виконання останньої умови необхідно на валу гальмівної ланки створити момент, направлений проти моменту, що рухає машину:

$$M'_{nl} = J_{np} \omega_o / t_z, \quad (2.13)$$

де ω_o / t_z – кутове сповільнення гальмівної ланки механізму; ω_o – кутова швидкість цієї ланки; t_z – час сповільнення гальмівної ланки механізму.

Загальмувати машину можна наступними способами:

а) відключити двигун (гальмування виконавчого органа здійснюється за рахунок тертя в кінематичних парах механізму і зовнішніх опорів);

б) зменшити момент двигуна до значення, меншого моменту сил опору, приведенного до вала двигуна;

в) змінити напрямок моменту на валу двигуна (цей спосіб застосовують при різкому гальмуванні);

г) прикласти гальмівне зусилля від зовнішнього джерела – механічних гальм – при працюючому двигуні або одночасно виключеному двигуні.

До перехідних режимів відноситься також стопоріння приводів, яке є наслідком зустрічі машини або її робочого органа з нездоланною перешкодою. У цьому випадку, внаслідок малої тривалості процесу, дії на машину динамічних сил, її корпус і робоче обладнання не переміщуються, наслідком чого є підвищені напруги в елементах механізму керування.

Необхідний гальмівний момент M_z у загальному випадку визначається за рівнянням:

$$M_z = M'_{nl} \pm M'_{cm.o}, \quad (2.14)$$

або

$$M_z = J_{np} \omega_o / t_z \pm M'_{cm.o}, \quad (2.15)$$

де $M'_{cm.o}$ – статичний момент від дії сил опору при гальмуванні.

Опори, що виникають у механізмі, можуть допомагати (опори тертя в механізмах переміщення і обертання) або перешкоджати (опір від сили тяжіння вантажу в механізмах підйому).

Відомі залежності [7] для визначення приведених мас і моментів інерції, рушійних і гальмівних моментів для основних типів механізмів будівельних і дорожніх машин – механізмів підйому, переміщення і обертання. Вказані параметри наведені для двох випадків – місцем приведення є вал двигуна або виконавчий орган механізму. Для механізмів переміщення є колеса машини; для механізмів обертання – елемент, відносно якого обертається поворотна частина машини.

Тривалість перехідних процесів

Пуск та гальмування приводів, а також їх стопоріння відносяться до перехідних (нестационарних, неусталених) процесів. Від характеру і тривалості їх протікання у часі залежить формування динамічних навантажень в елементах привода і на робочих органах машини, що визначає їх міцність і надійність.

Тривалість розгону обумовлює здатність машини швидко набирати задану швидкість руху і переходити з одного режиму роботи на інший, а це є

важливим фактором, що визначає тривалість робочого циклу машини і, як наслідок, її продуктивність. Від часу гальмування машини t залежить безпека роботи

$$t = J'_{np} \int d\omega / M_{нл}(t); \quad (2.16)$$

$$t = m'_{np} \int dv / P_{нл}(t), \quad (2.17)$$

де $M_{нл}(t)$ і $P_{нл}(t)$ – функції часу, що описують зміни надлишкового моменту і надлишкової сили упродовж усього часу перехідного процесу.

При розгоні

$$M_{нл}(t) = M_p(t) - M_{см.о}; \quad (2.18)$$

$$P_{нл}(t) = P_p(t) - P_{см.о}. \quad (2.19)$$

При гальмуванні

$$M_{нл}(t) = M'_{нл}(t) = M_z(t) \pm M_{см.о}; \quad (2.20)$$

$$P_{нл}(t) = P'_{нл}(t) = P_z(t) \pm P_{см.о}. \quad (2.21)$$

Приймаючи для спрощення, що рушійні і гальмівні зусилля є величинами постійними, тобто:

$$M_{нл}(t) = M_{нл} = M_{p,max} - M_{см.о} = \text{const}; \quad (2.22)$$

$$M'_{нл}(t) = M'_{нл} = M_{z,max} \pm M_{см.о} = \text{const}, \quad (2.23)$$

і інтегруючи рівняння (2.16) і (2.17) для процесу розгону від нульової швидкості ($\omega = 0$ і $v = 0$) до деякого кінцевого значення (ω_0 і v_0), а для процесу гальмування – в межах від ω_0 і v_0 до нуля, отримаємо:

$$t_p = J'_{np} \cdot \omega_0 / (M_{p,max} - M_{см.о}); \quad (2.24)$$

$$t_p = m'_{np} v_0 / (P_{p,max} - P_{см.о}); \quad (2.25)$$

$$t_z = J'_{np} \cdot \omega_0 / (M_{p,max} \pm M'_{см.о}); \quad (2.26)$$

$$t_z = m'_{np} \cdot v_0 / (P_{p,max} \pm P'_{см.о}); \quad (2.27)$$

З рівнянь (2.24)–(2.27) видно, що тривалість перехідних процесів залежить не тільки від динамічних параметрів і механічних характеристик приводів, але і від статичних опорів. Тривалість розгону t_p , як видно з формул (2.24) і (2.25), буде тим меншою, чим менше статичний опір; тривалість гальмування t_z для механізмів переміщення і обертання зі зменшенням статичного опору збільшується, а для механізмів підйому – зменшується.

Для розрахунків можна прийняти [10] наступні середні значення t_p і t_z : для механізмів підйому $t_p \approx t_z = 1 \dots 3$ с; для механізмів обертання кранового типу $t_p \approx t_z = 3 \dots 5$ с при відсутності вітру і $t_p \approx t_z = 4 \dots 10$ с при наявності вітру; для механізмів переміщення рейкових кранів $t_p = 8 \dots 10$ с і $t_z = 6 \dots 8$ с; для кранових візків $t_p = 5 \dots 6$ с і $t_z = 3 \dots 4$ с.

Для колісних і гусеничних машин ефективність гальмування оцінюється також відстанню s_z , яку проходить машина до повної зупинки після початку гальмування. Залежність між відстанню s_z і часом гальмування t_z можна визначити з наступної умови.

Якщо не враховувати запізнення дії приводів гальм і часу реакції оператора, то шлях гальмування до повної зупинки машини при рівносповільненому русі можна визначити за формулою:

$$s_z = v t - j_z \cdot t^2 / 2, \quad (2.28)$$

де j_z – сповільнення машини ($j_z = v/t_z$); t – час збільшення гальмівного зусилля.

Виконавши диференціювання цієї функції по часу і прирівнявши отриману похідну нулю, можна знайти її екстремальне значення:

$$ds_e/dt = v - j_e \cdot t = 0 \text{ або } v = j_e \cdot t$$

звідки

$$t = v/j_e = t_e$$

Підставивши отримане значення у рівняння (2.28), можна визначити максимальне значення $s_2 = s_{2.\max}$:

$$s_{2.\max} = v^2/(2j_e), \quad (2.29)$$

а замінивши у рівнянні (2.28) величину j_e на відношення v/t_e , отримаємо залежність між часом і відстанню гальмування машини:

$$t_e = 2s_{2.\max}/v. \quad (2.30)$$

Для будівельних кранів приймають наступні середні значення сповільнення j_e , м/с²: для підйомних механізмів кранів при виконанні монтажних операцій – 0,1, при перевантаженні штучних вантажів – 0,2; для підйомних механізмів кранів, що обладнані грейферними механізмами для сипучих вантажів – 0,8; для механізмів переміщення рейкових кранів – 0,5; пневмоколісних кранів – 1,0; для механізмів повороту (кутові сповільнення) – 0,6 рад./с² [10].

3. СИЛОВІ УСТАНОВКИ ПРИВОДІВ МАШИН

3.1. Двигуни внутрішнього згоряння

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) машин для земляних робіт працюють в умовах змінних навантажень і, відповідно потужності, при великій запиленості повітря (до 5 г/м^3), при значних коливаннях температур (від -30° C до $+50^\circ \text{ C}$). У зв'язку з цим двигуни внутрішнього згоряння повинні мати запас потужності, оснащуватися поліпшеними агрегатами повітряної очистки і пристроями передпускового підігріву в умовах експлуатації при низьких температурах. Їх розрізняють за численними ознаками: - за способом здійснення газообміну (2- і 4-тактні), – за способом наповнення робочого циліндра – без наддуву і з наддувом, – за способом займання суміші – з примусовим запаленням (від електроіскри) і з самозайманням від стиснення (дизелі), – за числом і розташуванню циліндрів – рядні і V-подібні.

У машинах для земляних робіт в основному застосовують транспортні 4-тактні дизелі (з наддувом і без), що мають рідинне і повітряне охолодження. Їх застосовують в машинах як з безпосередньою передачею (механічною) на виконавчі органи, так і з різними перетворювачами, які забезпечують захист двигунів і усіх конструкцій машин від зовнішніх перевантажень (у тих випадках, коли зовнішні характеристики двигунів внутрішнього згоряння не відповідають режиму роботи машини).

3.2. Параметри вибору двигунів внутрішнього згоряння

Вибір двигунів здійснюють за основними технічними характеристиками: номінальній потужності $N_{ном}$, частоті обертання колінчастого вала n , масі двигунів m і питомій витраті палива g_e . Необхідну потужність двигуна $N_{дв}$ визначають з урахуванням коефіцієнта запасу потужності K_3 :

$$N_{дв} = N_{max} K_3, \quad (3.1)$$

де N_{max} – сума потужностей, визначених при максимальних значеннях моментів опору (зусиль) на робочих органах, кВт;

$K_3 = 1,17 \dots 1,25$ – для дизелів;

$K_3 = 1,11 \dots 1,17$ – для карбюраторних двигунів.

3.3. Баланс потужності машини

Для проведення уточнених розрахунків вибір двигуна внутрішнього згоряння виконують на основі рівняння балансу потужності:

$$N_{дв} = (N_{пер} \pm N_y + N_i + N_{букс} + N_p) / \eta_{тр} + \sum N_{пр.м}, \quad (3.2)$$

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії; $N_{пер}$, N_y , N_i , $N_{букс}$ – потужності, що витрачаються відповідно на переміщення, подолання похилу, подолання інерційних сил, подолання буксування ведучих коліс, кВт;

$$N_{букс} = P_k \cdot (v_m - v_d) = P_k \cdot v_m \cdot \delta, \quad (3.3)$$

P_k – колова сила на ведучих колесах, Н; v_m – розрахункова (теоретична) швидкість машини, м/с; v_d – фактична швидкість машини, м/с; δ – коефіцієнт буксування

$$\delta = 1 - v_d/v_m. \quad (3.4)$$

$\delta = 0,18...0,22$ – у тяговому режимі, $\delta = 0,03...0,05$ – у транспортному режимі.

N_p – потужність на подолання опору робочих органів, кВт.

$$N_p = P_p v_p, \quad (3.5)$$

де P_p – сила опору на робочих органах (на ковші скрепера або навантажувача, відвалі бульдозера або грейдера, зубах розпушувача), Н; v_p – швидкість робочих органів, м/с.

$\Sigma N_{пр.м}$ – потужність, що відбирається на привод різних механізмів і робочих органів машини, кВт.

Підібраний за балансом потужності двигун перевіряють тяговим розрахунком:

- 1) на забезпечення в робочому режимі максимального тягового зусилля на колесах, необхідного для робочого процесу;
- 2) на забезпечення в транспортному режимі максимальної швидкості руху.

Якщо відповідно до завантажувальної діаграми в процесі робочого циклу необхідна потужність збільшується більш ніж в 1,5 рази відносно її середнього значення на тривалі періоди, або машина має окремі механізми, що довгостроково працюють одночасно, то передбачають додатковий двигун внутрішнього згорання.

Два двигуни застосовують також, коли існуючою номенклатурою не передбачений двигун необхідної потужності. В останньому випадку двигуни працюють на один вал.

До переваг двигунів внутрішнього згорання відносяться: 1) автономність; 2) відносно великий ККД (0,35–0,45); 3) мала маса на одиницю потужності (3–5 кг/кВт); 4) відносно невелика витрата палива (0,20–0,25 кг/кВт·год).

Недоліки двигунів внутрішнього згорання: 1) чутливість до перевантажень; 2) складнощі при експлуатації в умовах низьких температур; 3) потреба в муфтах (фрикційних, гідравлічних та ін.) для передачі руху від двигуна до трансмісії.

Позитивні якості двигунів внутрішнього згорання визначають їх переважне використання в машинах, тобто при безперервному власному переміщенні в процесі роботи або при частих переміщеннях з об'єкта на об'єкт.

3.4. Приводи з комбінованими силовими установками двигун внутрішнього згорання-електрогенератор-електродвигун

У таких схемах двигун внутрішнього згорання-електрогенератор-

електродвигун первинним двигуном є двигун внутрішнього згорання, який приводить в дію електрогенератор. Електрогенератор, у свою чергу, живить струмом електродвигуни (як постійного, так і змінного струму), що приводять в дію виконавчі механізми. Їх використовують на тягачах великої потужності та на потужних дорожніх машинах.

Переваги електропривода: 1) постійна готовність до роботи; 2) можливість реверсування; 3) високий ККД; 4) довговічність і універсальність; 5) надійність експлуатації при низьких температурах.

Для екскаваторів середньої потужності застосовують схему: двигун внутрішнього згорання-триобмотковий електрогенератор-електродвигун з електромагнітним підсилювачем (ДВЗ-ТГ-ЕД з ЕМП).

Для екскаваторів великої потужності застосовують привод за схемою двигун внутрішнього згорання-генератор-електродвигун з електромашинним підсилювачем (ДВЗ-Г-ЕД з ЕМП). У таких схемах робота генератора узгоджується з характеристикою двигуна внутрішнього згорання, що забезпечує повне використання його потужності при зміні навантажень у широкому діапазоні. Ці схеми дозволяють плавно (безступінчасто) регулювати швидкості виконавчих механізмів (регулювання здійснюють зміною струму збудження схеми з паралельним, послідовним і змішаним включенням обмоток збудження), вони забезпечують майже ідеальні зовнішні характеристики.

Для триобмоткових генераторів регулювання здійснюють відповідним підбором ампер-витків трьох обмоток генератора: незалежної, шунтової і серієсної. Для них м'якість зовнішньої характеристики досягається спільною дією двигуна постійного струму незалежного збудження і джерела живлення – генератора.

Їх переваги: постійна готовність до роботи, простота пуску, управління і реверсування, досить високим ККД.

Недоліки: велика вартість комбінованого привода і залежність від джерела енергії (для мережевих генераторів).

Схема ДВЗ-ТГ-ЕД вимагає значних капітальних витрат (як правило, встановлюють декілька триобмоткових електрогенераторів і декілька електродвигунів). Ці схеми характеризуються плавністю і широкими можливостями регулювання частоти обертання n і крутного моменту M вала, у тому числі можливістю електрогальмування, а також найменшою питомою витратою електроенергії. Плавність роботи привода сприяє збільшенню довговічності усієї машини.

Крім того, останнім часом з'являються приводи з рекуперацією енергії. Наприклад, при опусканні ковша екскаватора потенційна енергія робочого устаткування трансформується в електроенергію, що віддається в мережу за рахунок перетворення електродвигуна привода лебідки в генератор. Продовжуючи підйом робочого устаткування, накопичена енергія здійснює корисну роботу, тим самим досягається значне енергозбереження.

4. ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ МАШИН (двигун внутрішнього згоряння-гідронасос-гідралічний двигун)

Ці комбіновані силові установки (двигун внутрішнього згоряння-гідронасос) отримали найбільше поширення із-за повної автономності. Застосовують також комбінацію електродвигун-гідронасос для машин малої і середньої потужності, що не вимагають повної автономії від джерела живлення.

Гідропривод включає гідрооб'ємне силове устаткування (гідронасоси, гідродвигуни, силові гідроциліндри).

У об'ємних гідроприводах механічна енергія, що забезпечується первинним двигуном (двигуном внутрішнього згоряння або електродвигуном), для зручності її передачі спочатку перетворюється в енергію потоку робочої рідини, а потім знову в механічну.

Переваги гідралічних приводів: 1) невеликі маса і габарити; 2) безступінчасте регулювання швидкості дає можливість підвищити ККД приводного двигуна; 3) можливість отримання великих (1000 і більше) передавальних чисел; 4) перетворення обертального руху в поступальний (і навпаки); 5) мала інерція (внаслідок малих мас і габаритів) забезпечує включення машини і регулювання робочих рухів за частки секунди, що підвищує продуктивність машини в цілому.

Але ці переваги спричиняють і деякі недоліки. До них відносяться: 1) відносно висока вартість (якісний метал, висока точність при виготовленні); 2) складність експлуатації (контроль за станом з'єднань, витіки робочої рідини і, як результат, втрата потужності); 3) необхідність спеціальних рідин для різних кліматичних умов; 4) зменшення ККД при використанні довгих трубопроводів (внаслідок втрат на тертя); 5) високі динамічні навантаження із-за швидкодії (час спрацьовування 0,03–0,12 с);

Об'ємний гідропривод отримав поширення у більшості будівельних і дорожніх машин. До його складу входять: 1) гідронасоси, що створюють один або декілька потоків робочої рідини і пристрої, для їх регулювання; 2) гідродвигуни (гідромотори і гідроциліндри); 3) пристрої комутації потоків енергії (гідророзподільники і гідроклапани); 4) сполучні лінії (трубопроводи, рукави високого тиску, колектори); 5) допоміжні пристрої гідралічного привода неосновних робочих механізмів (виносних опор та ін.); 6) пристрої для кондиціонування робочої рідини (фільтри, теплообмінники, баки); 7) пристрої для підживлення гідронасосів і гідродвигунів.

Об'ємні гідроприводи класифікують за рядом ознак: 1) за конструктивною ознакою: відкриті (зливна магістраль сполучається з атмосферою) і закриті, такі, що мають невеликий підпір рідини на зливі (0,2–0,3 МПа), який створюється додатковим насосом; 2) за видом енергоперетворення: шестеренні, поршневі, пластинчасті; 3) за типом регулювання параметрів: регульовані, ступінчасто і безперервно регульовані, нерегульовані; 4) за характером руху вихідної ланки: із зворотно-поступальним (гідроциліндри), з обертальним (гідромотори) і зворотно-поворотним рухом; 5) за призначенням: основні і допоміжні; 6) за системою управління: з ручною, електричною, гідралічною і електрогідралічною

системами управління; 7) за кількістю генерованих потоків рідини: одно-, дво-, три- і чотирипотоківі.

Тиск у гідроприводах машин сягає до 30–40 МПа і сучасна тенденція розвитку машин передбачає збільшення тиску. У якості робочих рідин використовують різні мінеральні оливи. Робоча рідина повинна мати хорошу змащувальну здатність, не викликати корозію металу, не змінювати свої властивості при зміні температури. Вона має бути безпечною і не утворювати піни і осаду. Цим вимогам відповідають оливи, що отримуються з фракцій нафти, які мають низьку температуру застигання з присадками (антиокислювальними, антипінними, що зменшують зношення та ін.). Наприклад, олива всесезонна (типу ВМГЗ) або літня (типу МГ 30). До складу об'ємних гідроприводів входять гідронасоси і гідродвигуни, трубопроводи, запобіжні клапани, місткості для робочої рідини, фільтри, дроселі, сполучна апаратура і розподільні пристрої.

Застосування об'ємних гідропередач (трансмисій) дозволяє здійснювати просте безступінчасте регулювання швидкостей виконавчих механізмів, а також забезпечити їх надійний захист від перевантажень. Схеми об'ємних гідроприводів залежать від типу машин, технології робіт і вимог до їх технологічних показників.

Об'ємні гідроприводи виконують у двох варіантах: 1) гідропривод передає рух двом і більше гідродвигунам при однопоточній насосній установці (в цьому випадку здійснюють паралельне або послідовне включення гідродвигунів); 2) гідропривод передає рух гідродвигунам при багатопоточній насосній системі (кожен насос живить один або групу гідродвигунів (найбільш складні гідросхеми у гідравлічних однокішневих екскаваторів)).

Основний недолік об'ємних гідроприводів: це складність експлуатації і відносно низька довговічність, внаслідок швидкого ($\tau = 0,03 \dots 0,12$ с) наростання тиску рідини, у робочих органах і елементах конструкції виникають великі динамічні навантаження. Для їх запобігання використовують, наприклад, гідроциліндри з гідравлічним демпфуванням кінцевого положення; запобіжні клапани в гідросистемі та ін.

Як правило, гідропривод включає силову установку (двигун внутрішнього згоряння або електродвигун), механічну або іншу трансмісію (передачу), гідравлічну передачу (трансмисію), систему управління і допоміжні пристрої.

Механічну трансмісію доцільно застосовувати в двох випадках: 1) для перетворення частоти обертання вала первинного двигуна в необхідну частоту обертання насоса (першої ланки гідропередачі); 2) для перетворення параметрів руху після гідродвигуна (останньої ланки гідропередачі).

Якщо ж номінальні частоти обертання насоса і первинного двигуна співпадають, то необхідність у механічній трансмісії відпадає. Немає також необхідності в механічній трансмісії на ділянці трансмісії гідродвигун-робочий орган, якщо швидкості їх руху співпадають.

У більшості машин застосовують об'ємний (статичний) гідропривод. У ньому використовується статичний тиск (енергія) робочої рідини, яка нагнітається насосами і практично не стискається навіть при високих тисках.

5. ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ

(двигуни внутрішнього згоряння-компресор-пневматичний двигун)

Пневматичний привод за конструкцією близький до гідравлічного. У ньому механічна енергія силової установки перетворюється в енергію руху стиснутого повітря ($p = 0,5 \dots 0,8$ МПа), а вона – в свою чергу в рух виконавчого механізму.

Пневматичний привод використовують у приводах пневмомолотів, вібраторів і інших машин, а також у системах управління машинами.

Їх переваги: 1) плавне включення і гальмування механізмів; 2) надійність і простота обслуговування; 3) мала чутливість до динамічних навантажень; 4) здатність витримувати перевантаження (включно стопоріння).

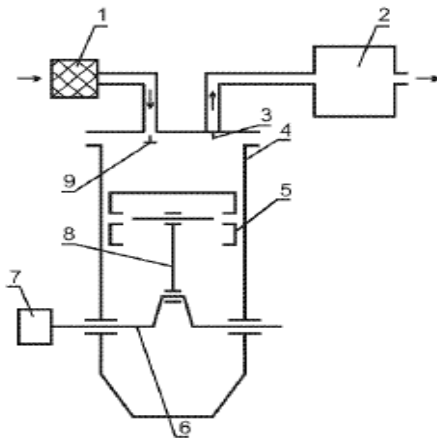


Рис. 5.1. Схема поршневого компресора одноступеневого стискування

Недоліки: 1) невелика питома потужність; 2) складність точного регулювання (внаслідок значної стисливості повітря); 3) низький ККД; 4) значний шум при роботі.

Основними агрегатами пневматичних приводів є компресори, повітрозбірники (ресивери), пневматичні двигуни, сполучні повітропроводи, регулятори тиску і запобіжні клапани, повітряні фільтри і маслотовологовіддільники.

Компресори призначені для стискання повітря. Їх приводять у рух двигунами внутрішнього згоряння або електродвигунами. Двигун внутрішнього згоряння, компресор та система повітряпідготовки утворюють переносну або пересувну компресорну установку (станцію).

За принципом дії компресори поділяють на поршневі, ротаційні, турбінні, діафрагмові і гвинтові. Всмоктування повітря, його стискання і нагнітання в ресивер здійснюється за рахунок руху витискувачів (поршнів, пластин, зубів шестерень, діафрагм, гвинтів).

Конструкція поршневого компресора (рис. 5.1) представляє собою циліндр 4, у якому переміщається поршень 5. Зворотно-поступальний рух поршня забезпечується шатуном 8 і колінчастим валом 6, приведеним у рух від двигуна 7. На кришці циліндра встановлені підпружинені автоматично

діючі клапани: всмоктувальний 9 і нагнітальний 3. При русі поршня вниз у циліндрі створюється розрідження, внаслідок чого автоматично відкривається клапан 9, і в робочу камеру з атмосфери через фільтр 1 всмоктується повітря. При русі поршня вгору клапан 9 закривається, і повітря в циліндрі стискається.

Коли тиск повітря в робочій камері досягає певного значення (зазвичай 0,8 МПа), відкривається клапан 3 і повітря виштовхується з циліндра в повітрозбірник 2. За один оберт колінчастого вала відбувається повний цикл роботи компресора: всмоктування повітря, його стискання і нагнітання.

Поршневі компресори бувають одно- і багатоциліндровими з одно- і багатоступінчастим стисканням $[\eta_{осс}=(1,1\dots1,15)\cdot\eta_{бсс}]$. У двоступінчастому компресорі стискання відбувається спочатку до 0,2–0,25 МПа, потім до 0,4–0,8 МПа.

Повітрозбірник (ресивер) призначений для накопичення стисненого робочого повітря, зменшення пульсації тиску в нагнітальній пневмолінії, а також для охолодження і очищення повітря від води та масла.

Пневматичні двигуни призначені для перетворення енергії стисненого повітря в зворотно-поступальний або обертальний рух вихідної ланки. Вони підрозділяються на пневмомотори і пневмоциліндри. Конструктивно вони схожі на гідромотори і гідроциліндри. Але пневмоциліндри значно більші за розмірами, ніж гідроциліндри. Пневмоапарати (пневморозподільники, запобіжні, редуційні, зворотні клапани, пневмодроселі) призначені для зміни напрямку руху робочого повітря до пневмодвигунів, зміни або стабілізації (підтримка на постійному заданому рівні) витрати і тиску в пневматичному приводі.

6. ТРАНСМІСІЇ МАШИН

6.1. Визначення і властивості трансмісій

Трансмісією називають систему пристроїв призначену для передачі руху від джерела енергії (силової установки) до споживачів: механізмів і робочих органів машини, що супроводжується процесом перетворення енергії – механічної в енергію, наприклад, стисненого повітря і навпаки [10]. Трансмісія дозволяє змінювати за величиною і напрямом швидкості, що розвиваються силовою установкою, крутні моменти і зусилля. Будь-яка трансмісія є розімкненою системою, що має вхід і вихід. Вхід сполучений з силовою установкою, вихід – з виконавчим механізмом робочого органа. Ефективність роботи будь-якої трансмісії, її здатність перетворювати швидкісні і силові показники двигуна характеризуються декількома параметрами, які зв'язують її вхідні і вихідні характеристики (потужності $N_{вх}$ і $N_{вих}$, крутні моменти $M_{вх}$ і $M_{вих}$, кутові швидкості $\omega_{вх}$ і $\omega_{вих}$ або частоти обертання $n_{вх}$ і $n_{вих}$).

Важливою властивістю трансмісії є ступінь її прозорості (здатність передавати коливання зовнішнього навантаження силовій установці). У прозорих трансмісіях будь-які коливання зовнішнього навантаження передаються силовій установці, що ускладнює режим її роботи і зменшує ефективність машини або механізму. Тому для запобігання перевантажень силової установки застосовують трансмісії з меншим ступенем прозорості.

Відомо, що основними базовими машинами більшості сучасних будівельних машин є трактори і машинно-транспортні агрегати. Конструкції і види їх трансмісій є найкращим і більш всеохоплюючим прикладом пристроїв, призначених для передачі та перетворення енергії від її джерела до споживача (або споживачам) в зручному для них вигляді. Тому надалі, найбільш важливі їх характеристики і конструктивні особливості представлені в основному з застосуванням прикладів сучасних тракторних трансмісій (у першу чергу механічних).

6.2. Класифікація, структура та вимоги до трансмісій

Трансмісія в цілому представляє собою комплекс пристроїв для передачі і перетворення енергії від її джерела до споживача (або споживачів).

На тракторі або машинно-транспортному агрегаті може бути кілька споживачів енергії двигуна. В першу чергу, це приводні колеса рушія, що забезпечують рух машини з різними необхідними швидкостями і силами тяги. По-друге, вали відбору потужності (ВВП) на привод робочих органів, що агрегатуються з трактором або для його роботи в стаціонарному режимі. По-третє, на повний привод насосів гідравлічних трансмісій і систем навісних машин-знарядь.

Сучасні тракторні трансмісії у першу чергу класифікуються за способом зміни їх передавальних чисел. Вони *бувають безступінчасті, ступінчасті і*

комбіновані.

Безступінчасті трансмісії дозволяють у заданому інтервалі передавальних чисел мати будь-яке їх значення, внаслідок чого робота машино-тракторного агрегату завжди може виконуватися з найбільшими продуктивністю і економічністю.

Ступінчасті трансмісії мають певні інтервали (ступені) передавальних чисел у межах яких робота машино-транспортного агрегату достатньо продуктивна й економічна.

Комбіновані (об'єднані) трансмісії забезпечують поєднання інтервалів передач, всередині яких можлива безступінчаста зміна їх передавальних чисел.

По-друге, трансмісії можна класифікувати за способом перетворення крутного моменту: *механічні, гідравлічні, електричні та комбіновані.*

Безступінчасті трансмісії за цією ознакою поділяються на *механічні (фрикційно-тороїдні, клинопасові і імпульсно-інерційні), гідравлічні (гідродинамічні і гідрооб'ємні) і електричні (електромеханічні).*

Трансмісії всіх типів, окрім механічних, мають ділянки, на яких механічна енергія первинної силової установки перетворюється в енергію інших видів, а потім знову в механічну.

Ступінчаста трансмісія за цією ознакою є механічною, в якій перетворення крутного моменту відбувається в шестеренних редукторах, в одному з яких – званому коробкою передач – відбувається зміна передавальних чисел, обмежених числом можливих комбінацій її шестерень.

6.3. Тракторні механічні трансмісії

Для більшості сільськогосподарських і значної частини промислових тракторів застосовують *механічні ступінчасті шестеренні трансмісії*. Це пов'язано з тим, що їх конструкції найбільш відпрацьовані, відносно прості і надійні в роботі, мають достатньо високий ККД, недорогі і зручні в експлуатації, мають порівняно точне дотримання заданих моментів і швидкостей.

Основними їх недоліками є ступеневе регулювання крутних моментів, що досить часто призводить до неефективного використання потужності двигуна; значні втрати енергії в передачах, муфтах і гальмах, складність конструкції і компонування передачі при широкому діапазоні регулювання швидкостей і моментів; істотне збільшення маси (і вартості) при збільшенні відстані від двигуна.

Механічні трансмісії поділяють на редукторні і канатно-блокові (поліспастові).

У *редукторних* трансмісіях основні елементи – це редуктори у поєднанні з різними передачами (зубчастими, карданними, ланцюговими, пасовими та ін.). Вони утворюють коробки передач (швидкостей), роздавальні редуктори, приводні мости та ін. Їх, як правило, використовують

для передачі руху тільки на короткі відстані. Найбільше застосування в трансмісіях машин мають зубчасті передачі, що забезпечують високий ККД, передачу великих потужностей, задані значення передавальних чисел і достатню надійність.

Канатно-блокові (поліспастрові) трансмісії і важільні системи застосовуються при їх відносно великих розмірах (наприклад, на одноківшевих екскаваторах з гнучкою підвіскою). Їх складові частини – це лебідки і поліспасти (системи рухомих і нерухомих блоків, що огинаються канатом).

Механічні трансмісії (передачі) за принципом роботи поділяють на: трансмісії, що передають рух тертям з безпосереднім контактом тіл кочення (фрикційні) і з гнучким зв'язком (пасові); трансмісії (передачі) зачепленням з безпосереднім контактом (зубчасті і черв'ячні) і з гнучким зв'язком (ланцюгові).

Основними елементами механічних трансмісій є муфти зчеплення, що з'єднують окремі елементи; запобіжні муфти, призначені для з'єднання деталей і для обмеження переданих потужностей; коробки передач та розподільні коробки, що призначені для зміни швидкостей, чисел обертів, крутних моментів; реверсні механізми, що змінюють напрямок обертання валів; гальмівні пристрої, вали, мости і ряд інших елементів. У якості окремих вузлів механічних трансмісій у машинах широко застосовують *редуктори, коробки передач (швидкостей), коробки відбору потужності, реверси.*

Приклад кінематичної схеми механічної трансмісії (передачі), що забезпечує роботу декількох механізмів від одного двигуна (одномоторний привод) і має декілька реверсивних пристроїв, з'єднувальних муфт і гальм наведено на рис. 6.1. Через ланцюгову передачу від двигуна машини обертання передається на механізм реверсу, далі через конічні (z_6, z_7, z_{10}) і циліндричні зубчасті колеса ($z_8, z_9, z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{14}, z_{15}$) механізму повороту платформи стріли і системі привода крана в рух. Одночасно рух, через циліндричні зубчасті колеса (z_3, z_4, z_5) передається лебідкам: вантажній, підйому і опускання стріли та іншим механізмам. На рис. 6.2 показані кінематичні схеми механізмів автомобільного крана з дизель-електричним приводом, у яких обертання здійснюється від індивідуальних двигунів (індивідуальний або багатомоторний приводи).

Прикладом застосування суто механічного привода в сучасних будівельних машинах, може бути конструкція драглайна. Одноківшевий екскаватор з канатною (гнучкою) підвіскою робочого органа драглайна має переваги в порівнянні з гідравлічними одноківшевими екскаваторами. Для їх привода характерна розгалужена механічна трансмісія, застосування муфт і гальм складної будови, специфічна кінематика різних видів робочого устаткування. У таких приводах рух від двигуна внутрішнього згорання до робочих механізмів передається ланцюговими, зубчастими і канатними передачами з використанням кулачкових, фрикційних муфт і головної муфти,

яка за конструкцією є також фрикційною (відкритого або закритого типу) і керується машиністом. Вона виконує функцію включення трансмісії, швидкої зупинки усіх механізмів і блокується спеціальним гальмом трансмісії, яке автоматично відключається при виключенні головної муфти.

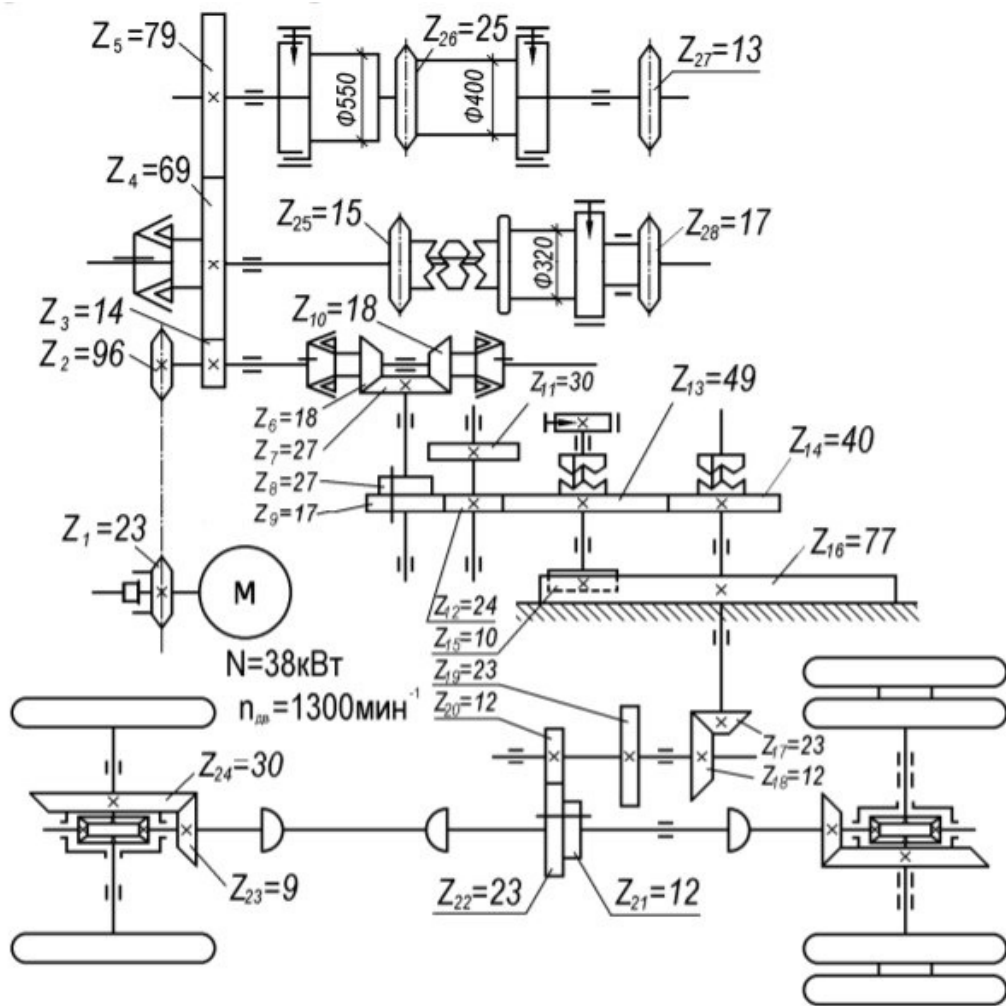


Рис. 6.1. Кінематична схема механізмів автомобільного крана

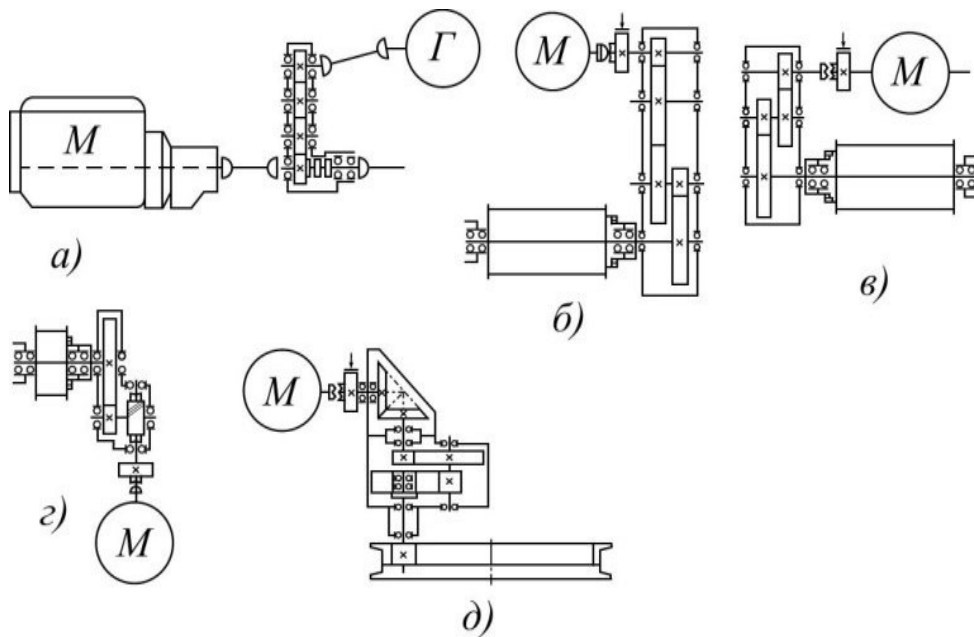


Рис. 6.2. Кінематичні схеми механізмів автомобільного крана з багатомоторним приводом: *а* – привод генератора; *б* – механізм керування щелепами грейфера; *в* – механізм зміни вильоту стріли; *г* – механізм підйому грейфера; *д* – механізм повороту

6.3.1. Коробки передач

Джерелом енергії на більшості сучасних мобільних машинах є тракторні двигуни внутрішнього згоряння з частотою обертання колінчастого вала в середньому близько 2000 хв^{-1} , а швидкості руху самих машин при виконанні різних технологічних операцій лежать в межах $0,05\text{--}11,1 \text{ м/с}$ ($0,2\text{--}40 \text{ км/год}$) [9; 10]. Для існуючих розмірів ведучих коліс (зірочок) тракторів і машино-транспортних агрегатів, що є базовими машинами більшості машин, частоти їх обертання лежать в межах $0,5\text{--}120 \text{ хв}^{-1}$ [9; 10]. Зрозуміло, що перепад частот обертання валів між джерелом енергії (двигуном внутрішнього згоряння) і його головним споживачем (ведучими колесами) занадто великий. Сучасні двигуни внутрішнього згоряння не забезпечують можливість регулювання своєї частоти обертання в необхідних межах у залежності від навантажень при прийнятних енергетичних показниках [9; 10]. Тому, між двигуном і ведучими колесами трактора (машино-транспортного агрегату) встановлюють зазвичай проміжні *перетворювачі частот обертання з постійними і змінними передавальними числами*. Під передавальним числом перетворювача розуміється відношення частоти обертання або кутової швидкості ведучого до частоти обертання або кутової швидкості веденого. Пропорційно передавальним числам перетворювачів змінюється і величина переданого крутного моменту від двигуна до ведучих коліс трактора. Чим більше передавальне число

трансмисії, тим більший крутний момент на ведучих колесах трактора, тим більше його тягове зусилля, але тим менша швидкість його руху. Разом з тим відомо, що постійне передавальне число трансмісії практично будь-якого машинно-транспортного агрегату не забезпечує його ефективну роботу. Це пояснюється, як уже зазначалося тим, що тракторні двигуни мають дуже обмежений діапазон зміни крутного моменту при зміні частоти обертання його колінчастого вала. При цьому продуктивна і економічна робота машино-транспортного агрегату буде мати місце тільки для обмеженого діапазону сил тяги і швидкості його руху. Внаслідок цього в трансмісії практично кожного машинно-транспортного агрегата завжди встановлюється спеціальний пристрій – коробка передач, що має конструктивну можливість змінювати своє передавальне число, тим самим забезпечуючи можливість роботи машино-транспортного агрегата в широкому тяговому і швидкісному режимах з більш високим ККД, продуктивно і економічно. Крім цього коробка передач забезпечує рух машини заднім ходом і її стоянку на місці з працюючим двигуном для передачі енергії машинам-знаряддям, що працюють стаціонарно.

Коробки передач, так само як і редуктори, широко застосовують в якості окремих вузлів механічних передач у мобільних машинах.

Коробка передач – це механізм, виконаний, як правило, в окремому корпусі. Вона служить для ступінчастої зміни передавального числа, яке змінюється шляхом перемикання зубчастих передач. За числом елементів управління, що включаються в роботу на кожній ступені зміни швидкості вихідної ланки розрізняють коробки передач з одним, двома і більше елементами, що включаються в роботу на кожній ступені зміни швидкості.

Коробки передач окрім основного призначення – ступінчастої зміни швидкості веденої ланки, часто служать механізмами реверсу, в яких здійснюється зміна напрямку веденої ланки на зворотне по відношенню до ведучої ланки, а також коробка передач забезпечує стоянку машино-транспортного агрегату на місці з включеним двигуном для передачі енергії машинам-знаряддям, що працюють стаціонарно.

6.3.2. Спеціальні роздавальні коробки передач

Окрім коробок передач у механізмах трансмісії часто встановлюють також *спеціальні роздавальні коробки*, які зазвичай за допомогою зубчастих передач здійснюють розгалуження привода руху на окремі робочі механізми.

6.3.3. Ступінчасті зубчасті передачі

На тракторах потужністю до 120 кВт, які є базовими більшості мобільних машин, найчастіше застосовують ступінчасті зубчасті трансмісії (рис. 6.3). Їх конструкція найбільш відпрацьована, вони відносно прості і надійні в роботі, мають досить високий ККД, низьку вартість і зручні в експлуатації. У той же час ступінчасте регулювання крутних моментів, призводить до малоефективного використання потужності двигуна.

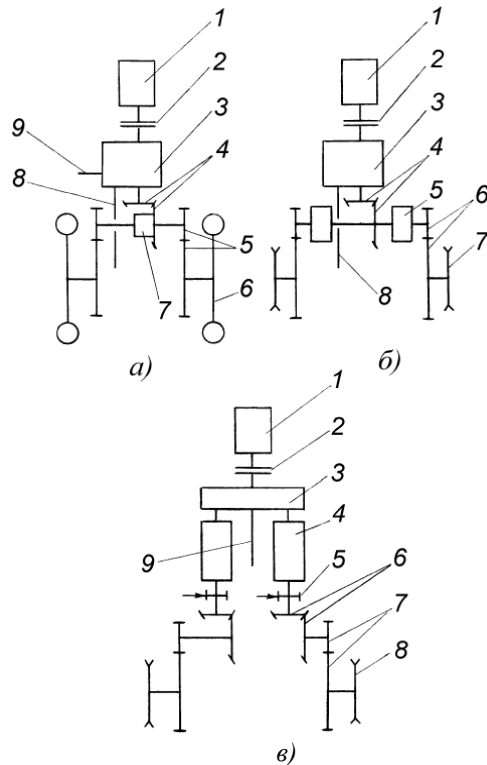


Рис. 6.3. Принципові структурні кінематичні схеми ступінчастих трансмісій:
а – традиційної трансмісії типового колісного трактора із задніми приводними колесами; *б* – гусеничного трактора; *в* – трансмісія гусеничного трактора з поділом потоку потужності перед коробкою передач (на схемах – *а* і *б* перші чотири позиції однакові)

Ступінчасті зубчасті трансмісії виконуються за двома силовими схемами.

За першою традиційною схемою (рис. 6.3, *а* і *б*) потужність двигуна на ведучі колеса трактора розділяється після коробки передач, що обумовлює наявність однієї центральної передачі, яка розміщується, як правило, в корпусі заднього моста трактора (гусеничного або колісного – із задніми ведучими колесами). Така схема відносно проста, добре компонується, забезпечує достатньо високий ККД і має прийнятний показник матеріаломісткості.

За другою кінематичною схемою трансмісії потужність від двигуна поділяється перед коробкою передач або в ній (рис. 6.3, *в*), що зумовлює наявність двох центральних передач. Позитивною якістю цієї схеми є менше силове навантаження деталей коробки передач і центральної передачі, можливість зменшення розмірів механізмів повороту гусеничного трактора, установка їх на менш навантаженій частині трансмісії до центральної передачі. Особливістю цієї схеми є неможливість чіткого розмежування

функцій коробки передач і механізму повороту та виконання одним агрегатом сумісних функцій. Такі трансмісії встановлюються тільки на гусеничних тракторах.

У пневмоколісних тракторах потужність двигуна, що передається на його ведучі колеса, розділяється після коробки передач (рис. 6.3, *a*). Це обумовлює наявність однієї центральної передачі, що розміщується, як правило, в корпусі тягового моста трактора.

Така схема відносно проста, добре компонується, має високий ККД, а також низькі показники матеріаломісткості і високу ремонтпридатність.

На рис. 6.3 показані принципові структурні кінематичні схеми ступінчастих (механічних) тракторних трансмісій, де джерелом енергії є двигун внутрішнього згоряння 1, з колінчастого вала якого неподілений потік потужності надходить у перший агрегат трансмісії – зчеплення 2. Зчеплення служить для з'єднання трансмісії з двигуном та від'єднання її від нього. Після зчеплення потік потужності надходить в коробку передач 3 – редуктор, в якому здійснюється ступенева зміна підведеного крутного моменту за рахунок різного поєднання працюючих шестерень, що забезпечує необхідні передавальні числа. Як правило, тракторна коробка передач є знижувальним редуктором, хоча в ній може бути пряма і підвищена транспортні передачі.

Пара кінчних шестерень 4 утворюють центральну передачу, що сполучає коробку передач з поперечними валами заднього ведучого моста трактора (рис. 6.3, *a* і *b*). Коробка передач розділяє потік потужності на два самостійних потоки до бортів трактора і є понижувальним редуктором з постійним передавальним числом.

У колісних тракторів (рис. 6.3, *a*) ведена шестерня центральної передачі зазвичай встановлюється на корпусі диференціала 7 – механізму трансмісії, який з'єднує центральну передачу з ведучими валами кінцевих передач 5. Диференціал дає можливість ведучим колесам 6 (рис. 6.3, *a*) обертатися з різними частотами при повороті трактора або їх русі по нерівностях шляху. Кінцева передача є останнім понижувальним редуктором трансмісії з постійним передавальним числом і в ряді випадків визначає величину дорожнього просвіту (кліренсу) трактора.

Для відбору частини потужності двигуна для сторонніх споживачів, колісні трактори (рис. 6.3, *a*) мають не менше двох валів відбору потужності – заднього 8 і бічного 9.

У гусеничного трактора (рис. 6.3, *b*) розгалужені потоки потужності після центральної передачі 4 спочатку надходять у механізм повороту 5, а потім у кінцеві передачі 6 і приводні зірочки 7. Механізм повороту забезпечує створення різних крутних моментів і частот обертання лівої і правої зірочки 7, за рахунок чого і здійснюється поворот гусеничного трактора. Деякі механізми повороту виконуються і як понижувальні редуктори (планетарні механізми повороту). У гусеничного трактора, як правило, повинно бути не менше одного заднього вала відбору потужності 8 (рис. 6.3, *b*) і 9 (рис. 6.3, *b*).

На рис. 6.3, в приведена принципова структурна схема трансмісії гусеничного трактора з поділом потоку потужності перед коробкою передач. Потік потужності від двигуна внутрішнього згоряння 1 надходить в зчеплення 2 і далі в роздавальний шестеренний редуктор 3, вихідні вали якого є ведучими валами двох паралельних коробок передач 4. Відмінною особливістю цих коробок передач є переключення передач на ходу трактора, без розриву потоку потужності, з застосуванням звичайних фрикційних гідравлічних віджимних муфт. На кінцях вихідних валів коробок передач послідовно встановлені гальма 5 і ведуча конічна шестерня 6 окремої центральної передачі. Гальма 5 і блокувальні муфти коробки передач є одночасно агрегатами механізму повороту гусеничного трактора з даним типом трансмісії. Коробка передач 7 і ведучі колеса 8 аналогічні раніше розглянутим. Вал відбору потужності 9 зазвичай відводиться від роздавального редуктора 3.

Для розширення діапазону регулювання швидкостей і крутних моментів, доводиться ускладнювати трансмісії, що погіршує безвідмовність і ремонтпридатність машини. Крім того, механічні трансмісії повністю прозорі, тобто коливання зовнішнього навантаження практично повністю передаються силовій установці.

Механічні трансмісії широко застосовують в приводах ходового устаткування середніх бульдозерів, автотранспортних засобів і тракторів.

У приводах сучасних мобільних машин все більше поширення мають багатопотокові планетарні хвильові зубчасті передачі (редуктори), які забезпечують менші розміри і масу, а також більший ККД у порівнянні із звичайними зубчастими передачами (з нерухомими осями коліс). Їх застосовують в передачах колісних і гусеничних навантажувачів, скреперів і бульдозерів, траншейних екскаваторів, котків, а також в приводах механізмів повороту і ходу однокішневих екскаваторів.

6.3.4. Планетарні передачі

Планетарні передачі дозволяють отримувати великі передавальні числа при невеликій кількості зубчастих коліс та їх менших габаритних розмірах; легко розгалужувати і об'єднувати потоки потужності; забезпечувати передачу обертального руху від декількох джерел енергії і від одного ведучого вала на кілька ведених валів.

У планетарних передачах зубчасті колеса обертаються не тільки відносно своїх осей, але і відносно центральної осі передачі. Колеса, що здійснюють такий складний рух, називаються сателітами. Центральне колесо, навколо якого обертаються сателіти, називається сонячним, а колесо, всередині якого обертаються сателіти – вінцем, або епіциклом.

Осі сателітів закріплюють на одній ланці, яка називається – водило.

Для визначення співвідношень між швидкостями ланок планетарних передач застосовують плани швидкостей (рис. 6.4).

Побудові плану швидкостей передує визначення колової швидкості

якоїсь основної ланки за заданою частотою її обертання.

Основними називаються ланки, осі яких співпадають з центральною віссю, до цих ланок можуть бути прикладені зовнішні моменти. Для схеми, представленої на рис. 6.4, основними ланками є сонячна шестерня, водило і вінець.

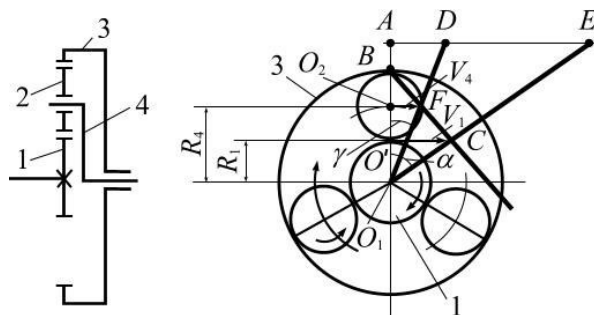


Рис. 6.4. Схема побудови плану швидкостей ланок планетарної передачі з зупиненим вінцем: 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – вінець; 4 – водило

Планетарні передачі поділяють на три групи: прості – сонячне колесо або вінець нерухомі; замкнені – дві з трьох основних ланок зв’язані між собою додатковою замикаючою передачею; диференціальні – рухомі всі три основні ланки.

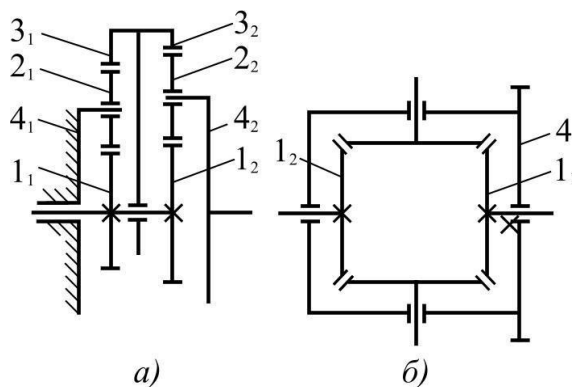


Рис. 6.5. Схеми планетарних передач: а – замкнена; б – диференціальна

Диференціальні передачі (рис. 6.5, б) застосовують для кінематичного зв’язку між трьома валами, при цьому швидкості двох валів можуть змінюватись. Наприклад, автомобільні диференціали забезпечують різні кутові швидкості ведучих коліс при повороті автомобіля і русі його нерівностями дороги.

6.3.5. Хвильові зубчасті передачі

Хвильові зубчасті передачі є різновидом планетарних. Така передача (рис. 6.6) складається з хвильового генератора 1 (води́ла з двома роликами), гнучкого колеса 2 з зовнішніми зубами та жорсткого нерухомого колеса 3 з зубами всередині. Обертаний рух у хвильовій зубчастій передачі здійснюється за рахунок хвильової деформації гнучкого зубчастого колеса 2, виконаного у формі циліндричного стакану.

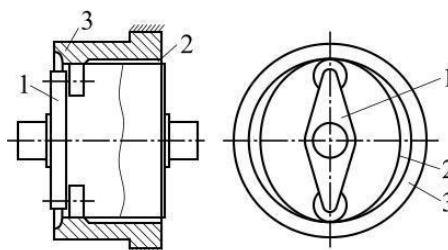


Рис. 6.6. Схема хвильової передачі

Хвильові передачі дозволяють передавати обертання при передавальних числах до 350, а в окремих випадках до декількох тисяч. Велика кількість зубів, що одночасно знаходяться в зачепленні, забезпечують передачу великих зусиль при незначних розмірах елементів передачі. Невеликі швидкості ковзання в зачепленні забезпечують високий ККД і незначне зношення зубів.

Недоліками хвильових передач є складність конструкції та недостатній за сучасними нормами строк служби.

Наведені особливості планетарних передач забезпечили їм широке застосування в приводних пристроях будівельних і дорожніх машин.

6.3.6. Зачеплення

Зчеплення широко використовується на сучасних мобільних машинах у різних механізмах. Його встановлюють між двигуном і коробкою передач, у механізмах повороту, коробках передач, у приводах до валів відбору потужності і т. д. Частіше зчеплення встановлюється безпосередньо на маховику двигуна.

Призначення зчеплення:

- 1) надійна передача крутного моменту від двигуна до трансмісії при роботі машино-транспортного агрегата;
- 2) для короткочасного від'єднання двигуна від трансмісії при перемиканні передач в коробці передач без ударних навантажень;
- 3) для плавного з'єднання нерухомого вхідного вала трансмісії з колінчастим валом двигуна, що обертається спочатку руху трактора і плавного навантаження їх без зупинки двигуна;
- 4) для оберігання трансмісії і двигуна від різких навантажень при зовнішніх змінах режиму роботи трактора;
- 5) для короткочасної зупинки трактора при працюючому двигуні.

За способом передавання крутного моменту розрізняють: фрикційні, гідравлічні та електромагнітні зчеплення.

У фрикційних зчепленнях передача крутного моменту здійснюється за допомогою сил тертя, що виникають між ведучими і веденими елементами.

У гідравлічних – за допомогою динамічного напору потоку робочої рідини на ведені елементи (гідродинамічні муфти) або статичного напору (гідростатичні муфти). Гідродинамічні муфти застосовуються на ряді промислових тракторів.

У електромагнітних зчепленнях передача крутного моменту відбувається за допомогою взаємодії магнітних полів ведучих і ведених частин або застосування магнітного порошку, що замикає магнітний потік між елементами зчеплення. Електромагнітні зчеплення не набули поширення на сучасних тракторах у зв'язку з їх низькою надійністю і великими габаритами.

На сучасних тракторах саме широке поширення отримали фрикційні зчеплення, так як вони в порівнянні з іншими типами зчеплень мають меншу вартість і габарити при більш високій надійності.

6.3.7. Збільшувачі крутного моменту

Якщо машинно-транспортний агрегат працює з коробкою передач без переключення передач на ходу, виникають періодичні підвищення опору його руху, що викликає необхідність зупинки трактора для включення передачі з більшою силою тяги. Все це ускладнює роботу машинно-транспортного агрегата і знижує його продуктивність. Тому на ряді подібних тракторів встановлюють перед коробкою передач окремий агрегат трансмісії – збільшувач крутного моменту, що дозволяє підвищувати маневреність і продуктивність машинно-транспортного агрегата. Він дозволяє, не зупиняючи трактор, збільшити його силу тяги, але при цьому знизити швидкість його руху, як би переходячи на більш низьку передачу. Крім цього збільшувач крутного моменту дозволяє полегшити розгін машинно-транспортного агрегата з місця для подальшого його руху на більш високій передачі, так як початок руху відбувається при надлишку тяги і меншій швидкості. Він знаходить застосування на транспортних роботах трактора, коли вимагається зменшення швидкості руху машинно-транспортного агрегата при переїздах через залізничні колії чи інші епізодичні перешкоди, а також при більш крутих поворотах шляху.

Як правило, збільшувач крутного моменту представляє собою двоступінчастий понижувальний редуктор з прямою передачею, яка є основною при нормальній роботі машинно-транспортного агрегата. Включення понижувальної передачі зазвичай здійснюється на відносно короткий час роботи машинно-транспортного агрегата, необхідний тільки для подолання непередбачених опорів, що виникають при його русі.

Іноді збільшувач крутного моменту використовують як понижувальний редуктор для отримання додаткового ряду знижених швидкостей руху трактора.

У більшості випадків передавальні числа збільшувача крутного моменту

лежать в інтервалі 1,2–1,35, що відповідає межах подолання більшості опорів, які виникають при русі машинно-транспортного агрегата.

6.3.8. Ходозменшувачі

Багато технологій сільськогосподарського, промислового та іншого виробництва, потребують знижених швидкостей машинно-транспортного агрегата, які повинні відповідати технологічному діапазону швидкостей трактора. Проте, звичайна коробка передач часто не в змозі реалізувати необхідні найбільш низькі технологічні швидкості. Так, наприклад, необхідні швидкості деяких машин складають 0,027–0,189 м/с (0,1–0,7 км/год), дощувальних установок – 0,177–0,42 м/с (0,65–1,5 км/год), роторних каналокочачів – 0,027–0,054 м/с (0,1–0,2 км/год) [9; 10]. Для забезпечення таких швидкостей у трансмісію трактора часто включають додатковий агрегат – ходозменшувач: редуктор, який дозволяє отримувати великі передавальні числа.

Ходозменшувач може бути невід’ємним агрегатом трансмісії трактора або додатковим його змінним робочим обладнанням, що встановлюється на вимогу споживача в межах подолання більшості опорів, що виникають при русі машин.

Класифікуються ходозменшувачі за тими ж ознаками, що і коробки передач.

За способом зміни передавального числа вони можуть бути: ступеневими, безступеневими, і комбінованими.

За способом перетворення крутного моменту: механічними, гідравлічними та комбінованими.

Незалежно від загальних вимог, що пред’являються до вузлів та агрегатів трансмісії трактора, ходозменшувачі повинні відповідати двом основним експлуатаційним вимогам: 1) діапазон їх передавальних чисел повинен бути таким, що дозволяє трактору відповідного призначення мати необхідні знижені швидкості руху; 2) мати можливість його монтажу на тракторі без додаткових доробок або пригонки на місцях експлуатації.

Найбільше поширення на тракторах отримали механічні шестеренні ходозменшувачі. Їх перевагами є: високий ККД, відносна простота конструкції, легкість управління і обслуговування. Недолік – обмеженість меж зміни уповільнених швидкостей. Механічні ходозменшувачі класифікуються за

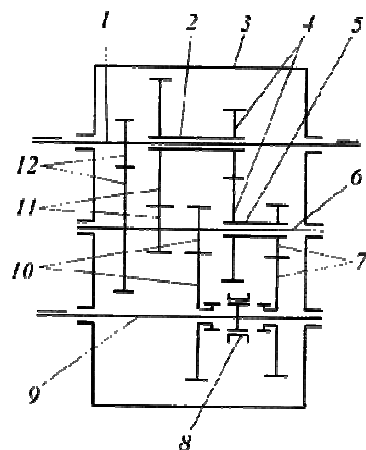


Рис. 6.7. Схема дводіапазонного ходозменшувача з нерухожими осями валів

способом утворення шестеренної передачі. Вони бувають з нерухомими осями валів, планетарні і комбіновані.

Кінематична схема універсального дводіпазонного ходозменшувача з нерухомими осями валів і шестернями постійного зачеплення, що застосовується на промислових тракторах, приведена на рис. 6.7.

Даний ходозменшувач представляє собою редуктор, що складається з ведучого 1, проміжного 6 і веденого 9 валів, на яких встановлені шестерні постійного зачеплення і блоки шестерень, що забезпечують отримання двох передавальних чисел з великим зниженням швидкостей руху трактора. Перший діапазон зниження частоти обертання вала 9 (у 9 разів) здійснюється переміщенням блокувальної зубчастої муфти 8 у ліве положення. Тоді крутний момент від вала 1 через пару шестерень постійного зачеплення 12 передається на вал 6 і далі через пару шестерень постійного зачеплення 10 на вал 9. Другий діапазон зниження частоти обертання вала 9 (приблизно у 28 разів) здійснюється при пересуванні муфти 8 у праве положення.

У цьому випадку крутний момент послідовно передається через шестерні постійного зачеплення 12 і 11, блок шестерень 2, що вільно встановлений на валу 1, шестерні постійного зачеплення 4, блок шестерень 5, що вільно встановлений на валу 6, шестерні постійного зачеплення 7 – на вал 9.

Кінематично подібні ходозменшувачі встановлюються перед коробкою передач або за нею. При цьому вали 9 і 1 ходозменшувача відповідно з'єднуються з первинним і яким-небудь послідовним валом коробки передач з використанням сполучних елементів. Задній шліцьовий хвостовик вала 1 є приводом залежного вала відбору потужності.

Кінематична схема планетарного ходозменшувача, що застосовується на колісних тракторах з поперечно встановленою коробкою передач і механізмом реверсу, показана на рис. 6.8.

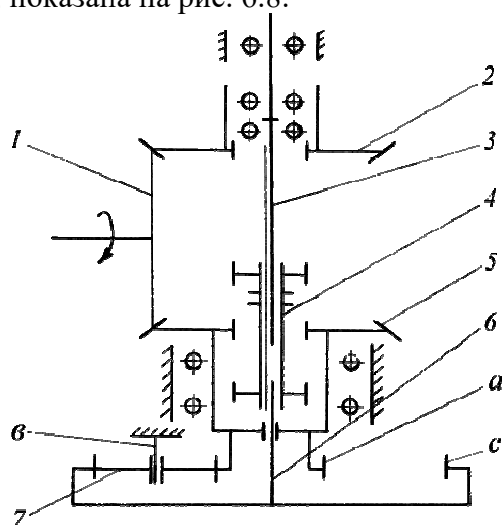


Рис. 6.8. Схема планетарного ходозменшувача, вбудованого в коробку передач з поперечними валами

Ходозменшувач представляє собою редуктор, що складається із планетарного ряду змішаного зачеплення з передавальним числом $i = -k$, встановленого в механізм реверсу. Де k – характеристика планетарного ряду.

Механізм реверсу складається з ведучої конічної шестерні 1, закріпленої на кінці первинного вала коробки передач, і знаходиться в постійному зачепленні з двома веденими конічними шестернями 2 і 5.

Останні за допомогою блокувальної зубчастої муфти 4 можуть замикатися на проміжний вал 3 коробки передач, примушуючи його обертатися в протилежні сторони, змінюючи тим самим напрям руху трактора вперед і назад. Ведуча сонячна шестерня a ходозменшувача з'єднана з шестернею 5 заднього ходу, а його ведений вал 6, за допомогою зубчастої муфти 4 з'єднується з проміжним валом 3 коробки передач. На схемі (рис. 6.7) показано включене положення ходозменшувача. Тут крутний момент від шестерні 1 надходить на шестерню 5 заднього ходу коробки передач, сонячну шестерню a , сателіти 7 на гальмівному водилі b і далі на епіцикл c і вихідний вал 6. Так як сателіти 7 змушують вал 6 обертатися в напрямку, протилежному обертанню вхідного вала ходозменшувача, то тим самим він обертає вал 3 коробки передач у напрямку передньої зниженої швидкості руху трактора. При включенні муфти 4 для руху трактора переднім або заднім ходом на звичайних передачах ходозменшувач вимкнений.

Кращі якості мають об'єднані гідравлічні об'ємні ходозменшувачі, які забезпечують більш широкий діапазон безступінчастого регулювання швидкості машинно-транспортного агрегата, досить просто компонується з існуючими трансмісіями і мають можливість надійно захистити їх від перевантажень. Схема гідромеханічного комбінованого гідравлічного ходозменшувача, працюючого на принципі використання гідронасоса в якості гідрогальма для безступінчастого регулювання передавального числа планетарного редуктора, показана на рис. 6.9.

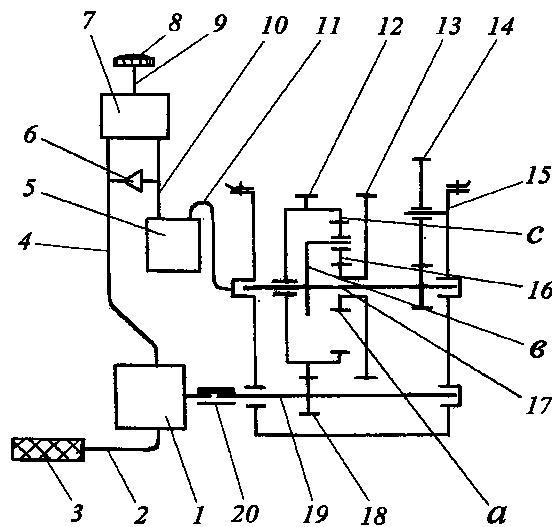


Рис. 6.9. Схема комбінованого гідрооб'ємного ходозменшувача

Гідравлічна частина ходозменшувача складається з шестеренного насоса 1, всмоктувального трубопроводу 2, бака робочої рідини 3, встановленого в корпусі коробки передач, нагнітального трубопроводу 4, фільтра тонкої очистки 5, запобіжного клапана 6, дроселя з регулятором 7, стрижня 9 з регулювальною рукояткою 8, зливного патрубку 10 і гумового шланга 11 для зливу масла в картер 15 ходозменшувача, а також має загальну масляну ванну з коробкою передач.

Основним вузлом ходозменшувача є планетарний ряд, що складається з сонячної шестерні *a*, водила *b* із сателітами 16 і валом 17 з шестернею і епіциклом *c*. Крутний момент до сонячної шестерні *a*, підводиться, від спареної шестерні 13, що знаходиться в постійному зачепленні з проміжною шестернею коробки передач. Передача крутного моменту з ходозменшувача на коробку передач забезпечується вихідною шестернею 14. Насос 1 шліцьовою втулкою 20 з'єднується з ведучим валом 19 і шестернею 18, що знаходиться в постійному зачепленні із зовнішнім зубчастим вінцем 12 епіциклу *c*.

Ходозменшувачі даного типу виконують дві функції: 1) забезпечують знижені діапазони швидкостей; 2) створюють можливість безступінчастої зміни швидкостей трактора в заданому діапазоні.

Перше призначення виконується механічною частиною, друге – спільно гідравлічною та механічною частинами ходозменшувача. При цьому насос 1 використовується як гідрогаальмо, що створює опір обертанню епіциклу за рахунок дроселювання потоку оливи в дроселі 7. При повному перекритті дроселя гідравлічна система ходозменшувача виявляється замкненою і насос 1 провертатися не може. Отже, епіцикл *c* стає нерухомим, а планетарний ряд забезпечує постійну знижену швидкість руху трактора. Відкриття дроселя забезпечує рух робочої рідини через нього і з'являється можливість обертання гідронасоса 1, а отже, і епіциклу *c*. При цьому використовується властивість планетарного редуктора збільшувати його передавальне число пропорційно частоті обертання епіциклу, що веде до безступінчастого зменшення поступальної швидкості трактора. При повністю відкритому дроселі 7 планетарний ряд перетворюється в диференціальний механізм. У результаті крутний момент передається на вихідну шестерню 14, пов'язану з коробкою передач, а швидкість трактора дорівнює нулю. Таким чином, оператор, повертаючи рукоятку 8, безступінчасто встановлює величину зниженої швидкості трактора. Збільшення навантажень у трансмісії при роботі машинно-транспортного агрегата підвищує тиск нагнітання в гідросистемі ходозменшувача. У разі ж виникнення перевантажень спрацьовує запобіжний клапан 6, перепускаючи робочу рідину безпосередньо в картер ходозменшувача і запобігаючи тим самим поломкам деталей трансмісії.

6.3.9. Роздавальні коробки

Призначення роздавальних коробок. Роздавальні коробки

встановлюються на тракторах зі всіма ведучими колесами для розподілу крутного моменту від коробки передач до їх ведучих мостів. Як правило, вони встановлюються ззаду або поруч з коробкою передач, в окремому чи загальному корпусі з останньою. В деяких випадках роздавальні коробки є останнім вихідним редуктором складової коробки передач.

Класифікація роздавальних коробок. Тракторні роздавальні коробки класифікуються за наступними основними ознаками: – за характером розподілу крутного моменту; – за кількістю потоків потужності, що відводяться від неї; – за числом ступенів передавального числа; – за способом включення вихідних валів.

За характером розподілу крутного моменту роздавальні коробки бувають з диференціальним або постійним приводом вихідних валів.

У першому випадку кожен ведучий міст реалізує свою частку крутного моменту в залежності від зчеплення рушіїв з ґрунтом, що виключає виникнення циркуляції паразитної потужності в працюючих мостах.

У другому випадку – можлива циркуляція паразитної потужності при русі дорогами з твердим покриттям при виникненні відмінностей в радіусах кочення ведучих коліс. У тракторах в основному застосовують роздавальні коробки без міжосьових диференціалів.

За кількістю потоків потужності, що відводяться вони бувають одинарні або подвійні. Перші встановлюються на повноприводних тракторах 4К4А – класичної компоновки з парою передніх ведучих коліс малого діаметра і великих задніх. Другі – на повноприводних тракторах 4К4Б – з однаковими діаметрами ведучих коліс.

За кількістю ступенів передавального числа роздавальні коробки бувають одно- або двоступеневі. Двоступеневі застосовуються в тих випадках, коли роздавальна коробка виконується спільно з діапазонним вихідним редуктором складової коробки передач.

За способом включення вихідних валів розрізняють роздавальні коробки постійного і автоматичного включення, а також комбіновані.

Перші, як правило, застосовуються на тракторах 4К4Б. Причому, постійно приводним може бути передній або задній міст, а інший підключається машиністом в залежності від умов роботи машинно-транспортного агрегата.

Автоматичне включення проводиться в приводі до переднього приводного мосту трактора 4К4А залежно від ступеня буксування задніх постійно ведучих коліс. У цьому випадку в приводі використовуються різноманітні муфти вільного ходу або інші автоматизовані системи. Автоматичне включення переднього ведучого моста зазвичай проводиться при збільшенні буксування трактора більш як на 4–6%.

Комбіноване підключення ведучого моста в залежності від положення органів керування може бути автоматичним і з примусовим блокуванням (підключення здійснюється на розсуд машиніста).

Кінематичні схеми і принципи роботи роздавальних коробок.

Кінематична схема найпростішої одинарної роздавальної коробки постійного включення представлена на рис. 6.10, а.

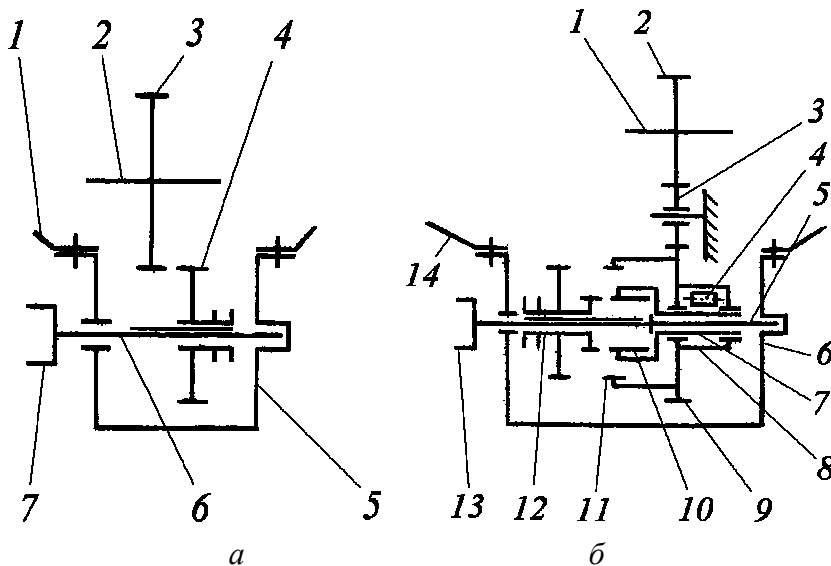


Рис. 6.10. Схеми роздавальних коробок

До корпусу 1 коробки передач кріпиться картер 5 роздавальної коробки з вихідним шліцьовим валом 6. На валу 6 встановлена каретка 4, що вводиться в зачеплення з ведучою шестернею 3 вихідного вала 2 коробки передач. До фланця 7 кріпиться карданний вал переднього приводного моста трактора 4К4А. Більш складна кінематична схема одинарної комбінованої роздавальної коробки представлена на рис. 6.10, б. Всі вузли і агрегати роздавальної коробки встановлені в картері 6, закріпленого збоку корпусу 14 коробки передач. Ведуча шестерня 9 роздавальної коробки приводиться в рух від проміжної шестерні 3, що знаходиться в постійному зачепленні з шестернею 2 вихідного вала 1 коробки передач. Шестерня 9 встановлена на зовнішній обоймі 8 роликів муфти вільного ходу, а її внутрішня обойма 7 вільно встановлена на правому (за рисунком) кінці вихідного вала 5 роздавальної коробки. З лівого боку шестерні 9 і обойми 7 виконані відповідно внутрішні зубчасті вінці 11 і 10. На лівій шліцьовій частині вала 5 встановлено двовінцеву блокувальну муфту 12, показану у вимкненому положенні. Вона призначена для включення і виключення муфти вільного ходу та примусового включення переднього ведучого моста. При її переміщенні праворуч спочатку входить в зачеплення її малий зубчастий вінець з внутрішнім зубчастим вінцем 10, при цьому встановлюється автоматичний режим включення переднього моста через муфту вільного ходу. При подальшому переміщенні муфти 12 праворуч її великий зубчастий вінець з'єднує шестерню 9 з валом 5, блокуючи роботу муфти вільного ходу. На кінці вала 5 встановлено фланець 13 карданного вала переднього моста.

Принцип автоматичного вмикання переднього ведучого моста

заснований на штучному розузгодженні передавальних чисел трансмісії при підводі потужності до ведучих коліс трактора. Передавальні числа підібрані так, що при відсутності буксування задніх ведучих коліс трактора внутрішня обойма 7 муфти вільного ходу, яка приводиться від передніх коліс, що котяться вільно, обертається швидше зовнішньої обойми 8, до якої підводиться потужність від двигуна. Внаслідок цього ролики 4 муфти вільного ходу вільно обертаються, не заклинюючи її обойми і не передаючи потужність від двигуна на передній міст. У результаті збільшення тягового зусилля трактора підвищується буксування задніх коліс, знижуються його швидкість руху і частота обертання обойми 7. При буксуванні 4–6% задніх ведучих коліс частоти обертання обойм 7 і 8 вирівнюються. При більшій пробуксовці коліс зовнішня обойма 8 обертається швидше внутрішньої обойми 7, ролики 4 застряють і муфта вільного ходу обертається як одне ціле, передаючи потужність від двигуна на передній ведучий міст. При зниженні буксування нижче раніше зазначених меж передній міст автоматично відключається і знову стає веденим.

Якщо трактор працює на пухких і вологих ґрунтах, буксування ведучих коліс значне, тому рекомендується працювати з блокованою муфтою вільного ходу, щоб зменшити знос останньої. У деяких подібних конструкціях роздавальних коробок, замість зубчастих блокувальних муфт застосовують багатодискові фрикційні муфти з гідравлічним піджимом.

6.3.10. Ведучі мости

Ведучі мости колісних і гусеничних тракторів представляють собою комплекс механізмів, за допомогою яких крутний момент від коробки передач передається до приводних коліс трактора. Крім цього, в них розміщуються гальма та інші допоміжні механізми залежно від типу та призначення трактора. Основні механізми ведучих мостів:

- 1) центральна (головна) передача;
- 2) кінцеві передачі;
- 3) гальма;
- 4) диференціали (у колісних тракторах) або механізми повороту (у гусеничних тракторах).

При цьому у колісного трактора ведучим може бути задній або передній міст або обидва мости одночасно.

У гусеничного трактора, як правило, ведучим є задній міст. На швидкохідних гусеничних тракторах іноді ведучий міст встановлюють спереду. В більшості випадків корпус задніх мостів є частиною трактора, що сприймає значні навантаження з боку рушія і від сил у зачепленні шестерень всередині самого мосту. Тому однією із суттєвих вимог, що пред'являються до задніх мостів, є висока жорсткість корпусних деталей. Враховуючи це, коробку передач і кінцеву передачу часто виконують у вигляді моноблочної виливки або декількох вузлів, що жорстко з'єднуються корпусами. Вимоги високої жорсткості корпусних деталей поширюються і на передні ведучі

мости колісних тракторів.

6.3.11. Центральні (головні) передачі

Призначення, класифікація та вимоги до центральних передач. Центальною передачею називається агрегат трансмісії, що з'єднує коробку передач з механізмами повороту (для гусеничного трактора) або з диференціалом (для колісного трактора). На тракторах з чотирма ведучими колесами центральні передачі розташовуються в картерах ведучих мостів.

Центральна передача, має передавальне число в межах 3–12 і призначена для збільшення загального передавального числа трансмісії й передачі крутних моментів на вали, розташовані перпендикулярно головній осі трактора.

Крім загальних вимог, що пред'являються до агрегатів трансмісії, центральна передача повинна:

- 1) мати раціональне передавальне число для забезпечення достатньої жорсткості передачі при одночасній компактності і малій металоемності;
- 2) мати достатню жорсткість опор передачі, що забезпечує довговічність її роботи.

Центральні передачі класифікуються за кількістю та видом зубчастих коліс і кількістю передач.

За кількістю зубчастих коліс центральні передачі поділяються на одинарні – з однією парою зубчастих коліс і подвійні – з двома парами зубчастих коліс.

Подвійні центральні передачі на вітчизняних тракторах не застосовуються.

Одинарні центральні передачі за видом зубчастих коліс підрозділяються на конічні – з конічними зубчастими колесами, циліндричні – з циліндричними зубчастими колесами, черв'ячні – з черв'яком і черв'ячним колесом і гіпоїдні – з гіпоїдним зачепленням конічних зубчастих коліс.

Найбільше поширення мають центральні передачі з конічними зубчастими колесами, які можуть бути виконані з прямими, тангенціальними і спіральними (в більшості випадків круговими) зубами. На сучасних тракторах отримали поширення конічні центральні передачі із круговим зубом і середнім нульовим кутom нахилу зубів. Якщо в конічній передачі зі спіральним зубом осі зубчастих коліс не перетинаються, а перехрещуються, то така передача називається гіпоїдною.

За кількістю ступенів центральної передачі розрізняють одноступінчасті центральні передачі з одним передавальним числом і двоступінчасті центральні передачі, які мають дві передачі, що перемикаються, з різними передавальними числами.

Конструкції центральних передач. Конструкція центральної передачі визначається загальною компоновкою трактора з урахуванням його призначення, номінального тягового зусилля і типу рушія.

Одинарні центральні передачі (рис. 6.11) компактні, мають невелику

масу і невисоку вартість.

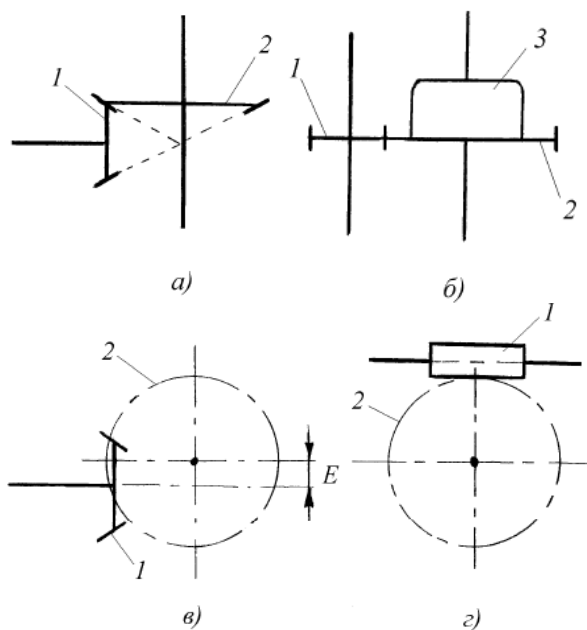


Рис. 6.11. Схеми одинарних центральних передач

На вітчизняних тракторах застосовуються тільки прямозубі циліндричні зубчасті колеса.

Перспективним для тракторів є застосування одинарних центральних гіпоїдних передач (рис. 6.11, в). Гіпоїдна передача представляє собою зачеплення ведучого 1 і веденого 2 конічних зубчастих коліс зі спіральним зубом, осі яких не перетинаються, а перехрещуються. При цьому вісь шестерні 1 зміщена відносно осі колеса 2 на величину гіпоїдного зміщення E . У залежності від вимог компоновки вісь шестерні може бути зміщена відносно осі колеса вгору і вниз. Зазвичай передавальне число гіпоїдних передач $i_{zn} = 3,5 \dots 7$.

Основною перевагою гіпоїдних передач порівняно з конічними із круговим зубом є велика міцність і безшумність у роботі.

ККД гіпоїдної передачі менший, ніж у конічній і становить 0,96–0,97, що пов'язано з наявністю в ній поряд з поперечним, поздовжнього ковзання зубів. Однак наявність ковзання визначає досить високий опір втоми зубів гіпоїдної передачі, так як викришування, стомлювання (пітінг) конічних коліс спостерігається в зоні чистого кочення біля полюса зачеплення. В гіпоїдних передачах чисте кочення відсутнє. Для них характерно ковзання зубів при високому тиску. Тому для забезпечення нормальної роботи гіпоїдної передачі необхідно застосовувати для її змащення спеціальне гіпоїдне мастило, наявність спеціальних присадок в якому перешкоджає руйнуванню масляної плівки в контакті зубів.

6.3.12. Диференціали колісних тракторів

Диференціал – механізм трансмісії, що виконує функцію розподілу підведеного до нього крутного моменту між колесами або мостами і дозволяє обертатися веденим валам, як з однаковими, так і з різними кутовими швидкостями, кінематично пов'язаними між собою. Найчастіше диференціал встановлюють між центральною передачею і ведучими колесами кінцевих передач. Додатково диференціал можуть встановлювати між ведучими мостами трактора. Диференціал не впливає на загальне передавальне число трансмісії трактора. Він забезпечує кочення ведучих коліс трактора без проковзування на поворотах і при русі по нерівному шляху. При відсутності диференціала і жорсткого кінематичного зв'язку ведучих коліс їх обертання супроводжувалося б взаємним ковзанням або буксуванням відносно ґрунту (дорожнього полотна). Виникаюча при цьому паразитна потужність збільшувала б зношування деталей трансмісії, протекторів шин і витрату палива на подолання додаткових опорів руху трактора.

До диференціалів ставляться наступні вимоги:

- 1) розподіл крутних моментів між колесами та мостами в пропорції, що забезпечує найкращі експлуатаційні властивості трактора (максимальну тягу, стійкість і керованість);
- 2) мінімальна маса та габарити, низький рівень шуму і достатня надійність.

6.3.13. Кінцеві передачі

Кінцевою передачею називається агрегат трансмісії, розміщений між ведучими колесами і диференціалом колісного трактора або механізмом повороту гусеничного трактора. Число кінцевих передач трактора залежить від кількості його ведучих коліс.

Кінцеві передачі призначені для збільшення загального передавального числа трансмісії й у ряді випадків для забезпечення потрібного дорожнього просвіту трактора.

Крім загальних вимог до агрегатів трансмісії, до кінцевих передач ставиться ряд спеціальних вимог:

- 1) вони повинні мати підвищену жорсткість картерів. Це пов'язано з тим, що кінцеві передачі навантажені як внутрішніми силами від передачі крутних моментів, так і зовнішніми силами від сили тяжіння трактора, силами тяги і бічних реакцій ґрунту, що передаються через ведучі колеса;
- 2) повинні мати надійні ущільнення вихідного вала, з огляду на близькість ґрунту і можливості його проникнення всередину картера.

6.3.14. Карданні передачі

Карданні передачі служать для компенсації кутових, радіальних і осьових зміщень валів, що з'єднуються, а також вузлів і агрегатів.

Карданною передачею прийнято називати послідовне з'єднання двох і

більше з'єднувальних муфт. Вона включає три основних елемента: з'єднувальні муфти, карданні вали і їх опори.

Карданні передачі застосовуються в трансмісіях тракторів для силового зв'язку агрегатів, вали яких не співвісні або розташовані під кутом. При цьому їх взаємне розташування може змінюватися в процесі руху трактора. Карданні передачі застосовують також для привода додаткового обладнання трактора (валів відбору потужності, приводних шківів та ін.). У ряді випадків зв'язок рульового колеса з рульовим механізмом здійснюється за допомогою карданної передачі.

Карданна передача повинна задовольняти наступним вимогам:

1) передавати крутний момент без створення додаткових навантажень у трансмісії (згинальних, крутних, вібраційних, осьових);

2) передавати крутний момент із забезпеченням рівності кутових швидкостей ведучого і веденого валів незалежно від кута між ними;

3) мати високий ККД;

4) безшумність роботи;

5) висока надійність.

Карданні передачі бувають відкритого і закритого (карданна передача розміщується всередині труби) типів. У сучасних конструкціях тракторів широке поширення отримали карданні передачі відкритого типу.

Властивості карданної передачі багато в чому визначаються конструкцією з'єднувальних муфт.

6.3.15. Гальма

Гальма є одним з механізмів управління: самостійним для колісних тракторів і складовим елементом механізму повороту для гусеничних тракторів.

Гальма в колісному тракторі служать для екстреної зупинки, зменшення швидкості руху, забезпечення крутих поворотів і утримання трактора на спуску або підйомі, в гусеничному тракторі гальма додаткового виконують функцію елемента управління поворотом.

До гальм висуваються такі вимоги:

1) плавність гальмування без екстреного схоплювання;

2) хороший тепловідвід від поверхонь тертя;

3) ефективність дії в динаміці і в статиці;

4) гальмо повинно мати привод механічного типу, що дозволяє фіксувати трактор у загальмованому стані;

5) привод гальм колісного універсального і гусеничного тракторів повинен дозволяти керувати рушієм одного боку трактора і обох сторін одночасно;

6) гальма причепів і напівпричепів повинні забезпечувати їх гальмування на ходу і при від'єднанні причепа від трактора повинні автоматично включатися.

Гальма класифікуються:

- а) за формою поверхонь, що труться – стрічкові, колодкові і дискові.
- б) за родом тертя – сухі і ті, що працюють в маслі (мокри);
- в) за місцем розташування гальма – в трансмісії трактора або безпосередньо в його колесах;
- г) за типом привода гальм – з механічним, гідравлічним або пневматичним приводами;
- д) за призначенням – робочі та стоянкові.

Робочі гальма впливають на гальмівні елементи агрегатів при роботі трактора. До них відносять зупинові і поворотні гальма.

Стоянкові гальма повинні утримувати колісний трактор у стані спокою на сухій дорозі з твердим покриттям з похилом 20° , гусеничний – на похилі 30° , причіп – на похилі 12° .

Дуже часто одне і теж гальмо виконує одночасно функцію робочого і стоянкового гальма. Його використовують, як для утримання трактора на схилах, так і для управління його агрегатами.

Конструкції гальм. У колісних тракторах застосовуються стрічкові, дискові і колодкові гальма, які встановлюють як в трансмісії, так і в ведучих колесах. У гусеничних тракторах застосовуються як стрічкові, так і дискові гальма, які є частиною механізму повороту. При цьому в колісних і в гусеничних тракторах стрічкові і дискові гальма бувають сухі і такі, що працюють в маслі.

Стрічкові гальма найбільше поширені в тракторах, особливо в гусеничних. З великої різноманітності стрічкових гальм у тракторах на практиці поширені чотири основних типи: простий, підсумовуючий, диференційний і плаваючий (рис. 6.12).

Стрічково-колодкові гальма застосовуються в тракторах з важким режимом роботи. Накладки виготовляють у вигляді окремих жорстких колодок, прикріплених до гнучкої сталеві стрічки. Колодки на стрічці кріпляться з постійним або змінним кроком – у відповідності з розподілом тиску уздовж стрічки за залежністю Ейлера. При постійній довжині колодок за рахунок збільшення їх кроку по напрямку від набігаючого кінця стрічки забезпечується вирівнювання зносу колодок і зниження витрати фрикційного матеріалу на 40–0% порівняно з стрічковими гальмами.

У шарнірно-колодкових гальмах щільне прилягання накладок до гальмівного барабану по всьому куту охоплення забезпечується використанням стрічки у вигляді колодок, з'єднаних шарнірами. Шарнірно-колодкові гальма, як правило, працюють в маслі. При використанні стрічкового гальма для роботи в маслі з метою забезпечення заданого гальмівного моменту приходиться сильно затягувати сталеву стрічку, що може привести до її розриву. Для підвищення міцності сталеві стрічки збільшують її товщину, але при цьому погіршується прилягання накладки до гальмівного барабану. З цієї причини в потужних тракторах, де потрібні великі величини гальмівних моментів, стали застосовувати шарнірно-колодкові гальма.

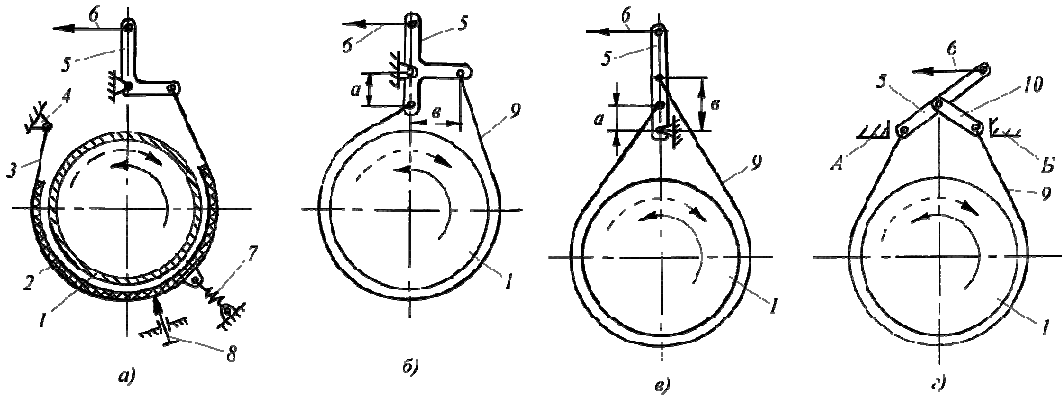


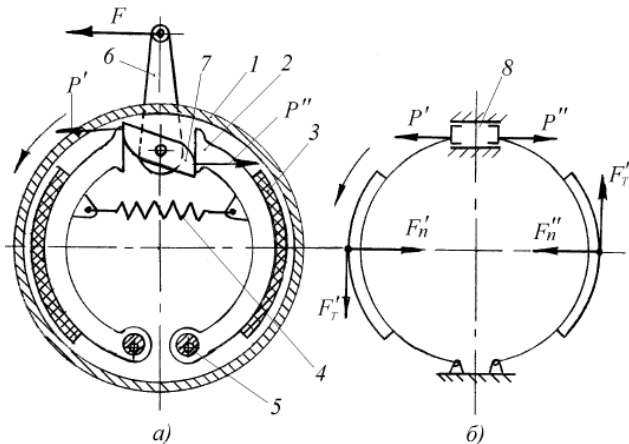
Рис. 6.12. Схеми стрічкових гальм:

- a* – простого; *б* – підсумовуючого; *в* – диференціального; *г* – плаваючого;
 1 – гальмівний барабан (шків); 2 – фрикційна накладка; 3 – стальна гальмівна стрічка; 4 – нерухома опора; 5 – гальмівний важіль; 6 – гальмівна тяга; 7 – відтяжна пружина гальмівної стрічки; 8 – регульований упор відводу стрічки; 9 – гальмівна стальна стрічка в зборі з фрикційною накладкою; 10 – з'єднувальна планка

Колодкові гальма широко використовуються в колісних тракторах. Гальма виконуються тільки сухими, за місцем розташування – в трансмісії трактора або в його колесах. Принципові схеми колодкових гальмах представлені на рис. 6.13.

Дискові гальма широко використовуються як в колісних, так і в гусеничних тракторах. Гальма бувають сухі і мокрі, за місцем розташування – в трансмісії трактора або в його колесах. У сучасних тракторах застосовуються два типи дискових гальм: відкритий однодисковий і закритий, найчастіше двох або багатодисковий.

Схема закритого дискового гальма з серводією, що отримала широке застосування в тракторах представлена на рис. 6.14.



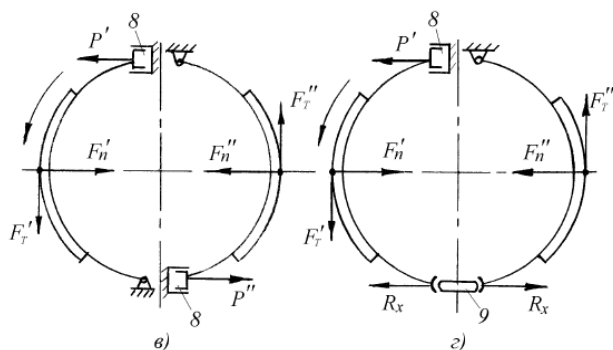


Рис. 6.13. Принципові схеми колодкових гальм:

- a* – з рівними переміщеннями колодок; *б* – з рівними приводними силами і одностороннім розташуванням опор; *в* – з рівними приводними силами і з рознесеними опорами; *г* – з великим сервопідсиленням;
- 1 – гальмівний барабан; 2 – гальмівна колодка; 3 – фрикційна накладка; 4 – віджимна пружина колодок; 5 – вісь кріплення гальмівної колодки (ексцентрикового типу); 6 – гальмівний важіль; 7 – розтискний кулак; 8 – гальмівний циліндр; 9 – рухомий сухарик

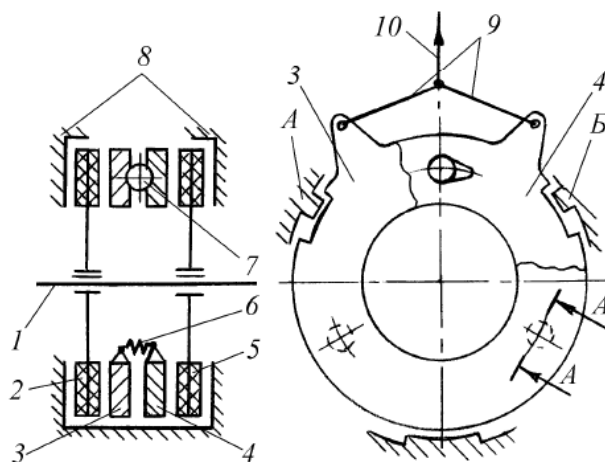


Рис. 6.14. Схема закритого дискового гальма з сервопідсиленням

Дискові гальма відкритого типу. Гальма такого типу набули широке поширення в автомобілях і в останні роки в тракторах малих тягових класів. Вони виконуються тільки сухими.

У сучасних конструкціях тракторів широке застосування отримали дискові гальма, що працюють в оливі (рис. 6.15). Гальмо складається з корпусу 6, пакета дисків тертя (фрикційних дисків з металокерамікою 3 і сталевих дисків 2, поршня 5 для стиснення дисків при включенні гальма, зворотних пружин 1, які переміщують поршень у вихідне положення і забезпечують частоту вимикання гальма, і маточини 4, пов'язаної з

гальмівним валом.

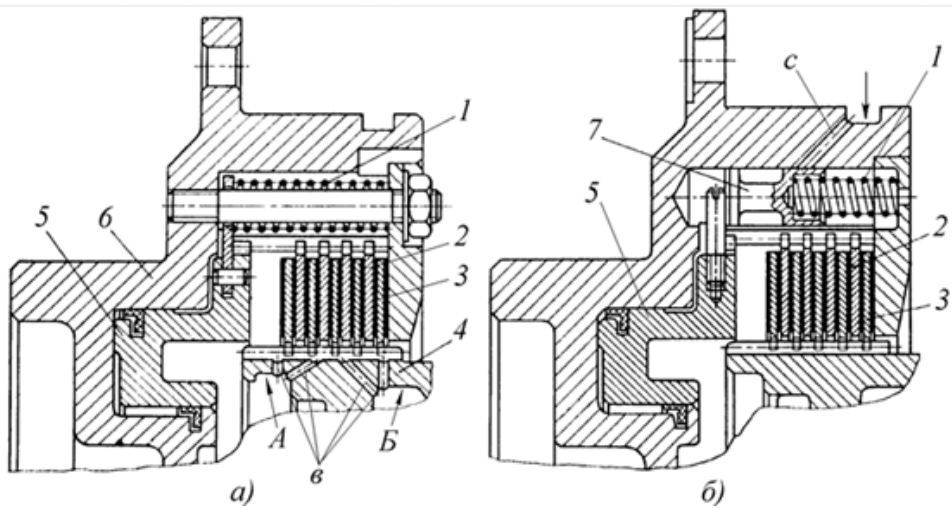


Рис. 6.15. Дискові гальма, що працюють в маслі: 1 – поворотна пружина; 2 – сталевий диск; 3 – фрикційний диск з металокерамікою; 4 – маточина, що обертається; 5 – поршень; 6 – нерухомий корпус гальма; 7 – золотниковий клапан

Дискові гальма, що працюють у маслі, повністю врівноважені, по довговічності перевершують всі інші типи гальм і тому перспективні для застосування в сучасних тракторах. Єдиним їх недоліком є висока вартість.

6.3.16. Основні напрямки вдосконалення механічних трансмісій

Основними резервами вдосконалення механічних передач є підвищення надійності їх елементів, а також використання нових, ефективніших кінематичних схем.

7. ОБ'ЄМНІ ГІДРАВЛІЧНІ ТРАНСМІСІЇ

7.1. Принципи роботи і класифікація

Основою гідропривода є об'ємні гідропередачі. У них робоче зусилля або крутний момент практично не залежать від швидкості руху робочої рідини. У об'ємній гідропередачі мають бути дві основні гідравлічні машини, сполучені між собою трубопроводами: об'ємний гідронасос, що перетворює механічну енергію в поступальний силовий потік гідравлічної енергії, і гідродвигун, який перетворює її в механічну енергію – поступальну (гідроциліндрів) або обертову (гідромоторів).

За характером кола руху робочої рідини об'ємні гідроприводи поділяють на гідроприводи з *незамкненим (відкритим) і замкненим (замкненим) контурами циркуляції робочої рідини*. Гідропривод із незамкненим контуром циркуляції – робоча рідина знаходиться у гідробаку і постійно контактує з атмосферою (рис. 7.1). Гідропривод із замкненим контуром циркуляції – рідина від гідродвигуна одразу повертається у всмоктувальну гідролінію насоса (рис. 7.2).

Типова схема відкритої гідропередачі для привода одного елемента робочого устаткування (стріли, рукояті, ковша) одноківшевого екскаватора представлена на рис. 7.1.

У гідроприводах з незамкненою циркуляцією рідина з відкритого бака надходить до насоса, який нагнітає її в гідродвигун, звідки вона повертається в той же самий бак. У гідроприводах із замкненою циркуляцією робоча рідина від насоса надходить у гідродвигун, а звідти – у всмоктувальний трубопровід насоса.

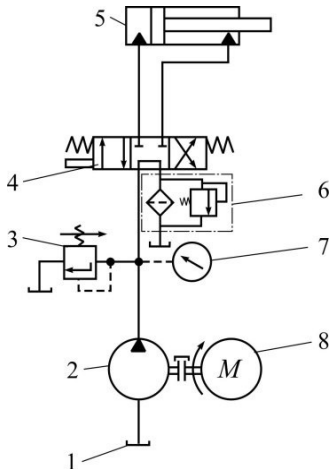


Рис. 7.1. Схема гідропривода з незамкненою циркуляцією (відкрита)

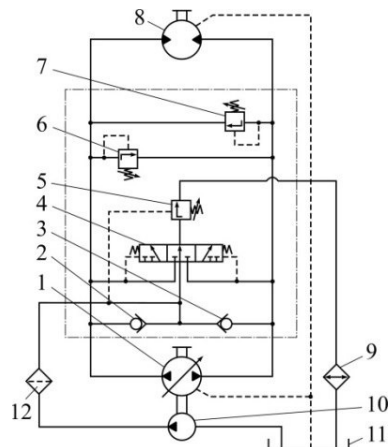


Рис. 7.2. Схема гідропривода із замкненою циркуляцією (замкнута)

На рис. 7.1 приведена схема гідропривода поступальної дії з

незамкненою циркуляцією. Робоча рідина із бака 1 надходить в насос 2, який подає її в гідроциліндр 5, а з нього зливається в бак через фільтр з перепускним клапаном 6. Зміна напрямку руху поршня гідроциліндра 5 здійснюється розподільником 4. Запобіжний клапан 3 виконує функцію захисту гідропривода від перевантаження (недопустимого тиску).

Перевагою незамкнених систем циркуляції є сприятливі умови для охолодження і очищення робочої рідини. Але наявність спеціальних приймальних резервуарів призводить до збільшення маси гідроприводів і їх розмірів та створює умови для окислення рідини, що є недоліками таких систем. Крім того, створення вакууму у всмоктувальній порожнині насоса може спричинити виникнення кавітації і проникнення повітря в гідросистему, що недопустимо. Для запобігання цього прийомний резервуар (бак) розміщують вище насоса, або застосовують допоміжний насос живлення, продуктивність якого складає приблизно 10–15% продуктивності основного насоса.

Зазвичай незамкнена циркуляція рідини застосовується в гідроприводах з одним насосом, двома і більше гідродвигунами, а також в гідроприводах поступального руху.

Гідропривод із замкненою циркуляцією (рис. 7.2) заздалегідь заповнюється робочою рідиною, яка рухається в напрямку насос 1 – гідромотор 8 – насос 1. Для усунення кавітації в магістралі низького тиску внаслідок постійних витоків рідини в насосі і гідромоторі застосовують насос підживлення 10 з невеликим резервуаром 11. При відсутності такого насоса використовують допоміжні баки компенсатори, які розташовують вище насоса 1 і з'єднують з лінією всмоктування через зворотні клапани 2, 3.

При нереверсивному насосі зміна напрямку обертання гідромотора здійснюється розподільником (на рис. 7.2 не показаний). При зупинці гідромотора насос може продовжувати працювати, при цьому рідина проходить через запобіжні клапани 6 або 7.

Гідроприводи із замкненою циркуляцією рідини мають порівняно невеликі розміри, високу плавність роботи, завдяки запобіганню попадання повітря в систему. Вони широко застосовуються в системах автоматичного регулювання.

Суттєвим недоліком гідроприводів із замкненою циркуляцією є швидке нагрівання робочої рідини, що робить неможливою їх тривалу роботу під навантаженням, особливо при великих потужностях. Для цих умов застосовують систему безперервного підживлення гідропривода за допомогою спеціального насоса (поз. 10 рис. 7.2). Тиск підживлення зазвичай задається запобіжним клапаном 5 і підтримується в межах 2–5 МПа.

7.2. Гідромашини об'ємних гідравлічних трансмісій

Сучасні роторні гідромашини мають малі габарити і масу. Їх питома маса досягає 0,1–0,2 кг/кВт, при ККД $\eta = 0,85 \dots 0,90$. Тому вони мають малу

інерцію. Наприклад, махова маса гідродвигуна обертальної дії у декілька разів менша махової маси електродвигуна тієї ж потужності.

Гідромотори можуть бути низько- і високомоментними. Низькомоментні гідромотори є швидкохідними двигунами і характеризуються малими величинами відношень M/n (від 0,06 до 60 Нм/с⁻¹). Відповідно високомоментні гідромотори є тихохідними з великими значеннями M/n , що досягають 1200 Нм/с⁻¹. Якщо $n < 10$ рад/с і $M > 1000$ Нм, то гідродвигун вважається високомоментним (його N/m у 2–5 разів більше, ніж у низькомоментного).

Шестеренні насоси і двигуни виконують із зовнішнім і внутрішнім зачепленням. Їх переваги – простота конструкції і мала вартість. Вони використовуються в тих передачах, де величина ККД не має істотного значення. Вони розвивають подачу до 960 л/хв. при тиску до 21 МПа (односекційні насоси створюють тиск до 10 МПа). ККД не перевищує 0,60–0,75 (найменший з насосів). Шестеренні двигуни використовують в нерегульованих швидкохідних передачах, що не вимагають великого пускового моменту.

Аксіально-поршневі насоси і гідромотори компактні, мають високий ККД, що досягає при значних тисках – 0,95, порівняно малу інерційність і питому потужність до 12 кВт/кг.

Їх недоліки – необхідність ретельної фільтрації робочої рідини і низька довговічність.

Застосовуються в головних і допоміжних приводах одноківшевих і багатоківшевих екскаваторів, скреперах, бульдозерах, грейдерах і інших машинах для земляних робіт. Вони розвивають робочий тиск до 16–18 МПа і більше.

Радіально-поршневі гідромашини використовують для передачі великих крутних моментів при невисокій частоті обертання вала, тому в об'ємних гідроприводах більшості машин радіально-поршневі мотори встановлюють безпосередньо на ведучих колесах.

Обмежене використання таких гідромоторів пояснюється їх малою універсальністю і високою вартістю.

Силкові гідроциліндри – це прості гідродвигуни з поступальним (або поворотним) рухом вихідної ланки, що застосовуються для привода елементів робочого устаткування будівельних і дорожніх машин.

Розрізняють гідроциліндри односторонньої дії, що забезпечують примусовий рух вихідної ланки тільки в одному напрямі, і двосторонньої дії, у яких рухома ланка може примусово переміщатися в протилежних напрямках. Отвори в хвостовику корпусу і голівці штока служать для шарнірного приєднання гідроциліндра за допомогою цапф або пальців, що обертаються у втулках підшипників ковзання. Рухомою ланкою може бути і корпус, і шток. Для компенсації перекосів елементів, що сполучаються з гідроциліндрами, їх встановлюють на сферичних підшипниках.

Головні показники експлуатаційних характеристик гідроциліндрів – їх

внутрішні діаметри і робочі тиски.

До особливостей гідроприводів слід додати ще наступні переваги об'ємних гідропередач: – безступінчасте регулювання крутного моменту в широкому діапазоні і його плавна передача на виконавчий механізм; – велика свобода компоновання трансмісії і порівняльна простота підведення потужності до ходового устаткування і робочих органів машини; – можливість реверсування ходу і регулювання гальмування без додаткових пристроїв; – оберігання двигуна і трансмісії від перевантажень; – легкість і простота управління.

До недоліків об'ємних гідропередач можна віднести наступне: – ККД менший, ніж у механічних трансмісій; – великі габарити при малих значеннях тиску (до 15 МПа) робочої рідини і складності ущільнення при великих значеннях тиску (28–35 МПа); – залежність ККД від температурних умов.

Об'ємні гідропередачі є найпоширенішими в дорожніх, будівельних, підйомно-транспортних машинах.

Сучасні системи автоматичного регулювання їх роботи для підтримки режиму максимальної потужності і оптимальної економічності двигунів внутрішнього згорання забезпечують об'ємним гідропередачам високу конкурентоспроможність.

8. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

У гідродинамічних передачах, на відміну від механічних, немає жорстких зв'язків між джерелом енергії і її споживачем. Їх обов'язковими елементами є гідродинамічні муфти і гідродинамічні трансформатори. Їх розташовують між двигуном і виконавчим механізмом.

Гідродинамічні передачі, не зважаючи на їх відносну складність, набули останнім часом широкого розповсюдження завдяки значному спрощенню процесу керування машинами, більш повному використанню потужності і збільшенню ресурсу роботи приводних двигунів.

Гідродинамічні муфти в порівнянні з фрикційними зчепленнями, що застосовуються в механічних трансмісіях, мають наступні переваги: значно знижують динамічні навантаження в двигуні; не вимагають регулювань при експлуатації; спрощують управління і підвищують прохідність машини. Проте вони не забезпечують «чистоти включення», що утрудняє перемикання передач в механічних коробках передач з розривом потоку потужності, а також знижує на 2–4% ККД трансмісії, оскільки вони завжди працюють з ковзанням. З цієї причини гідродинамічні муфти застосовуються менше в порівнянні з гідротрансформаторами.

Гідродинамічні трансформатори широко застосовують в приводах дорожніх машин, машин для земляних робіт, де зі зміною зовнішніх навантажень слід автоматично змінювати робочі швидкості, а також знижувати динамічні навантаження при стопорінні робочих органів при зустрічі з непереборною перешкодою. Їх недоліками є порівняно низький ККД, що змушує збільшувати потужність силової установки; передача потужності тільки на відстані, обмеження їх габаритними розмірами, а також передача тільки обертового руху.

Гідродинамічні трансформатори в якості коробки передач на мобільних машинах застосовуються менше, оскільки діапазон її силового регулювання відносно малий (коефіцієнт перетворення моменту $K_n < 2,5 \dots 4$). Для його збільшення гідродинамічні трансформатори поєднують з механічними коробками передач. Як правило, гідромеханічною трансмісією вважають систему передач, що містить гідродинамічну і механічну передачі з приводом від двигуна внутрішнього згорання.

Гідродинамічні трансформатори забезпечують швидкий розгін і гальмування, добре гасять крутильні коливання, виконують функції автоматичних безступінчастих коробок швидкостей і погоджують роботу механізмів, що одержують енергію від одного приводного двигуна. Наприклад, на одноківшевому екскаваторі з місткістю ковша 1,0–2,5 м³ замість головної муфти застосований гідротрансформатор, який виконує запобіжні функції. Гідродинамічний трансформатор надійно обмежує навантаження, що передаються від механізмів одноківшевого екскаватора до двигуна. Так, при миттєвій зупинці трансмісії ці навантаження у декілька разів перевищують номінальні.

Усі можливі схеми з'єднань колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння з валом насосного колеса гідродинамічного трансформатора можна розділити на схеми з послідовним і паралельним включенням. При послідовному з'єднанні діапазон регулювання передавальних чисел великий, але ККД передачі – малий. При паралельному з'єднанні ККД передачі збільшується.

У машинах для земляних робіт в основному використовують схему з послідовним включенням. На рис. 8.1 показані поширені структурні схеми з'єднань колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння з валом насосного колеса гідромеханічної трансмісії. Гідромеханічну трансмісію застосовують в основному на потужних колісних і гусеничних машинах у поєднанні з планетарними коробками передач, на промислових тракторах малої і середньої потужності використовують взаємозамінні трансмісії (гідродинамічний трансформатор на механічну ступінчасту коробку передач).

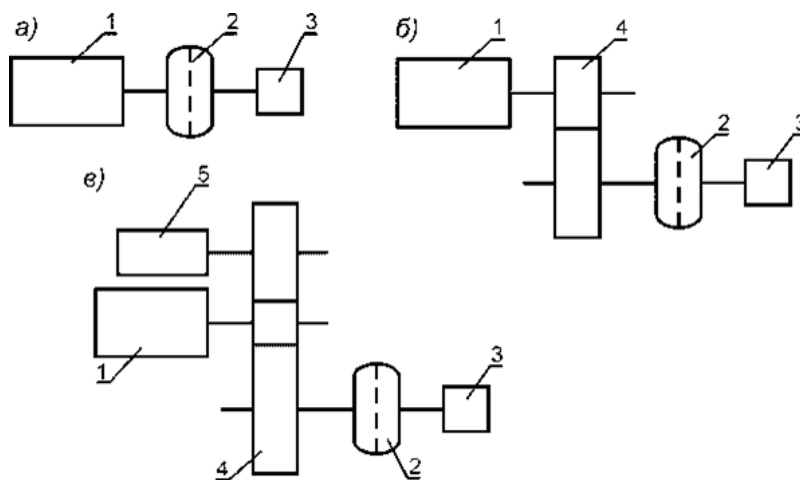


Рис. 8.1. Структурні схеми з'єднань колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння з валом насосного колеса гідромеханічної трансмісії:

a – безпосереднє з'єднання двигуна внутрішнього згоряння і гідродинамічного трансформатора; *б* – безпосереднє з'єднання двигуна внутрішнього згоряння і гідродинамічного трансформатора з відбором потужності на привід допоміжних механізмів; *в* – з'єднання через проміжний редуктор з відбором потужності на привід допоміжних механізмів;

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – гідродинамічний трансформатор;
3 – виконавчий механізм; 4 – редуктор; 5 – допоміжні механізми

Ймовірно, надалі механічні коробки передач на промислових тракторах не зможуть конкурувати з гідромеханічними трансмісіями, особливо на потужних машинах.

Перспективним є застосування на тракторних трансмісіях гідродинамічних муфт, що можуть блокуватись і комплексних гідродинамічних трансформаторів.

9. ЕЛЕКТРИЧНІ ТРАНСМІСІЇ

У електричних трансмісіях крутний момент двигуна передається до виконавчих механізмів, як правило, за допомогою електрогенератора постійного струму, приведеного в дію двигуном внутрішнього згорання. Зворотним перетворювачем струму в механічну енергію у більшості випадків є тяговий електродвигун з послідовним збудженням, що має великий пусковий момент. При роботі під навантаженням такі електродвигуни мають хорошу здатність до саморегулювання: з підвищенням навантаження його крутний момент збільшується, а з пониженням зменшується. Ця здатність електродвигуна забезпечує безступінчасте регулювання параметрів електричної трансмісії. На рис. 9.1 представлена схема привода ходу автомобіля з електричною трансмісією.

Такі трансмісії мають наступні переваги:

- безступінчасте регулювання крутного моменту на ведучих колесах;
- вільний вибір колісної формули машини і простота її загального компонування;
- спрощення механічної частини трансмісії;
- можливість реалізації на мотор-колесі великої потужності.

До недоліків електричної трансмісії слід віднести порівняно низький ККД і велику масу її агрегатів.

Електричні трансмісії поки що мають найменшу сферу застосування. Їх використовують на потужних і надпотужних машинах, зокрема, на промислових тракторах великої потужності (більше 650 кВт) і великовантажних самоскидах.

Електричну трансмісію, що виконує роль коробки передач у поєднанні з іншими агрегатами механічної трансмісії, називають електромеханічною.

Електричні трансмісії виконують за двома принциповими схемами:

а) джерело електричної енергії – генератор, знаходиться безпосередньо на машині і приводиться в дію від двигуна внутрішнього згорання машини. Така схема застосовується на тракторах і самоскидах;

б) джерело електричної енергії знаходиться поза машиною, електрична трансмісія перетворює електроенергію, що надходить ззовні, в механічну енергію електродвигуна (наприклад, в гусеничних кранах). Цю схему можна назвати комбінованою, оскільки для автономної роботи може підключатися двигун внутрішнього згорання, встановлений на машині.

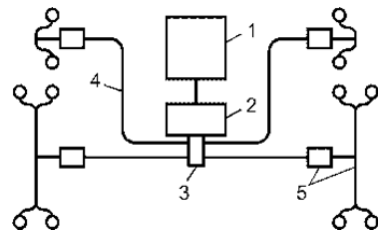


Рис. 9.1. Схема привода ходу кар'єрного самоскида:

- 1 – двигун внутрішнього згорання;
- 2 – електрогенератор;
- 3 – блок управління;
- 4 – електрокабель;
- 5 – мотор-колесо

10. СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ МАШИН

10.1. Загальні відомості

Система управління – це сукупність приладів і пристроїв для управління машиною, що дозволяє контролювати роботу двигуна, механізмів привода, робочого устаткування і впливати на зміну величини і напрямку їх швидкостей, моментів і зусиль.

Система управління включає: 1) пульт управління з органами управління (приладами, педалями, рукоятями, кнопками); 2) систему передач (тяги, важелі, розподільники, золотники, трубопроводи); 3) виконавчі механізми, що включають двигуни, гальма, муфти і ін.

Основними параметрами систем управління є: 1) зусилля, що створюються на виконавчому органі; 2) швидкості руху робочої ланки виконавчого органа; 3) число і тривалість включень в одиницю часу (годинна); 4) швидкість спрацьовування; 5) ККД.

Залежно від цих параметрів підбирають відповідний тип системи управління (зокрема, за конструктивним виконанням, ступенем автоматизації і інше).

Системи управління класифікують за рядом основних ознак: 1) за призначенням розрізняють системи управління двигунами, установкою робочих органів, муфтами і гальмами; 2) за конструктивним виконанням системи управління поділяють на механічні важільні, гідравлічні, пневматичні, електричні і комбіновані (гідромеханічні, електропневматичні); 3) за ступенем автоматизації системи управління підрозділяють на неавтоматизовані (ручні), напівавтоматичні і автоматичні.

У свою чергу, неавтоматизовані (ручні) системи управління можуть бути безпосередньої дії або з підсилювачами (системи з сервоприводом).

10.2. Характеристики, умови використання і принцип дії систем управління

Системи управління безпосередньої дії використовуються, якщо зусилля F і хід переміщення L для руки відповідають наступним межах:

$$1,5 < F < 40 \text{ Н}; 0,12 < L < 0,25 \text{ м},$$

або зусилля F , хід переміщення L і кут повороту α для ноги:

$$1,5 < F < 80 \text{ Н}; 0,12 < L < 0,2 \text{ м}; \alpha < 60^\circ.$$

Передавальні числа i приймають зазвичай в межах:

- для ходу педалі від 24 до 40;

- кутове (для штурвала) від 18 до 24.

Менші значення i застосовують для легких, більші – для важких машин.

Системи управління безпосередньої дії можуть бути механічними (зусилля машиніста передаються виконавчому органа через систему важелів і тяг) і гідравлічними (передача зусиль за допомогою робочої рідини).

Витрати потужності в системах управління безпосередньої дії у

будь-якому разі не повинні перевищувати 40–50 Вт (середні фізичні можливості людини при тривалій роботі).

Особливість силових установок безпосередньої дії полягає в тому, що на їх роботу не витрачається потужність силової установки машини або механізму (витрачається енергія оператора керування).

Системи управління з підсилювачем – машиніст лише включає і вимикає елемент привода системи управління, а для дії на привод застосовують пневматичне, гідравлічне або електричне посилення.

У напівавтоматичних системах автоматизовано управління тільки деякими операціями.

При повній автоматизації роль оператора зводиться до подання сигналів про початок і закінчення роботи, а також до налаштування системи на певну програму управління робочим процесом машини. У будь-якому разі підсилювач є свого роду трансмісією, яка передає частину потужності силової установки для включення виконавчих органів робочого устаткування і механізмів.

Розрізняють і використовують електромагнітні, електронні, електромашинні (для передачі великих потужностей), а також гідравлічні і пневматичні підсилювачі.

Електромагнітні підсилювачі відрізняються простотою конструкції, порівняно малими розмірами, високою стабільністю характеристик і малою вартістю. У них використовується властивість зміни магнітної проникності феромагнітних матеріалів залежно від величини постійного поля, що підмагнічується. Електромагнітні реле клапанного типу з втяжним або поворотним якорем, які працюють як на змінному, так і на постійному струмі, використовують в якості перемикачів в системах автоматики.

Електронні (напівпровідникові) підсилювачі відрізняються довговічністю, малими розмірами і масою, економічністю, миттєвою готовністю до роботи, високим коефіцієнтом посилення, вібраційною і ударною стійкістю, а також здатністю посилення слабких сигналів і великим діапазоном посилюваних частот.

Електромашинні підсилювачі застосовують в якості підсилювачів потужності для управління об'єднаними виконавчими елементами постійного струму.

Прості підсилювачі є системою з допоміжного двигуна і генератора постійного струму з незалежним збудженням. Управління напругою генератора здійснюють зміною струму в обмотці збудження. Перевагою цих підсилювачів є можливість управління великими потужностями, високий коефіцієнт підсилення (до 104) і порівняно мала інерційність.

Гідравлічні і пневматичні підсилювачі застосовують у системах гідро- і пневмоавтоматики. Перевага цих підсилювачів: висока завадостійкість, великий коефіцієнт посилення, можливість управління виконавчими елементами великої потужності. Як правило, ці підсилювачі виготовлені з виконавчими елементами як єдиний механізм.

Механічні підсилювачі на машинах для земляних робіт не використовуються внаслідок їх недосконалості.

Прикладом гідравлічної системи управління безпосередньої дії є поширена схема управління гальмом (рис. 10.1).

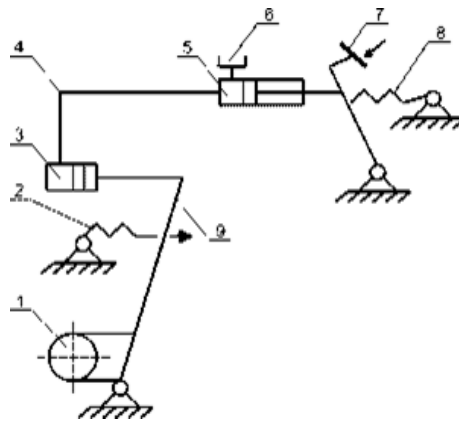


Рис. 10.1. Схема передачі зусилля в гідравлічній системі керування гальмом

При натисканні машиністом на педаль 7 з напірного циліндра 5 по гідролінії 4 робоча рідина витискається в робочий циліндр 3 і переміщує його поршень. Поршень пов'язаний з важелем 9 виконавчого механізму стрічкового гальма 1 (чи муфти). Витоки рідини поповнюються з бачка 6. Система повертається в початкове положення пружинами 2 і 8. Передавальне число цієї системи:

$$i_y = i_2 \cdot i_6,$$

де i_2 , i_6 – передавальні числа гідравлічної і важільної систем.

$i_2 = d^2_3/d^2_5$ – внутрішні діаметри гідроциліндрів, відповідно 3 і 5 (рис. 10.1)

10.3. Вимоги до сучасних систем управління і їх принципові схеми

Системи управління повинні забезпечувати енергозберігаюче регулювання роботи їх механізмів і агрегатів, ефективну і безпечну експлуатацію машин. Крім того, вони мають бути зручними і комфортабельними для машиністів. У сучасних будівельних і дорожніх машинах для їх управління використовують мікроелектронні інтегральні схеми, які є основою мікропроцесорів і мікро-ЕОМ. Мікропроцесор є програмно-керованим пристроєм, який здійснює обробку інформації, що надходить, і управління цим процесом. Бортові мікропроцесорні системи машин забезпечують програмування арифметичних і логічних операцій, а також управління виконавчими пристроями і системою в цілому, включно інформаційне забезпечення (збір, обробку і видачу інформації).

У загальному випадку до складу бортової мікро-ЕОМ входять наступні

елементи: 1) пристрої входу (сигнали від датчиків) і виходу (сигнали управління на виконавчі пристрої); 2) оперативний і постійний запам'ятовуючий пристрої; 3) мікропроцесор і сполучні елементи.

Основою мікропроцесорної системи (рис. 10.2) є модель реального процесу. Вона включає три основні компоненти: 1) модельний стан, що описує реальний процес у часі; 2) функцію модифікації станів, у тому числі перехід від одного модельного стану до іншого на підставі сигналів датчиків; 3) функцію передбачення, тобто встановлення необхідного модельного стану і формування набору машинних команд виконавчим органам.

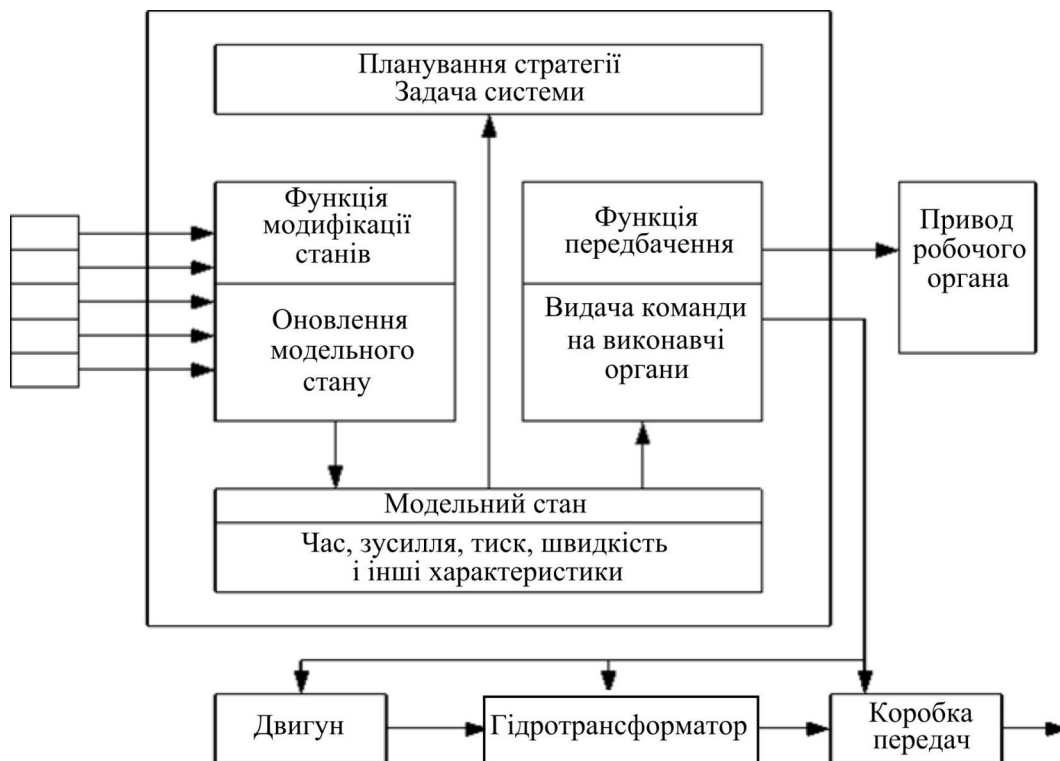


Рис. 10.2. Основні компоненти мікропроцесорної програми управління машинами

Застосування у мобільних машинах мікропроцесорної техніки забезпечує підвищення якості і безпеки виконуваних робіт, а також збільшення продуктивності за рахунок оптимізації режимів роботи машин за критеріями мінімального споживання палива і найменших навантажень на основні вузли, а також за рахунок постійного контролю працездатності вузлів і агрегатів машин шляхом їх автоматичного діагностування. Як правило, сучасні машини мають системи управління, які оснащені пристроями, що надають машиністам (операторам) повну інформацію про роботу вузлів і механізмів. Для цього пульт управління оснащують інформативно-приладовим екраном, на якому вказані найбільш важливі характеристики

машини, у тому числі: число обертів двигуна; кількість годин роботи за добу; відомості про наявність палива у баку; дані про забруднення повітряного фільтра; температура рідини в системі охолодження силової установки.

Управління робочим устаткуванням здійснюється бортовим комп'ютером, який приймає і обробляє вхідні команди, для елементів системи управління і вузлів машини. Для зручності регулювання режимами роботи агрегатів і механізмів важелі управління мають велике число (20 і більше) функцій (без дублювання операцій). Важелі, як правило, оснащують мікроджойстиком, які дозволяють легко реалізовувати необхідні функції. Крім того, широко використовують сенсорні датчики і клавіші. Зі збільшенням потужності машин вважають за краще використовувати електронні системи управління, які забезпечують економний режим експлуатації машин. Зокрема, електрогідравлічні передачі в системі управління екскаваторів забезпечують ряд переваг як в робочому, так і в транспортному режимах. Так, автоматичне гасіння коливань робочого устаткування сприяє зниженню питомих навантажень, підвищенню довговічності металоконструкцій; при пересуванні досягається більш рівномірне переміщення, в тому числі і по нерівній поверхні.

Ефективність управління машинами підвищується за рахунок використання спеціальних датчиків, що реєструють положення і інші характеристики робочого устаткування, внаслідок чого позиція робочих органів знаходиться під постійним контролем машиніста. Таким чином, застосування в системах управління мікропроцесорної техніки і автоматичних пристроїв, а також електрогідравлічних передач значно підвищує ефективність регулювання агрегатів і механізмів машин для забезпечення оптимального режиму експлуатації залежно від навантажень, що діють на них.

Автоматизація управління мобільних машин ведеться за декількома основними напрямками.

По-перше, це управління просторовим положенням робочих органів машин для отримання необхідного профілю і похилу планованої поверхні. Цей напрям забезпечується уніфікованим рядом спеціальних систем автоматики з мікроелектронними блоками управління (автономні, копійні і комбіновані).

Автономні системи забезпечують контроль положення робочих органів відносно вертикалі за допомогою бортових датчиків (як правило, маятникового типу).

У копійних системах датчик, встановлений на одній стороні машини по ходу, контролює положення робочого органа відповідно до заданого профілю: по тросу, променю лазера, точно побудованій смузі дороги або бордюру.

У комбінованих системах необхідний похил робочого органа в поперечній площині забезпечується автономним датчиком, а його висотне положення – по копійному пристрою.

По-друге, це автоматизація найбільш енергоємних технологічних процесів. Для оптимізації і регулювання робочих процесів розроблені різні уніфіковані системи. При цьому зміна тягових і швидкісних характеристик машин дозволяє управляти навантаженням при автоматичному заглибленні і виглибленні робочого органа. Управляючим параметром може бути швидкість машини, частота обертів двигуна або гідротрансформатора, кутове положення тягової рами або штовхаючого бруса. Стабілізація кожного з цих параметрів здійснюється при заданих обмеженнях на інші.

По-третє, це створення на базі лазерної і мікропроцесорної техніки комплексної системи дистанційного програмного або автоматичного керування машинами, а також приладів оперативного контролю якості дорожньо-будівельних матеріалів, що укладаються. Системи управління за допомогою лазерної техніки забезпечують і контролюють необхідні висотні відмітки, поздовжній і поперечний профілі дорожньо-будівельних матеріалів, що розробляються і укладаються, для кожної машини. Для машин, зайнятих будівництвом доріг, розроблені спеціальні комплекти апаратури.

11. НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ СУЧАСНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ МАШИН

Сучасне машинобудування розвивається шляхом зниження споживання енергії, палива, матеріалів і сировини, а також зменшення трудовитрат при виготовленні машинобудівної продукції. Слід зазначити актуальність цих завдань для вітчизняних машинобудівників через дефіцит палива, сировини і матеріалів на нинішньому етапі розвитку економіки, а також із-за збільшених питомих показників енерго- і матеріаломісткості продукції машинобудування в порівнянні з аналогічною продукцією відомих виробників машин.

Розвиток виробництва будівельних машин, у тому числі машин для земляних робіт, здійснюється за декількома основних напрямками: 1) вдосконалення методів і засобів підвищення безпеки експлуатації, ергономічних і економічних характеристик машин; 2) зниження питомих показників енерго- і матеріаломісткості за рахунок застосування нових матеріалів з високими і стабільними фізико-механічними характеристиками (у тому числі високоміцних полімерних композитів), досконаліших силових установок і ресурсозберігаючих технологій; 3) підвищення надійності вузлів і механізмів машин сучасними конструктивними і технологічними методами; 4) вдосконалення систем привода за рахунок використання нових типів передач, вузлів безступінчастого регулювання швидкісних характеристик машин; 5) підвищення універсальності машин малого і середнього типорозміру за рахунок розширення спектру змінного робочого устаткування; 6) розширення діапазону типорозмірів рядів шляхом розробки як малогабаритної техніки потужністю 5–30 кВт, так і машин великої одиничної потужності (500–1500 кВт); 7) підвищення ефективності робочих органів, у тому числі на основі використання нових фізичних і фізико-хімічних ресурсозберігаючих ефектів: електрогідравлічного ефекту, трибоелектрики, явища швидкого оборотного підвищення ефективної в'язкості неводних дисперсних систем у сильних електричних полях, тобто ефекту електроореології, механічної дії на оброблювану речовину феромагнітних часток, що рухаються з великою швидкістю в змінному електромагнітному полі (ефекту вихрового шару), а також ультраструменевої обробки); 8) розширення застосування автоматизованих і роботизованих систем управління на основі сучасних ЕОМ і мікропроцесорної техніки; 9) розширене застосування методів уніфікації, блокового компонування і агрегування, подальша спеціалізація виробництва деталей і конструкцій машин; 10) створення багатофункціональних машин, що мають розширені технологічні можливості.

12. СИЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ МАШИН

12.1. Класифікація і склад силових установок машин

Силові установки мобільних машин відрізняються за типом і кількістю двигунів, що входять до їх складу. В мобільних машинах найбільше застосовуються двигуни внутрішнього згоряння та електричні двигуни.

За кількістю двигунів розрізняють одномоторне і багатомоторне силове обладнання.

Багатомоторний привод може складатися з однотипних двигунів, зазвичай електричних змінного струму, кожен з яких приводить в дію механізм, що забезпечує виконання однієї технологічної операції. Прикладом може служити силове обладнання баштових кранів з автономними електродвигунами, що окремо живляться від мережі змінного струму і приводять в рух незалежно один від одного механізми підймання (опускання) вантажу, зміни вильоту стріли або пересування вантажного візка, повороту стріли з гаком або башти зі стрілою і переміщення крана по рейкових коліях.

Іншим варіантом багатомоторного привода є застосування комбінованого силового обладнання, принциповою схемою структури якого є наявність первинного двигуна (як правило, дизельного або електричного), генератора і вторинних двигунів (зазвичай електричних і в ряді випадків гідравлічних або пневматичних). У залежності від типу первинного і вторинного двигунів комбіноване силове обладнання називають комбінованим електросиловим, дизель-електричним, дизель- або електрогідравлічним, дизель- або електропневматичним.

У комбінованому силовому обладнанні первинний двигун і вторинні відрізняються типом або основними параметрами. В якості первинних застосовують електричні двигуни змінного струму високої напруги, що живляться безпосередньо від мережі (так звані мережеві електродвигуни), або дизельні, рідко бензинові.

Мережеві електродвигуни застосовують для потужних екскаваторів, що працюють в умовах переміщення обмеженою територією (кар'єр) або в лінійному будівництві (копання магістральних каналів). У той же час дизельні первинні двигуни встановлюють, як правило, на стрілові крани, переміщення яких зазвичай не обмежується певною територією.

У якості вторинних двигунів, що приводять безпосередньо в дію механізми машини, застосовують електродвигуни постійного або змінного струму, гідравлічний або пневматичний привод.

Якщо привод багатомоторний, то кожен двигун приводить, як правило, у рух один механізм (індивідуальний привод). У той же час є схеми, у яких один механізм приводиться в рух двома двигунами і навпаки. Наприклад, одноківшевий екскаватор, де механізм повороту кабіни і робочого обладнання здійснюють два електродвигуни і в той же час два механізми

(підйому-опускання ковша і стріли) приводяться в рух від одного двигуна.

У одномоторному і груповому приводах відбір потужності здійснюється за допомогою муфт (кулачкових, фрикційних, гідравлічних та ін.), що приводяться в дію машиністом. При індивідуальному приводі двигуни з'єднуються з механізмами некерованими пружними муфтами.

Виготовлення одномоторного привода дешевше, дозволяє замінити в залежності від умов роботи двигун одного типу іншим (наприклад, дизель електродвигуном). Разом з тим при одномоторному приводі ускладнюється управління окремими механізмами, ускладнюється також кінематична схема машини у зв'язку з наявністю великої кількості керованих муфт і необхідністю застосування редукторів швидкостей і реверсу (для регулювання швидкості і зміни напрямку руху). Це призводить до збільшення маси механізмів, часто до випадкового розподілу потужності, перевантаження окремих механізмів і двигуна. Збільшується зношування передавальних механізмів і ускладнюється їх ремонт.

Багатомоторний привод, особливо з індивідуальними електродвигунами, не має вказаних недоліків, дозволяє регулювати роботу кожного механізму незалежно від інших, представляє великі можливості для автоматизації управління та суміщення окремих рухів, крім того, спрощується керування машиною, її обслуговування та ремонт, збільшується термін служби окремих вузлів і деталей. Разом з тим при багатомоторному приводі зростають встановлена потужність двигунів і вартість машини.

Вибір типу силового обладнання визначається механічним режимом роботи машини і техніко-економічними розрахунками.

Особливі вимоги пред'являють до силового обладнання машин з важкими механічними режимами роботи. Це пояснюється тим, що зазначені машини (однокішшеві екскаватори, бульдозери, кушорізи, потужні крани та ін.) у зв'язку з виникненням великого опору на ріжучій крайці робочого органа або гаку досить часто піддаються дії підвищеного навантаження, що потребує значного крутного моменту на їх робочих валах. Для збільшення крутного моменту при постійній швидкості руху робочого органа (число обертів робочого вала $n=const$) необхідно пропорційно збільшувати потужність двигуна N , що видно з виразу:

$$N = M \cdot \omega,$$

де M і ω – крутний момент і кутова швидкість робочого органа.

Так як в машинах з важкими механічними режимами роботи, максимальні крутні моменти на робочих органах можуть значно перевищувати їх середні значення, вони повинні обладнуватись двигунами з великими запасами потужності. При цьому суттєво зростають вартість машини і витрата енергоресурсів, що призводить до збільшення величини капітальних вкладень і, як наслідок собівартості одиниці продукції. Цим і пояснюється прагнення того, щоби двигуни, які встановлюються на вказаних машинах, мали властивість саморегулювання – мали «м'яку» зовнішню характеристику. Такі двигуни при підвищенні опору руху робочого органа

машини можуть автоматично зменшувати швидкість (число обертів) і за рахунок цього збільшувати крутний момент.

12.2. Двигуни внутрішнього згоряння і їх характеристики

Двигуни внутрішнього згоряння відносяться до групи теплових двигунів в яких хімічна енергія палива, що згоряє в робочих порожнинах циліндрів, перетворюється в механічну енергію.

Двигуни внутрішнього згоряння встановлюють, як правило, на самохідних машинах з одномоторним приводом (екскаваторах, кранах, бульдозерах, навантажувачах та ін.).

Широке застосування цих двигунів на таких машинах пояснюється їх головною перевагою – автономністю, тобто незалежністю від зовнішнього джерела енергії, що збільшує маневреність машини, а також швидкою готовністю до роботи і малою масою. Недоліками двигунів внутрішнього згоряння є: незначні межі їх регулювання за зовнішньою характеристикою, жорсткі вимоги до якості палива, порівняно невеликий моторесурс (3000–4000 год), чутливість до перевантажень, складність експлуатації при низьких температурах, неможливість безпосереднього реверсування.

На будівельних машинах застосовують як дизельні, так і карбюраторні двигуни внутрішнього згоряння. Однак дизельні двигуни застосовуються частіше: вони більш економічні; їх ККД дорівнює 25–37%, тоді як у карбюраторних двигунів він не перевищує 18–25%; витрата палива у дизелів на 40–50% нижчі, ніж у карбюраторних двигунів.

На машинах для земляних робіт застосовують головним чином автомобільні і тракторні дизелі.

Автомобільні дизелі добре пристосовані до змінних режимів роботи, але не можуть тривалий час працювати з максимальною потужністю. При установці їх на машинах для земляних робіт із-за важких умов роботи рекомендується зменшувати (дефорсувати) їх по потужності на 40–50%. Це забезпечує збереження моторесурсу дизеля наближено таким же, як і при установці його на автомобілі.

Тракторні дизелі можуть тривалий час працювати на режимі максимальної потужності і при несталому (змінному) навантаженні. Однак вони мають велику масу і гірше пристосовуються до змінного навантаження.

Сучасні дизелі відрізняються широким діапазоном частот обертання при малій зміні витрати пального. Це дозволяє застосовувати один і той же дизель залежно від режиму роботи машини при різних частотах обертання, що забезпечує різні потужності та ступені форсування.

У приводах машин і різноманітному обладнанні застосовують багатоциліндрові карбюраторні і дизельні двигуни з чотирма, шістьма, вісьмома або дванадцятьма циліндрами.

Основними показниками роботи двигунів внутрішнього згоряння є: потужність і крутний момент на колінчастому валу; годинна і питома витрати

палива, що визначають економічність двигуна; ефективний ККД, який у свою чергу визначає досконалість конструкції двигуна.

Питоною витратою палива називають відношення годинної витрати палива двигуна внутрішнього згоряння до потужності на його колінчастому валу.

Під ефективним ККД розуміють відношення корисної потужності двигуна до витраченої енергії палива.

Дизелі мають більший ефективний ККД (0,35–0,45) у порівнянні з карбюраторними двигунами (0,26–0,32), а також нижчу питому витрату палива – 190–240 г/кВт·год (280–320 г/кВт·год для карбюраторних двигунів). У вихлопних газах дизелів міститься менше токсичних речовин.

Недоліками дизелів є: труднощі їх запуску при низьких температурах, висока чутливість до перевантажень, а також велика маса.

Залежність крутного моменту M на колінчастому валу двигуна від частоти обертання n називають механічною характеристикою двигуна (рис. 12.1). З сімейства швидкісних гілок 1, 2, 3 і т. д. (рис. 12.1) перша, що відповідає максимальній подачі палива в робочі циліндри двигуна, називається зовнішньою, а всі інші, при зменшеній подачі палива – проміжними. Регуляторною гілкою 4 за допомогою спеціального пристрою – регулятора, відсікаються ділянки швидкісних гілок при великих частотах обертання n .

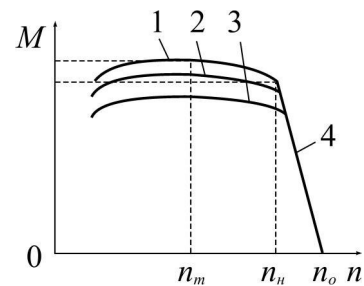


Рис. 12.1. Типові механічні характеристики дизеля

Основними параметрами механічної характеристики дизеля (на зовнішній швидкісній гілці) є: номінальний момент M_n і частота обертання колінчастого вала n_n , максимальний момент M_{max} і відповідна йому частота n_m , а також частота холостого ходу n_o .

Як і для привода в цілому, відношення $K_{пер} = M_{max}/M_n$ називають коефіцієнтом перевантажувальної здатності. Для дизелів зазвичай $K_{пер} = 1,1 \dots 1,15$.

Представлені на рис. 12.1 характеристики не враховують впливу маховика.

З двох поточних параметрів роботи дизеля: моменту на колінчастому валу M і частоти його обертання n , перший однозначно визначається зовнішнім навантаженням, характер зміни якого упродовж часу t залежить від багатьох факторів, насамперед, від опору на робочому органі. При спокійному зовнішньому навантаженні (рис. 12.2, а) його максимальне значення M_{max} незначно відрізняється від середнього $M_{сер}$, що дозволяє дизелю працювати поблизу робочої точки з номінальним моментом M_n , при частоті обертання, близькій до n_n . При цьому корисна потужність буде найбільшою. У разі значного перевищення зовнішніх опорів над середнім

значенням (рис. 12.2, б), щоб уникнути зупинки двигуна, робочу точку на механічній характеристиці дизеля, яка відповідає $M_{ср}$ (див. рис. 12.2), приходиться вибирати нижче номінальної, жертвуючи при цьому ефективним ККД. Поточна робоча точка за моментом буде весь час змінювати своє положення на регуляторній гілці, відповідно до характеру навантаження (див. рис. 12.2, б). При цьому також буде змінюватися частота обертання колінчастого вала в діапазоні $n_n < n < n_0$, який для дизелів становить приблизно $0,1n_n$. За цим показником регуляторну гілку механічної характеристики дизеля вважають жорсткою (діапазон регулювання частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння незначний – всього $0,1n_n$), наслідком чого використання потужності двигуна при зовнішньому навантаженні представлено на рис. 12.2, б є неефективним.

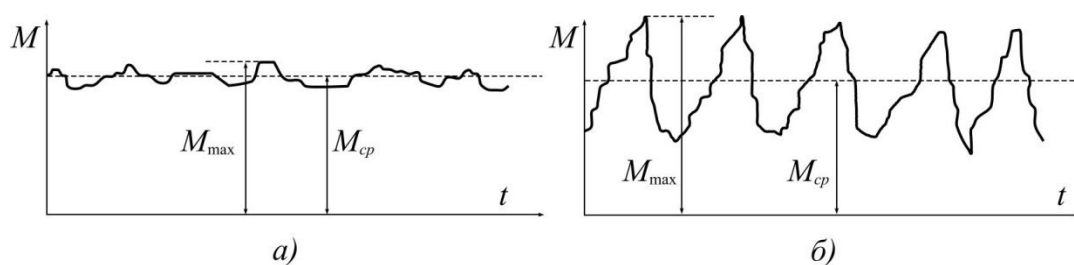


Рис. 12.2. Типові графіки зовнішнього навантаження, приведені до вала двигуна: а – при спокійному (малозмінному) навантаженні; б – при значному коливанні навантаження

Вплив зміни зовнішнього навантаження за часом на характер роботи двигуна буде тим більшим, чим жорсткіша характеристика трансмісії – діапазон регулювання частоти обертання двигуна більший приблизно – $(0,3-0,5)n_n$. Трансмісія, яка є проміжною ланкою між двигуном і робочим органом і яка має в своєму складі податливі ланки, виконує функцію фільтра коливань зовнішнього навантаження при його реактивному впливі на двигун. Приведене до колінчастого вала двигуна зовнішнє навантаження виявляється згладженим порівняно з тим, що є на робочому органі або виконавчому механізмі.

Останнім часом різниця між тракторними двигунами (дизелями) і автомобільними (карбюраторними) двигунами поступово згладжується і виробляється єдиний тип все більш легкого двигуна питомою масою $3,5-4$ кг/кВт, що при важкому режимі роботи працює з меншою потужністю, а при легкому режимі – при більших обертах і потужності, часто з застосуванням наддуву. Все це полегшує розробку і застосування типажу двигунів, уніфікованих за розмірами циліндра.

Для раціонального вибору режимів експлуатації двигуна важливо знати не тільки його зовнішню механічну характеристику, але і характеристики потужності, ККД і витрати пального в залежності від частоти обертання його вала. Ці характеристики знімаються на спеціальних стендах методом

гальмування двигуна при зафіксованих положеннях рейки паливного насоса дизеля, а для карбюраторних двигунів – при повністю відкритій дросельній заслінці. Аналіз цих залежностей двигуна показує, що питома витрата палива зі збільшенням обертів двигуна зменшується до певних значень, після чого вона зростає. ККД, навпаки підвищується до відомих меж, а потім зменшується.

12.3. Газотурбінні силові агрегати

Перспективними є роботи з заміни двигунів внутрішнього згоряння газовими турбінами, питома маса яких становить близько 1 кг/кВт і навіть менше. Перешкодою до їх широкого використання є поки що малий ресурс роботи, який практично не перевищує 1000 годин, і недостатня надійність, а також сильний шум при роботі.

Газотурбіни особливо перспективні в якості первинних джерел енергії – газоелектричних приводів.

12.4. Електричні двигуни

Електродвигуни змінного і постійного струму застосовують на машинах і різноманітному обладнанні, що працюють в умовах різних режимів: легкого, середнього, важкого і дуже важкого. Вони можуть встановлюватися стаціонарно, на машинах і обладнанні з можливістю переміщуватися в межах одного майданчика і на інший, а також в певній зоні (об'єкт, ділянка в кар'єрі, лінійні споруди і т. д.). Крім того, їх застосовують у якості вторинних двигунів у машинах з комбінованим силовим обладнанням.

Найбільше застосування в електричних приводах машин і обладнанні мають асинхронні електродвигуни змінного, трифазного струму: з короткозамкненим ротором потужністю до 10 кВт, які встановлюються, як правило, у допоміжних механізмах і електродвигуни з фазовим ротором з більшою потужністю ($N > 10$ кВт) для основних механізмів підйому (вантажу, ковша), повороту, переміщення та ін. Електродвигуни з фазовим ротором називають також двигунами з контактними кільцями.

Асинхронні електродвигуни, зазвичай живляться від електромережі напругою 220 і 380 В з нормальною частотою 50 Гц. Вони конструктивно прості, дешеві, надійні і зручні в експлуатації, можуть витримувати великі короткочасні перевантаження ($K_n = 1,8...2,2$), добре працюють при частих пусках і гальмуваннях. Основний недолік – висока чутливість до коливань напруги в живильній мережі.

У приводах вантажопідйомних машин для плавної посадки вантажів, наприклад, на монтажі конструкцій, а також для прискореного опускання вантажозахватних пристроїв, застосовують двошвидкісні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором із співвідношенням швидкостей 2:1; 8:3; 3:1; 10:3.

Для привода машин з повторно-короткочасним режимом роботи

(підйомники, крани, екскаватори) застосовують асинхронні кранові електродвигуни з короткозамкненим ротором, що мають більшу, порівняно з звичайними електродвигунами вказаного типу, перевантажувальну здатність:

$$K_{пер} = M_{max} / M_{ном} = 2,5 \dots 3,0.$$

Асинхронні електродвигуни змінного струму з короткозамкненим ротором застосовують також в якості вторинних на автомобільних кранах вантажопідйомністю 5,0–10,0 т і ряді інших машин; зважаючи на те, що при наявності сприятливих умов (робота на складі і ін.) є можливість відключати двигун автомашини і живити вторинні двигуни безпосередньо від мережі змінного струму.

Суттєвим недоліком асинхронних електродвигунів змінного струму з короткозамкненим ротором є відсутність здатності регулювання своєї частоти обертання. Але в сучасних умовах цей недолік може компенсуватися застосуванням спеціальних вбудованих перетворювачів частоти електричного струму (напруги) їх живлення. Проте, це призводить до збільшення їх маси і складності конструкції. Тому, найчастіше такі двигуни використовують тільки для привода лебідок з невеликими зусиллями і допоміжних механізмів.

Крім вказаного недоліку треба відзначити також те, що при пуску таких електродвигунів у електричних ланцюгах їх роторів і статорів проходить великий струм, внаслідок великих значень їх пускових моментів. Це може призвести до перегріву двигуна.

Сучасна практика використання таких електродвигунів передбачає також застосування для їх регулювання окремо встановлених перетворювачів частоти електричного струму (напруги), номенклатура яких вже достатньо широка.

Асинхронні електродвигуни змінного струму з фазовим ротором задовільно працюють при частих пусках і гальмуваннях, вони забезпечують можливість регулювання частоти обертання. Управляються такі електродвигуни вручну контролером або за допомогою магнітних станцій. Для пом'якшення їх зовнішніх характеристик в електричний ланцюг ротора включають регульований опір, наслідком чого є негативні додаткові втрати енергії і збільшуються їх маси.

Для регулювання швидкостей електродвигунів застосовують і інші варіанти, наприклад, систему електропривода з гальмівним генератором постійного струму, вал якого з'єднується з валом двигуна. Їх використовують в одноківшевих екскаваторах малої потужності і виконують взаємозамінними з двигунами внутрішнього згорання.

Електродвигуни постійного струму вважаються найбільш відповідними для приводів машин для земляних робіт з середніми, важкими і дуже важким режимами роботи. Вони забезпечують плавність пуску і гальмування механізмів, мають значну перевантажувальну здатність, економічні, постійно готові до роботи і незалежні від температури експлуатації. Але їх маса (і габарити) в 1,5–2,5 рази більша будь-яких інших силових установок.

Їх використовують також у приводах мотор-колів важких землерийно-транспортних машин (скреперів). Такі електродвигуни застосовують також на великих кранах, земснарядах з важкими і середніми режимами роботи у якості вторинних електродвигунів, що мають «м'яку» зовнішню характеристику.

Порівнюючи електричний привод з двигунами внутрішнього згорання можна зробити наступні висновки. Електричний привод має ряд переваг: простота обслуговування і зручність управління, можливість дистанційного і автоматичного управління, простота і надійність в експлуатації і відносно невеликі витрати на ремонт, постійна готовність до роботи незалежно від температури повітря, відсутність витрат енергії в перервах, можливість реверсування і застосування цих двигунів при індивідуальному приводі.

Основними недоліками є необхідність наявності джерела електроенергії і живильної електричної мережі відповідної напруги, а також значні одноразові витрати на підведення струму. Необхідно врахувати, що наявність на майданчику розгалуженої мережі дротів і шлейфу (гнучкого кабелю) ускладнює пересування самохідних машин майданчиком. Застосування електродвигунів для таких самохідних машин можливе тільки в умовах їх переміщення з обмеженою, і фіксованою трасою (наприклад, баштові крани).

Необхідно враховувати, що маса електродвигунів на одиницю потужності більша маси бензинових двигунів на 40–50% і дизельних – на 15–25%.

12.5. Зовнішні (механічні) характеристики асинхронних електродвигунів

Типова механічна характеристика 3 асинхронного електродвигуна показана на рис. 12.3, де через M і n позначені крутний момент і частота обертання вала двигуна.

Вважається, що двигун працює на природній механічній характеристиці, якщо він включений в мережу з напругою і частотою, що відповідають вказаним в його паспорті, а також якщо в його електричну схему не включені додаткові опори. Інакше отримуємо штучну механічну характеристику.

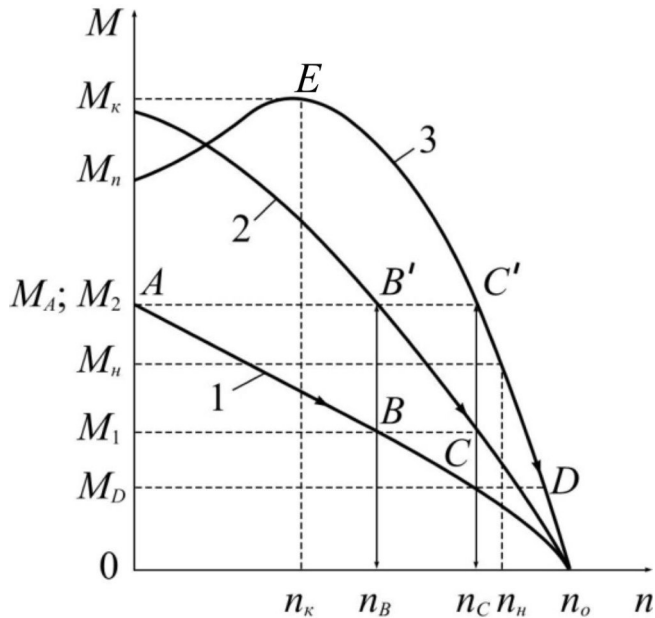


Рис. 12.3. Характеристики асинхронного електродвигуна:
3 – природна; 1, 2 – пускові (реостатні)

Робочою є ділянка механічної характеристики між точками з координатами $(M = 0; n = n_0)$ і $(M = M_k; n = n_k)$ (рис. 12.3). Момент $M = M_n$ і частота обертання $n = n_n$ на цій ділянці є номінальними, такими, що відповідають найбільшому ресурсу двигуна. Перевантажувальна здатність асинхронних двигунів загального призначення визначається відношенням максимального моменту M_k до номінального M_n на природній характеристиці: $K_{пер} = M_k/M_n$ складає 1,7–2,0 (для короткозамкнених двигунів до 2, 4), а для двигунів кранового типу – 2,3–3,0. Частота обертання вала двигуна n на робочій ділянці механічної характеристики 3 (ділянка між точками M_n і E , рис. 12.3) змінюється незначно, у зв'язку з чим природню механічну характеристику асинхронного двигуна можна вважати жорсткою.

Момент M_n для $n = 0$ називають пусковим. Величина відношення значення M_n до значення номінального моменту M_n для короткозамкнених двигунів загального призначення складає 1,0–1,9, а для двигунів кранового типу 2,3–3,0. Для двигунів з фазовим ротором це відношення складає 0,5–1,5, тоді як пусковий струм двигуна перевищує номінальний у 5–7 разів. Для зменшення пускового струму таких двигунів у ланцюг обмотки ротора включають додаткові опори (регульовані реостати). Кожному опору в електричному ланцюзі ротора відповідає своя штучна механічна характеристика, яка також називається реостатною. Так, наприклад, при включенні в електричний ланцюг ротора двох пускових опорів, яким відповідають штучні характеристики 1 і 2 (рис. 12.3), момент при пуску зменшиться на величину різниці $M_k - M_A$. Момент M_A називають моментом відсічення. Після включення двигуна він працюватиме відповідно характеристики 1 (рис. 12.3). При цьому момент зменшиться від M_A

(не обов'язково співпадає з M_2) до M_1 , а частота обертання вала буде збільшуватися від нуля до n_B . Якщо $n = n_B$, опір, що відповідає характеристиці 1 (рис. 12.3), автоматично відключається, внаслідок чого момент збільшиться до значення $M = M_2$ з переходом на реостатну характеристику 2 (рис. 12.3). Електродвигун прискориться до частоти n_C з одночасним зменшенням моменту до $M = M_2$, а після відключення другого опору, двигун перейде на природну характеристику 3 в точці C' з координатами(M_2 ; n_C). Пуск закінчується після виходу на режим, що визначається точкою на природній характеристиці 3, яка відповідає моменту зовнішніх опорів M_D . Маршрут пуску показаний на рис. 12.3 стрілками. Обов'язковою умовою пуску є умова $M_n > M_D$. Інакше вже на першому етапі (ділянка AB) частота $n = n_B$ не буде досягнута і перший опір не буде відключений, і подальша робота буде можлива тільки на штучній характеристиці 2 (рис. 12.3). При необхідності знижують момент M_D , зокрема, шляхом відключення від двигуна трансмісії або виконавчого механізму.

Штучні характеристики, що менш жорсткі в порівнянні з природними, можуть бути також використані в якості робочих, при необхідності плавної зміни швидкості робочих рухів.

Асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором запускаються і працюють тільки на природній характеристиці.

У приводах вантажопідйомних машин для плавної посадки вантажів, наприклад, на монтажі конструкцій, а також для прискореного опускання вантажозахватних пристроїв, застосовують двошвидкісні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором із співвідношенням швидкостей 2:1; 8:3; 3:1; 10:3.

12.6. Електричні двигуни постійного струму

Відомо, що на багатьох машинах з важкими і середніми режимами роботи у якості вторинних застосовують електродвигуни постійного струму. Наприклад, у великих кар'єрних екскаваторах для привода головних механізмів класично застосовуються двигуни постійного струму з незалежним збудженням, що живляться від регульованих генераторів (системи Г-Д) або регульованих статичних тиристорних перетворювачів (система ТП-Д).

З курсу електричних машин відомо, що обмотка збудження двигуна постійного струму у вигляді головних магнітних полюсів розташовується в статорі, на обмотку якоря (ротора) струм надходить через щітки і колектор – апарат, який перетворює постійну електричну рушійну силу (е.р.с.) живильної мережі в змінну електричну рушійну силу обмотки якоря.

Електродвигуни постійного струму забезпечують більшу плавність пуску і гальмування механізмів в порівнянні з електродвигунами змінного струму. На рис. 12.4, *a* представлені механічні характеристики приводів з електродвигуном постійного струму, що працює за системою триобмотковий генератор-двигун. Вони застосовуються, зокрема, на екскаваторах середньої потужності. Форма характеристики може бути змінена відповідним підбором ампер-витків трьох обмоток генератора: незалежної, шунтової і серісної.

На рис. 12.4, б показана механічна характеристика привода постійного струму за системою генератор-двигун з електромашинним підсилювачем, що застосовується на екскаваторах великої потужності. Такі характеристики мають ділянки малої і підвищеної жорсткості, а це дозволяє застосовувати їх, як у приводах робочих органів або виконавчих механізмів, що вимагають плавної зміни швидкостей робочих рухів, так і при стабільній швидкості, незалежно від зміни зовнішнього навантаження.

Регулювання частоти обертання роторів електродвигунів постійного струму можливе трьома способами: зміною опору обмотки якоря, зміною напруги, що підводиться, зміною потоку збудження (струму збудження).

Зміна опору обмотки якоря для регулювання не вигідна, оскільки неекономічна і сильно пом'якшує механічну характеристику.

Регулювання зміною потоку збудження застосовується при малих моментах навантаження.

Момент двигуна прямо пропорційний потоку збудження, а крім того, обрив в ланцюзі збудження може призвести до роботи двигуна в «рознос» за відсутності значного навантаження на валу, оскільки частота обертання електродвигуна обернено пропорційна потоку збудження.

Регулювання частоти обертання зміною живильної напруги вимагає відповідного джерела електроенергії.

Живлення двигунів постійного струму (головних приводів екскаваторів) раніше здійснювалося від генераторів постійного струму (система Г-Д). Це досить надійна і проста в управлінні система електропривода, вона використовується вже багато десятиліть у приводах кар'єрних екскаваторів. У такій системі Г-Д зміна живильної напруги (вихідної напруги генератора) відбувається шляхом зміни струму збудження в незалежній обмотці збудження генератора (наприклад, за допомогою реостата в ланцюзі збудження, або за допомогою силових магнітних підсилювачів). Зниження живильної напруги призводить до зниження частоти обертання двигуна при збереженні робочого моменту і жорсткості робочих характеристик (справедливо для електродвигунів з незалежним і паралельним збудженням).

Для привода генераторів постійного струму використовуються мережеві двигуни. Зазвичай перетворювальний агрегат включає один або декілька мережевих двигунів, які обертають генератори. Кожен генератор забезпечує привод відповідного механізму – привод підйому, натиску (тяги для драглайнів), повороту, ходу, відкриття дна ковша). У перетворювальний агрегат може входити генератор власних потреб, що живить постійним струмом обмотки збудження двигунів і генераторів, а також вентиляторів, гідравлічних насосів і компресорів. В якості мережевих двигунів використовуються потужні асинхронні або синхронні двигуни змінного струму.

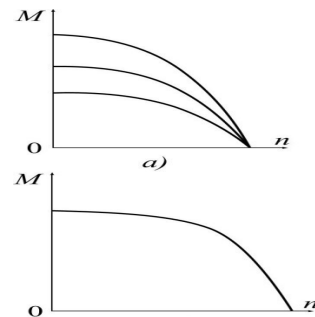


Рис. 12.4. Механічні характеристики приводів з електродвигуном постійного струму

13. ЕЛЕКТРИЧНИЙ ПРИВОД СУЧАСНИХ МАШИН

13.1. Сучасні електричні екскаватори та їх загальна характеристика

Сучасні моделі електричних екскаваторів витрачають на 40% менше енергоресурсів, ніж їх дизельні аналоги. Такі машини працюють практично безшумно, вони екологічні – ніяких шкідливих викидів і зайвої загазованості кар'єра або будівельного майданчика. Ці переваги жодним чином не знижують саму по собі потужність екскаватора – сучасні екскаватори з електричними двигунами, в цілому, працюють так само ефективно, як і екскаватори з двигунами внутрішнього згорання.

Характерним прикладом сучасних електричних екскаваторів є німецький Sennebogen 6180 HD Electro [18]. Двигун у цього екскаватора розвиває потужність близько 450 кВт. Він обладнаний тридцятиметровою щогловою стрілою. Ківш вміщує 4,6 м³ породи. Експлуатаційна маса цього «монстра» – 180 тонн. При цьому він, безумовно, як і усі інші електричні екскаватори, має суттєві, перелічені вище переваги, – економічність і екологічність.

Створення все більш потужних і вдосконалених у технічному плані моделей електричних екскаваторів реальна тенденція сучасної промисловості. При цьому, хоча і класичні дизельні екскаватори продовжують розвиватися і удосконалюватися, ймовірно, в недалекому майбутньому дизельні екскаватори все ж поступляться місцем саме електричним моделям. Так, фахівці відомих машинобудівних компаній, які випускають електричні екскаватори, вказують на те, що їх конструкція простіша і вимагає меншого догляду, ніж у дизельних. Також суттєво знижуються експлуатаційні витрати – приміром, електричні моделі більш економічні в плані споживання оливи, а також не потребують різноманітних фільтрів і охолоджувальних рідин.

Еволюція електропривода кар'єрних екскаваторів за останні тридцять років привнесла деякі зміни до конструкції, але по-справжньому нових принципових рішень, вже впроваджених на працюючих машинах, мало.

13.2. Принципи функціонування і основні складові систем регулювання сучасних електричних екскаваторів

Класично для привода головних механізмів кар'єрних екскаваторів застосовуються двигуни постійного струму з незалежним збудженням, що живляться від регульованих генераторів (системи Г-Д) або регульованих статичних тиристорних перетворювачів (система ТП-Д).

У сучасних електричних екскаваторах індивідуальний привод основних механізмів автоматизований. Машиніст управляє тільки частотою обертання і проводить реверсування двигуна в процесі копання. Інші процеси регулювання (стабілізація частоти обертання і обмеження граничного

навантаження, формування екскаваторної характеристики) відбуваються автоматично. В основу принципу автоматизації управління окремого механізму покладена спеціальна система автоматичного регулювання (САР). Регулятором тут виступає силовий магнітний підсилювач (у простій схемі він замінює управляючий реостат в ланцюзі збудження).

У системі автоматичного регулювання генератор є одночасно підсилювальним і виконавчим елементом, двигун – об'єктом регулювання, а регульованою величиною є частота обертання двигуна. Машиніст, бажаючи встановити певну частоту двигуна, впливає на ланцюг збудження генератора, тобто змінює величину струму в його обмотці збудження за допомогою командного контролера. Для підтримки заданого режиму в системі автоматичного регулювання є зворотний зв'язок, що забезпечує коригувальну дію, на магнітні підсилювачі і далі на струм в ланцюзі збудження генератора.

Відомі також інші способи (схеми) регулювання електричних приводів. Наприклад, більш прогресивною вважається схема, в якій живлення обмотки збудження генератора (двигуна) здійснюється за допомогою тиристорного перетворювача. Така схема не вимагає задіювати генератор власних потреб, який необхідний для живлення обмотки збудження електромашин і привода електродвигуна малої потужності (відкриття дна ковша і інші). Основними перевагами тиристорних збудників (перетворювачів) є мала інерційність і більший ККД у порівнянні з силовими магнітними підсилювачами. Тиристорний збудник (перетворювач) перетворює змінний струм в постійний з регулюванням випрямленої напруги. Живлення струмом, при цьому здійснюється від стаціонарної мережі. Струм управління тиристора регулюється селісінним командним апаратом.

Інший спосіб – замість генератора застосовується тиристорний перетворювач (ТП-Д), а живлення струмом, при цьому здійснюється також від стаціонарної мережі. Проте використання силових перетворювачів тиристорів для електропривода головних приводів призводить до зниження коефіцієнта максимальної потужності енергетичної установки екскаватора, появи додаткових гармонік і коливань напруги в мережі, що знижує якість електропостачання кар'єру. Щоб зменшити негативний вплив роботи тиристорного перетворювача на мережу, в екскаваторах використовуються, так звані фільтрувальні компенсаторні пристрої.

Іншим перспективним напрямом є застосування імпульсного способу зміни якого-небудь параметра двигуна – напруги, опору в ланцюгах статора або ротора. Змінюючи тривалість імпульсу, досягають зміни середньої частоти обертання.

Асинхронні двигуни, що живляться від стаціонарної мережі через регульовані статичні перетворювачі частоти (ПЧ-АС) застосовують в електроприводі ще з 1970-х років.

Асинхронні електродвигуни завдяки простоті виробництва і надійності в експлуатації широко використовують, практично тільки в нерегульованих, електродвигунах внаслідок обмеженого діапазону регулювання частоти обертання і

значного споживання реактивної потужності.

Перетворювачі частоти отримали поширення в першу чергу в системах плавного пуску. Сучасні частотні перетворювачі впроваджуються і в якості регуляторів у потужних приводах з асинхронним двигуном (до 10 МВт – шахтні підйомники, вентиляційні системи, водовідливи, конвеєрний транспорт, тяговий привод рухомого складу на залізничному транспорті та ін.).

Застосування сучасних частотних перетворювачів дозволяє: плавно регулювати швидкість обертання асинхронних електродвигунів при збереженні моменту на валу; знизити споживання електроенергії на 30–50% за рахунок оптимального управління електродвигунами залежно від навантаження; здійснювати плавний пуск електродвигуна зі струмом, що не перевищує їх номінальних значень; усунути пікові навантаження на електромережу і просідання напруги в ній у момент пуску електропривода.

При цьому частотні перетворювачі створюють певні електромагнітні перешкоди, для зменшення яких необхідно застосовувати додаткові фільтри. Для роботи на низьких частотах потрібно ефективне примусове охолодження.

Інший аспект – складність забезпечення екскаваторної механічної характеристики. В процесі роботи екскаватора моменти навантажень можуть суттєво мінятися за короткі проміжки часу від максимальних моментів, здатних «перекинути» двигун, до мінімальних. Тому потрібне автоматичне одночасне регулювання частоти і живлячої напруги, що поступає на обмотку статора.

Сьогодні світові лідери виробництва електричних екскаваторів, такі як Caterpillar (колишні Bucyrus International, Inc., Marion, Ransomes & Rapier), а також P&H пропонують екскаватори з електроприводом, виконаним за різними схемами: ПЧ-АС, Г-Д, ТП-Д.

13.3. Загальна характеристика електроустаткування екскаваторів з електричним приводом

Для розкриття і видобутку корисних копалин відкритим способом найбільше поширення отримали екскаватори типу «пряма лопата» (екскаватор кар'єрний електричний на гусеничному ході) з місткістю ковша від 3,2 до 30 м³ і «зворотна лопата» (екскаватор гідравлічний на гусеничному ході) з місткістю ковша від 3 до 20 м³, а також крокуючі екскаватори-драглайни з ковшами від 4 до 125 м³.

За встановленою потужністю електрообладнання і споживанню електроенергії найбільш потужні з них можна порівняти з середніми промисловими підприємствами. Наприклад, у крокуючого екскаватора-драглайна загальна встановлена потужність електроприводів перевищує 20000 кВт, а потужність чотирьох мережевих синхронних двигунів напругою 10 кВ рівна 3600 кВт кожен.

Поряд з потужними екскаваторами використовують екскаватори з ковшем місткістю 0,5–2 м³. Їх застосовують для селективного виймання корисних копалин, допоміжних і будівельних робіт. Екскаватори малої потужності, як правило, мають груповий електропривод, яким від одного, зазвичай асинхронного електродвигуна потужністю до 160 кВт, за допомогою механічних передач приводяться в дію усі робочі механізми.

На екскаваторах середньої і великої потужності застосовують багатомоторний привод, у якому механізми підйому, напору (тяги), повороту і ходу (крокування) мають окремі двигуни постійного струму з незалежним збудженням. Такі двигуни живляться від індивідуальних або групових електромашинних або статичних перетворювачів.

Окрім основних, на екскаваторах є допоміжні механізми (відкривання дна ковша, вентилятори, гідронасоси, компресор та ін.), для привода яких застосовують низьковольтні асинхронні двигуни змінного струму. Сюди ж відноситься електроустаткування періодичної дії: зварювальні трансформатори, електричні нагрівачі, прожектори і таке інше.

У окрему групу виділяють електроустаткування для прийому, перетворення і розподілу електроенергії. Таким чином, електроустаткування екскаваторів є складним електротехнічним комплексом з численними внутрішніми (між окремими елементами електротехнічного комплексу) і зовнішніми (між електротехнічним комплексом і системою електропостачання, між електротехнічним комплексом і групою кліматичних і механічних чинників) зв'язками.

13.4. Екскаваторна (саморозвантажувальна) характеристика

Робочий цикл екскаватора складається з процесів копання, підйому ковша і одночасного повороту на вивантаження, вивантаження ковша, повороту до місця копання і одночасного опускання ковша у вибій. Навантаження мережевого (приводного) двигуна складається з навантажень двигунів перерахованих механізмів і носить змінний характер. Найбільша потужність розвивається приводом екскаватора під час копання. Режим роботи основних механізмів однокішшевого екскаватора характеризується частими пусками і реверсами, швидкими прискореннями і зупинками, різкими поштовхами і піками навантажень. Кількість включень-відключень підйомного двигуна сягає 200–300 у годину, а напірного і поворотного – 600...700. Піки навантажень цих двигунів часто у 2–3 рази більші їх середніх значень і повторюються кілька разів упродовж циклу екскавації. Тому найважливіша вимога до електропривода механізмів копання екскаватора – необхідність обмеження їх моментів (струмів) до допустимих значень (зазвичай $(2-2,5)I_{ном}$) при механічних перевантаженнях і різких стопоріннях.

Основний спосіб автоматичного обмеження моменту – формування за допомогою системи регулювання спеціальної механічної характеристики електропривода механізмів копання, яка називається екскаваторною (саморозвантажувальною) (рис. 13.1).

Двигун з екскаваторною (саморозвантажувальною)

характеристикою передбачає роботу з номінальною частотою обертання аж до стопорного максимального моменту, при якому електродвигун зупиняється, а крутний момент на його валу досягає максимального значення. Тобто, коли, наприклад, завантажений ківш впирається в нерухомий масив і зусилля, що розвивається підйомною лебідкою недостатнє для подальшого заглиблення ковша, не повинно відбуватися «перекидання» двигуна, тобто падіння обертів і зниження моменту на його валу.

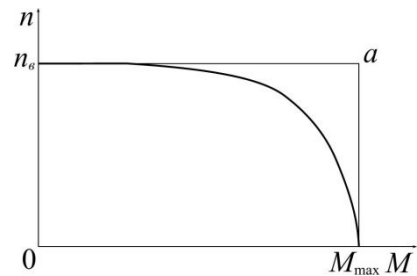


Рис. 13.1. Екскаваторна характеристика електропривода

Відомо також, що для збереження найбільшої продуктивності екскаватора бажано, щоб двигун працював з постійною найбільшою частотою обертання до моменту початку стопоріння (найбільшого навантаження). Це означає, що механічна характеристика (залежність частоти обертання від моменту на валу двигуна) має бути жорсткою, складатися з робочої ділянки з мінімальною лінійною залежністю частоти обертання від моменту і неробочої ділянки, що відповідає падінню частоти обертання при максимальному моменті стопоріння. До такого екскаваторного режиму найбільш близький режим роботи двигунів постійного струму.

Якість екскаваторної характеристики визначається коефіцієнтом заповнення, що є відношенням площі, утвореної механічною характеристикою $n = f(M)$, осями моменту M і частоти обертання n , до площі прямокутника $(0n_0M_{max})$. Чим ближче це відношення до одиниці, тим більшу продуктивність екскаватора може забезпечити привод. У практичних випадках це відношення змінюється від 0,7–0,8 для приводів механізмів копання і до 0,95 для приводу поворотних механізмів. У простому електроприводі екскаватора – асинхронному, можливість формування екскаваторної характеристики відсутня. Тому такий привод, незважаючи на його простоту, рекомендується тільки для екскаваторів малої потужності.

13.5. Структура приводів електричних екскаваторів

Найпростіше екскаваторна характеристика реалізується в приводі за системою генератор-двигун (Г-Д) з тиристорним збудженням генераторів і

двигунів і в системі тиристорного електропривода за системою тиристорний перетворювач-двигун (ТП-Д).

У приводі за системою Г-Д елементом, через який зміни режиму роботи двигунів головних приводів постійного струму передаються в живильну мережу, є мережевий (первинний) двигун змінного струму (синхронний, інколи асинхронний) електромашинного перетворювального агрегата (первинний електродвигун, генератор і система регулювання). Асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором напругою 6 кВ використовуються як приводні тільки для екскаваторів з місткістю ковша до 4,6 м³.

Широке застосування синхронних двигунів для перетворювальних агрегатів пояснюється рядом їх переваг перед асинхронними, особливо потужністю понад 1000 кВт:

- здатність у режимі перезбудження генерувати реактивну потужність;
- велика стійкість при змінах напруги на затискачах синхронних двигунів (оскільки залежність електромагнітного моменту від напруги – лінійна, а не квадратична, як для асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором).

Синхронним двигунам властиві також і недоліки:

- значна кратність струму при прямому пуску і коливання напруги, що викликаються цим;

- підживлення струмами точок короткого замикання при аварійних режимах у мережі і ускладнення у зв'язку з цим налаштування захисту і пристроїв автоматичного повторного включення.

У приводі за системою ТП-Д зв'язок головних електроприводів з мережею здійснюється через керований перетворювач, який складається зазвичай із спеціального трансформатора і групи тиристорів, зібраних залежно від призначення за визначеними схемами випрямлення.

Тиристорний електропривод у порівнянні з системою Г-Д має переваги:

- скорочується тривалість перехідних процесів у режимах розгону, реверса і гальмування;

- у режимах копання і стопоріння динамічні навантаження в механізмах підйому і напору знижуються в середньому на 15%;

- продуктивність екскаватора в порівнянних умовах зростає на 10–15%.

Істотним недоліком цієї системи привода є значне погіршення ними якості напруги, особливо при підключенні перетворювачів до малопотужних мереж.

Відхилення кривої напруги від синусного вигляду впливає на якість і надійність роботи електроустаткування і системи електропостачання в цілому.

13.6. Електроустаткування для прийому і розподілу електроенергії електричних екскаваторів

На схемі розподілу електроенергії (рис. 13.2) показано, що на

екскаваторах, які не мають навісного кабельного барабана, енергія від ввідної коробки (ящик з трьома опорними ізоляторами, встановлений в одному з відсіків під кузовом екскаватора) через високовольтний або комбінований (високо- і низьковольтний) вертикальний кільцевий струмоприймач ХА1 (рис. 13.2, а) підводиться до розподільного пристрою високої напруги РП_{вн}, який складається з одного або кількох осередків комплектного розподільного пристрою, встановлених на поворотній платформі екскаватора.

Далі від шафи комплектного розподільного пристрою через масляний або вакуумний вмикач QF живлення поступає до мережевого електродвигуна електромашинного перетворювального агрегата (рис. 13.2, а) або до перетворювального трансформатора з фільтрами компенсаторами – пристрій ФКУ (рис. 13.2, б), якщо на екскаваторі застосовується привод за системою ТП-Д. Відразу після роз'єднувача QS включений трансформатор власних потреб, від якого живляться електродвигуни допоміжних механізмів.

На потужних крокуючих екскаваторах встановлюється два і більше комплектних розподільних пристроїв для підключення додаткових трансформаторів власних потреб і окремих двигунів головних механізмів. Електроустаткування для прийому і розподілу електроенергії встановлюють на екскаваторах відкрито (категорія розміщення 1) або в кузові (категорія 2).

Кліматичне виконання електроустаткування виконують в основному для холодного клімату.

Струмоприймачі, що застосовуються на екскаваторах, виготовляють на струми до 630 А з номінальною напругою до 10 кВ.

Для власних потреб зазвичай використовуються силові трифазні масляні трансформатори напругою 6/0,4 кВ спеціального виконання і потужністю від 40 до 400 кВА.

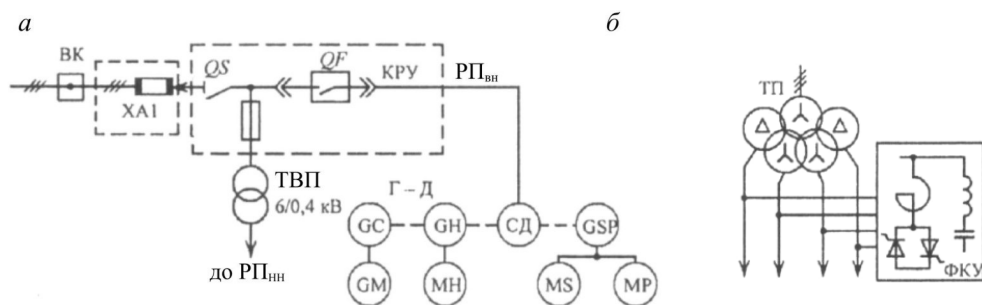


Рис. 13.2. Схеми прийому і розподілу електроенергії на однофазних екскаваторах:
а – система Г-Д, б – система ТП-Д

Для комплектування розподільних обладнань користуються комплектним розподільним пристроєм з вакуумними вимикачами, які виготовляються на струм до 400 А. У той же час на більшості екскаваторів, які знаходяться в роботі, ще експлуатується значна кількість комплектних розподільних пристроїв з масляними вимикачами. Через низьку комутаційну

здатність (допустима кількість включень – не більше семи на добу) і ряд інших недоліків, пов'язаних з наявністю в апаратурі трансформаторної оливи, такі комплектні розподільні пристрої повинні поступово замінюватися на нові, вдосконалені.

13.7. Електроустаткування приводів головних механізмів електричних екскаваторів

Для усього різноманіття основних типів екскаваторів, існує всього дві системи електроустаткування, які принципово розрізняються: система Г-Д, якщо двигуни постійного струму основних механізмів отримують живлення від електромашинних перетворювачів, і більш вдосконалена – система ТП-Д, в якій для тієї ж мети застосовуються керовані вентильні перетворювачі. Генератори приводів підйому (GH), напору (GC), повороту і ходу (GSP) разом з приводним двигуном (СД) з'єднуються в одну групу і монтуються на загальній основі.

У вказаній схемі двигуни механізму повороту (MS) і ходу (MP) живляться від одного генератора (рис. 13.2, а).

За кількістю електричних машин перетворювальні агрегати бувають чотири- або (рідше) п'ятимашинними. На особливо потужних одноківшевих екскаваторах перетворювальні агрегати встановлюються окремо для привода кожного механізму. У головних перетворювальних агрегатах екскаваторів застосовуються в основному генератори з розщепленою обмоткою збудження і примусовою вентиляцією. Напрацювання на відмову для генераторів складає 16000 годин (коефіцієнт готовності дорівнює 0,995), для двигунів – 30000 годин.

У сучасних моделях екскаваторів з приводом за системою Г-Д для збудження генераторів і двигунів постійного струму, а також приводних синхронних двигунів, передбачені тиристорні перетворювачі, які в порівнянні з системами управління на магнітних підсилювачах, мають кращі техніко-економічні показники. Пуск синхронних двигунів від мережі – прямий. На потужних екскаваторах синхронні двигуни мають розщеплену обмотку статора і пуск здійснюється в два етапи, завдяки чому зменшується несприятливий вплив на живильну мережу.

Електропривод за системою ТП-Д застосований уперше на екскаваторах кар'єрних електричних на гусеничному ході (ЕКГ). Для зниження складу вищих гармонік у мережі на ньому встановлені фільтрокомпенсуючі пристрої – пристрої з батареєю конденсаторів потужністю 1900 кВА. У фільтрокомпенсуючому пристрої закладений принцип непрямой компенсації реактивної потужності: батарея конденсаторів, яка входить до складу LC-фільтрів, є джерелом реактивної потужності, надлишок якої у відповідних режимах роботи привода компенсується тиристорно-реакторним регульованим пристроєм, підключеним паралельно з LC-фільтрами. В якості перетворювального трансформатора використовується спеціальний

п'ятиобмотковий трансформатор зі схемою з'єднання «зірка-трикутник-зірка-трикутник-зірка», призначений для живлення силових тиристорних перетворювачів. Головним ланцюгом привода підйому є послідовно сполучені два трифазних мостових тиристорних перетворювачі і два двигуни потужністю по 500 кВт. Така схема виключає необхідність вирівнювання струмів, а також забезпечує більш згладжений випрямлений струм. У ланцюг постійного струму включені дроселі для зниження аварійних струмів до допустимих меж і згладжування пульсацій струму. Обмотки збудження обох двигунів з'єднані паралельно і живляться від індивідуального тиристорного перетворювача, зібраного за трифазною мостовою схемою.

У приводі напору-ходу головним ланцюгом є два окремих силових контури, що складаються з послідовно з'єднаних реверсивного тиристорного трифазного мостового перетворювача і двигуна постійного струму потужністю 150 кВт. Для зниження взаємного впливу привода напору і повороту, а також зниження струмів короткого замикання передбачаються анодні реактори. Обмотки збудження двигунів з'єднані паралельно і живляться від нереверсивного тиристорного перетворювача. Конструктивно тиристорні перетворювачі, дроселі, анодні реактори, пристрої динамічного гальмування та ін. є металевими шафами підлогового або навісного виконання.

Необхідно відмітити, що розглянуті системи привода (особливо ТП-Д) безперервно удосконалюються і є базою для розробки аналогічних систем привода для усіх однокішшевих екскаваторів.

До електроустаткування допоміжних механізмів відносяться електродвигуни вентиляторів (обдування двигунів, шаф перетворювачів, генераторів, кузова), гідронасосів редукторів повороту і напору, компресора, кабельних барабанів та ін.

Для електроприводів допоміжних механізмів широко використовуються асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором напругою 380 В. Деякі механізми мають електродвигуни постійного струму (для кабельного барабана, механізму відкривання дна ковша), які отримують живлення від випрямляча напругою 110 (220) В. Від електричних ланцюгів напругою 110 В живляться також котушки реле контакторів, електромагнітних гальм, які дозволяють здійснювати блокування, необхідні для нормальної роботи електроустаткування екскаватора. Джерелом живлення для допоміжних приводів служать трансформатори власних потреб, до яких електродвигуни і інші електроприлади приєднуються через автоматичні вимикачі, які захищають електродвигуни від короткого замикання і перевантажень. Мережі трифазного струму напругою 220 і 380 В захищаються також від витоків на землю відповідними апаратами з дією на відключення.

На екскаваторах до електроустаткування допоміжного призначення відноситься група електроприладів і пристроїв, які забезпечують санітарно-гігієнічні умови праці (нагрівачі, кондиціонери, освітлювальні прилади), проведення ремонтно-профілактичних робіт (зварювальні трансформатори), а

також пожежний захист. Потужність окремих допоміжних електроприладів складає 0,4–1,6 кВт для нагрівачів і 30 кВА для зварювальних трансформаторів. Живлення цієї групи здійснюється від силових і освітлювальних трансформаторів.

13.8. Електроустаткування комплексів безперервної дії з електричним приводом

До машин безперервної дії відносяться роторні і ланцюгові багатоківшеві екскаватори, утворювачі відвалів, транспортно-відвальні мости і різні конвеєри. З них у разі потреби створюють високопродуктивні технологічні комплекси для роботи на розкриванні і видобутку корисних копалин. Типи і основні характеристики електроприводів і електроустаткування для прийому, перетворення і розподілу електроенергії на цих машинах досить різноманітні. Залежать вони в основному від конструкції і характеру навантажень основних механізмів і агрегатів, їх продуктивності і споживаної потужності.

13.9. Багатоківшеві екскаватори з електричним приводом

Основні механізми на потужних роторних і ланцюгових багатоківшевих екскаваторах:

- роторне колесо або ківшевий ланцюг;
- механізм ходу (гусеничний, рейковий, крокуючий, крокуючо-рейковий);
- механізм повороту;
- лебідка для підйому і опускання ківшевої або роторної стріли екскаватора;
- конвеєри.

Допоміжні механізми: вентилятори, гідронасоси, кабельний барабан, компресори та ін.

Режим роботи привода роторного колеса і ланцюга ковшів – тривалий, але з коливаннями навантаження, які викликаються періодичною зміною кількості синхронно ріжучих ковшів і неоднорідністю розроблюваного ґрунту. Навантаження на привод у нормальному режимі нерідко досягають півтора разового збільшення відносно їх середніх значень, через що електродвигуни для привода роторного колеса повинні мати значну перевантажувальну здатність. Одночасно вони повинні мати і достатню кратність пускового моменту, щоб здолати статичні і динамічні опори, які виникають при розгоні робочих органів, і в той же час не викликати надмірних динамічних навантажень у відповідальних вузлах конструкцій механізмів. Для досягнення раціональних режимів екскавації на різних ґрунтах привод роторного колеса має бути, як правило, регульованим. Глибину регулювання досить мати в межах 20–60% номінального значення. Цим вимогам задовольняє трифазний асинхронний двигун з фазним ротором.

Ця система привода проста і надійна в роботі, проте регулювання швидкості обертання роторного колеса недостатньо плавне і супроводжується додатковими втратами енергії.

На екскаваторах великої продуктивності або призначених для роботи на важких ґрунтах застосовують привод за системою Г-Д, що забезпечує раціональні режими різання і формування екскаваторної характеристики для захисту двигуна від надмірних перевантажень. На окремих екскаваторах для привода роторного колеса застосовують асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором.

Електропривод ходового механізму в нормальному режимі роботи забезпечує швидкість екскаватора 3–8 м/хв. На переміщенні максимальна швидкість досягає 15 м/хв. При значній масі (тисячі тонн) і вказаних швидкостях особливо важливе значення мають плавний розгін і гальмування, можливість реверсу, регулювання швидкості в межах 20–180% від номінальної, жорсткість механічної характеристики. Цим вимогам відповідає привод за системою Г-Д, проте, через його високу вартість на машинах невеликої продуктивності використовують асинхронні двигуни з фазовим ротором.

До привода повороту платформи екскаваторів ставляться ті ж вимоги, що і до привода ходу, проте є додаткові дві умови:

- коефіцієнт заповнення екскаваторної характеристики має бути близьким до одиниці;

- діапазон регулювання швидкості повинен знаходитися у межах 1:5.

Тому для механізмів повороту платформи потужних роторних і ланцюгових багатоківшевих екскаваторів широко застосовується регульований привод за системою Г-Д. Але найбільш перспективним для цієї мети є привод за системою ТП-Д.

Для екскаваторів малої продуктивності на поворотних механізмах застосовують асинхронні двигуни.

Основною вимогою до електропривода підйому стріли ротора (ківшевої рами, розвантажувальної консолі та ін.) є висока надійність зупинки, у тому числі і у разі зникнення напруги. Для привода невеликої потужності (до 30–40 кВт) використовують асинхронні короткозамкнені двигуни з електромагнітними розгальмовувачами. Для підвищення пускового моменту і зменшення струму при пуску і гальмуванні противключенням застосовують асинхронні двигуни з фазним ротором.

Привод лебідок підйому стріли потужних роторних екскаваторів виконується за системою Г-Д з можливістю динамічного гальмування у разі раптового відключення напруги.

Для конвеєрів і допоміжних механізмів багатоківшевих екскаваторів застосовують зазвичай асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором, а для особливо потужних екскаваторних конвеєрів з метою забезпечення плавності пуску використовують асинхронні двигуни з фазовим ротором. На сучасних потужних екскаваторах встановлено до 100 і більше електричних

машин. Для управління ними на екскаваторі влаштовують спеціальні пости. Зазвичай встановлюється два пульти з двома комплектами приладів – по одному для кожного напрямку руху екскаватора. Між пультами передбачається електроблокування, щоб виключити одночасне управління з обох постів.

13.10. Утворювачі відвалів і транспортно-відвальні мости з електричним приводом

Утворювачі відвалів є одноопорною конструкцією, що підвішена на вантах і несе один або кілька стрічкових конвеєрів, які переміщують розкривні породи від екскаватора у відвал. Для роботи разом з багатоківшевими екскаваторами випускають утворювачі відвалів на гусеничному, крокуючому і крокуючо-рельсовому ході продуктивністю від 650 до 5000 м³/год. Встановлена потужність електроприладів на цих комплексах дуже значна. Приміром, потужність усіх електричних машин на утворювачі відвалів може складати 1840 кВт, а їх кількість досягає 80. Привод повороту приймальної і відвальної консолей виконаний за системою Г-Д. Інші двигуни – асинхронні. Найбільш потужні з них (двигуни привода відвального конвеєра – 780 кВт і приймального конвеєра – 280 кВт) мають номінальну напругу 6 кВ і виконані з фазовим ротором. Фазовий ротор мають двигуни привода крокуючого механізму (потужність 2×125 кВт, номінальна напруга 380 В). Для живлення великої кількості малих двигунів і освітлення на утворювачі відвалів встановлюють понижувальні трансформатори.

Конвеєрні установки широко поширені на відкритих гірничих роботах, особливо для поточно-циклічної технології. Найбільше застосування отримали стрічкові конвеєри. Електродвигуни стрічкових конвеєрів мають тривалий режим роботи з відносно постійним навантаженням. В якості приводних переважно застосовують асинхронні електродвигуни. Двигуни потужних конвеєрів повинні забезпечувати плавний пуск при значних крутних масах. На таких конвеєрах встановлюють асинхронні двигуни з фазовим ротором. Загальна встановлена потужність електродвигунів, у особливо потужних конвеєрів, досягає кількох тисяч кіловат. Якщо потужність привода становить більше 150–200 кВт, доцільно застосовувати електродвигуни на напругу 6 кВ. Для автоматичного управління, контролю і захисту електродвигунів зазвичай використовується спеціальна апаратура, що об'єднується в комплектні пристрої – станції управління конвеєрними установками.

13.11. Необхідність розробки нових машинно-тракторних агрегатів з електричним приводом

Однією з характерних особливостей виробництва практичної більшості сільськогосподарської і промислової продукції в Україні є її суттєва залежність від імпортованих енергоносіїв:

- потреба України в енергоресурсах складає 220 млн тонн умовного палива, у тому числі, імпорт – понад 60%, а власний видобуток нафти – близько 30% від необхідного;

- дизельне пальне лише при виконанні основних технологічних процесів рослинництва у сільському господарстві складає понад 20% собівартості рослинної продукції;

- спочатку продається (і в досить обмежені терміни) продукція рослинництва, а потім купується пальне. Будь-яке підвищення прибутку від реалізації продукції рослинництва легко втрачається при закупівлі палива.

З іншої сторони, Україна на сьогодні є однією з найбільш розвинутих і перспективних країн світу з питань виробництва електричної енергії.

Динаміка зростання цін на одиницю електроенергії в Україні менша, ніж для дизельного палива. Також прибуток за рахунок різниці ціни реалізації та собівартості виробництва залишається в країні.

Таким чином, можна стверджувати, що одним із чинників ефективності сільського господарства і промисловості України в подальшому буде досягнення нового рівня їх електрифікації. Важливе значення в цьому процесі займає питання переведення машинно-тракторних агрегатів сільськогосподарського і промислового призначення на електричний привод.

13.12. Сучасні тягові електричні двигуни

Відомо, що електричний двигун для сучасного електротранспорту може бути як постійного, так і змінного струму. Його основне завдання – передача крутного моменту на рушій машини. Основні відмінності сучасних тягових електричних двигунів від двигунів традиційних машини з механічними трансмісіями – це велика потужність і компактні розміри. В якості характеристик тягового електродвигуна, крім потужності і максимального крутного моменту, враховуються напруга, струм, а також частота обертання.

На сьогоднішній день розроблені нові типи тягових електродвигунів вентильного типу [11], які широко використовуються в електроприводі сучасних машин (табл. 13.1).

Таблиця 13.1

Назва фірми	Потужність, кВт	Маса, кг	Струм, А	Оберти, об/хв	ККД, %	Країна виробник
YASA MOTORS	55	25	400	2000	95	Велика Британія
	90	22	750	7500	95	
LMC Motors	4	11	400	3600	92	Велика Британія
	5	11	400	2592	89	
	6	11	400	6000	92	
	10	11	400	2520	83	

CLOUDELECTRIC	22,9	15–30	300	2423	84,8	США
	19,48		250	2649	86,6	
	17,3		220	2800	87,4	
	16,5		205	2912	89,4	
	14,5		180	3091	89,5	
	14,2		170	3200	92,8	
AMRE	15	15–30	200	2000	90	Італія
	20		300	1150		
	25		400	1150		
GOLDEN MOTOR	20	17	400	3000–6000	90	Китай

Вентильні (безколекторні) електродвигуни – це синхронні двигуни, засновані на принципі частотного регулювання з самосинхронізацією, суть якої полягає в управлінні вектором магнітного поля статора залежно від положення ротора. Даний тип двигунів був створений з метою поліпшення властивостей колекторних електродвигунів постійного струму. Він об’єднує в собі кращі якості безконтактних двигунів і двигунів постійного струму.

Останнім часом в якості двигуна для електромашин інженери використовують систему мотор-колесо (рис. 13.3), правда, все частіше на концепт-карах. Винятком став Volage – спортивний електромобіль, побудований силами Venturi та Michelin.

Технологія Active Wheel має ряд переваг. Всі сучасні системи безпеки, такі як ABS, ESP, Brake Assist і TractionControl можна задіяти в керуючому модулі для регулювання кожного колеса окремо. Додамо до цього мобільність системи і здатність регенерувати енергію гальмування [11].

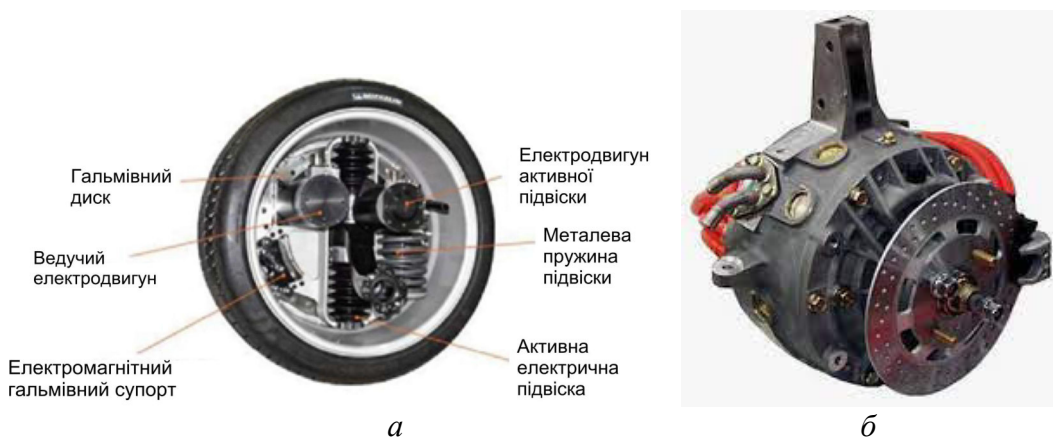


Рис. 13.3. Сучасні системи мотор-коліс:
а – мотор-колесо Venturi Michelin; *б* – мотор-колесо Colt EV з вбудованим редуктором і дисковими гальмами

Недоліком мотор-коліс є те, що їх маса збільшується внаслідок розташування додаткових механізмів всередині коліс, а це негативно впливає на їх керованість, підвищується знос підвіски, збільшується передача вібрації на кузов.

Прикладом діючих машино-транспортних агрегатів з електричною тягою є діючий повнофункціональний сільськогосподарський трактор на електричному ході Multi Tool Trac, розроблений у Нідерландах. Трактор обладнаний чотирма мотор-колесами однакового розміру, що приводяться в рух вбудованими електродвигунами потужністю 22 кВт (максимальна потужність – 44 кВт). Живлення двигунів здійснюється від акумуляторних батарей ємністю 30 кВт·год. Для заряджання батарей і збільшення можливостей трактора, виробники встановили на Multi Tool Trac сучасний шестициліндровий дизельний двигун потужністю 136 кВт [11].

За останні декілька років практично у всіх передових країнах світу відбувається надзвичайно активна робота зі створення електричних самохідних машин на електричному акумуляторному приводі (рис. 13.4).

Загально визнаними перепонами масового впровадження машин на електричному акумуляторному приводі вважається відсутність потрібних акумуляторів і систем їх заряджання.

Використання силового електропривода в умовах інтенсивного насичення мобільних сільськогосподарських агрегатів засобами інформатизації та автоматизації відкриває можливість створення техніки нового покоління з високим рівнем електрифікації технологічних процесів та елементами комп'ютеризації, що дає можливість значно знизити витрати енергії, підвищити комфортність і екологічність життя та загальну ефективність використання сільськогосподарських угідь.



a



b



б



в

Рис. 13.4. Загальний вигляд електричних самохідних машин:
а – автономний електротрактор серії T4 Electric Power компанії New Holland (Нідерланди); *б* – електротрактор фірми Fendt (Німеччина); *в* – електричний трактор SESAM компанії John Deere; *г* – повнофункціональний сільськогосподарський трактор на електричному ходу Multi Tool Trac (Нідерланди)



а



б

Рис. 13.5. Електротрактори українського виробництва:
а – ХТЗ-2511 Electro на базі трактора ХТЗ-2511;
б – ХТЗ-Edison на базі трактора ХТЗ-3512

Фахівцями Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» і ПАТ «Харківський тракторний

завод», створений дослідний зразок електротрактора на базі трактора ХТЗ-2511 (рис. 13.5, а). ХТЗ-Edison на базі трактора ХТЗ-3512 (рис. 13.5, б) розроблений також ПАТ «Харківський тракторний завод» спільно з компанією «АвтоЕнтерпрайз» на базі серійного ХТЗ-3512, оснащений літій-іонними батареями ємністю 24 кВт і електродвигуном Nissan Motors потужністю 26 кВт. Для повного заряджання акумуляторів знадобиться 2–4 години від зарядного пристрою та 8–10 годин від електромережі 220 В. У режимі пересування електротрактор може працювати до 8 годин, якщо до тягової установки приєднати додаткове навантаження, то заряду батареї вистачить до 4 годин роботи.

14. ПНЕВМОПРИВОДИ

14.1. Загальні відомості, методи розрахунків і класифікація пневмоприводів

Комплекси пристроїв, призначених для створення потрібних сил (моментів) або переміщення виконавчих механізмів з подоланням сил їх навантажень і які використовують для цього енергію стиснутого повітря, називають *пневмоприводами*.

Пневматичні приводи класифікують за різними ознаками:

1. За призначенням: *приводи переміщення і силові приводи (затискання)*.
2. За джерелом робочого середовища: *компресорні; акумуляторні; магістральні*.
3. За характером руху вихідної ланки: *поступального, поворотного і обертового рухів*.
4. За можливістю регулювання: *регульовані і нерегульовані*.
5. За циркуляцією робочого середовища: *з розімкненою; з замкненою циркуляціями*.

14.2. Галузь застосування

Пневматичні приводи є ефективним засобом механізації і автоматизації різноманітних виробничих процесів і є складовими частинами значного числа машин. Вони ефективно застосовуються в різних галузях народного господарства – енергетиці, машинобудуванні, медицині, нафтохімії, авіації, ракетній техніці, нафтогазовій галузі, гірничорудній, деревообробній, легкій і харчовій промисловостях, а також на транспорті.

Особливо ефективно застосування пневматики для механізації і автоматизації найбільш масових операцій з затискання деталей, їх фіксації, переміщення, складання, упаковки, контролю лінійних розмірів і інших. Участь людини в тяжких і монотонних роботах виключається або зводиться до мінімуму, а продуктивність на цих операціях збільшується в 1,5–4 рази.

Структура пневматичних приводів. Пневматичні системи і приводи мають у своєму складі наступні основні частини:

- енергозабезпечувальні: компресори;
- блоки підготовки повітря: фільтри-вологівіддільники; холодильники; ресивери із запобіжними клапанами; масловіддільники; редуційні клапани; маслорозпилювачі; вхідні розподільні пристрої; пневмоємності;
- виконавчі: пневмодвигуни поступального руху; пневмодвигуни; поворотні пневмодвигуни;
- керуючі: *направляюча пневмоапаратура* – пневморозподільники; зворотні клапани; клапани швидкого вихлопу; клапани послідовності; логічні пневмоклапани; пневмоклапани витримки часу; *регулююча пневмоапаратура* – дроселі; регулятори витрати; запобіжні клапани; редуційні клапани;
- комунікаційні: пневмолінії; з'єднання.

14.3. Порівняльна оцінка пневматичних і гідравлічних приводів

Широке застосування пневмоприводів пояснюється їх перевагами порівняно з іншими видами приводів – простотою їх конструкцій, легкістю експлуатації і обслуговування, а також меншою вартістю.

Між пневматичними та гідравлічними об'ємними приводами є аналогії. Крім подібності за структурою, функціями, принципами дії та конструкціями елементів, вони часто використовуються для виконання подібних технологічних операцій, конкуруючи між собою та доповнюючи один одного. Принципово відрізняються своїми властивостями тільки робочі середовища, що використовуються для передачі енергії. Для пневмоприводів – це повітря з малою в'язкістю і дуже широким діапазоном зміни об'єму при зміні тиску. Для гідравлічних приводів – це рідина, що має значну в'язкість і практично незмінний об'єм, який мало залежить від тиску. Різні властивості робочих середовищ і визначають відмінність характеристик гідро- і пневмоприводів.

На відміну від гідравлічних аналогів, пневмодвигуни із зворотньо-поступальним рухом вихідної ланки – пневмоциліндри, мають майже дискретний характер роботи: незначний час руху при високих і нестабільних швидкостях; два крайніх механічно фіксованих положення поршня в пневмоциліндрі. Внаслідок пружності робочого середовища поршень не можна зупинити у визначеному положенні, якщо навіть повністю перекрити пневмолінії підводу і вихлопу. Але раціональним вибором конструктивних розмірів пневмоциліндрів та застосуванням відповідних регулюючих пристроїв можна активно впливати на їх динаміку, добиваючись необхідних експлуатаційних характеристик. Наприклад, за допомогою дросельного регулювання швидкості можна змінювати в широкому діапазоні час руху поршня, впливати на величини діючих прискорень, не тільки регулювати швидкість поршнів, але й підвищувати її стабільність під час руху. Застосування гальмівних пристроїв дає змогу при високих швидкостях руху на основній ділянці робочого ходу пневмоциліндра уникнути ударів при його зупинці на механічному упорі.

Пневмоприводи з двигунами поворотної дії застосовуються значно менше, ніж звичайні пневмоциліндри.

Робота пневмодвигунів обертової (пневмомоторів) і пневмоприводів ударної дії пов'язана із значними витратами енергії стиснутого повітря. Зважаючи на відносно високу вартість цієї енергії, такі приводи використовують в основному в ручних інструментах невеликої потужності.

Порівняно з гідравлічними, пневматичні приводи мають наступні переваги: їх виконавчі пристрої мають більші швидкості спрацювання і меншу вартість, зворотні (вихлопні) лінії значно коротші, тому що повітря може бути видалено в атмосферу з будь-якої точки системи; необмежений запас повітря в якості робочого середовища. Їх перевагами перед гідроприводами, крім вже названих також є:

1) невеликі втрати тиску в пневмолініях, внаслідок чого їх довжина може досягати кількох сотень метрів;

2) стиснуте повітря не утворює горючих і вибухонебезпечних сумішей, внаслідок чого пневмоприводи можна застосувати там, де потрібні підвищені вимоги до пожежної безпеки;

3) стиснуте повітря не забруднює навколишнє середовище;

4) можливість роботи в агресивному середовищі;

5) надійність роботи в широкому діапазоні температур, при високій вологості і запиленості оточуючого середовища;

6) можливість надійної роботи при наявності електромагнітних полів і радіації;

7) мала чутливість до ударних навантажень і вібрацій.

Разом з тим пневматичні приводи при однакових габаритах з гідравлічними забезпечують менші сили і потужність, що пояснюється більшим тиском в останніх; у пневматичних приводах не можуть бути витримані з достатньою точністю задані закони руху, як в механізмах з жорсткими ланками; вони характеризуються невисокою швидкістю, що є наслідком порівняно малої швидкості передачі сигналу керування на значну відстань.

Суттєві витоки повітря значно знижують ККД пневмоприводів.

У пневмоприводах необхідно передбачити спеціальні системи мащення.

Порівнюючи можливості пневматичних і гідравлічних приводів можна зробити наступний висновок: пневмоприводи доцільно застосовувати для невеликих навантажень на робочих органах машин, в пожежо- і вибухонебезпечних середовищах (хімічна, гірничорудна промисловість, зварювальне виробництво), у випадках, коли до системи не висуваються жорсткі вимоги за точністю відпрацювання сигналів і якості перехідних процесів.

14.4. Умовні позначення елементів пневмоприводів і принцип роботи пневматичних приводів

Умовні позначення основних елементів пневмо- і гідроприводів схожі, але при цьому є деякі відмінності в позначеннях насоса (*H*) і компресора (*KM*), а також специфічні позначення елементів, які застосовуються лише в пневмоприводах. На рис. 14.1 позначено: Φ – повітряний фільтр; *KM* – компресор; *MB* – масловіддільник; *PC* – балон (ресивер); *VH1* і *VH2* – вентилі; *DK* – дросель зі зворотним клапаном; *P* – пневморозподільник; *Ц* – пневмоциліндр; *KП*, *KЗ* – клапани, відповідно запобіжний і зворотний.

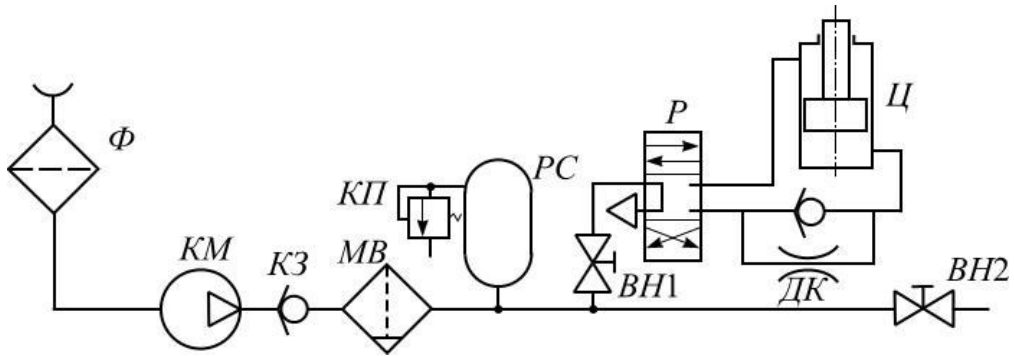


Рис. 14.1. Принципова схема пневмопривода

На рис. 14.2 представлена принципова пневматична схема зварювальної машини.

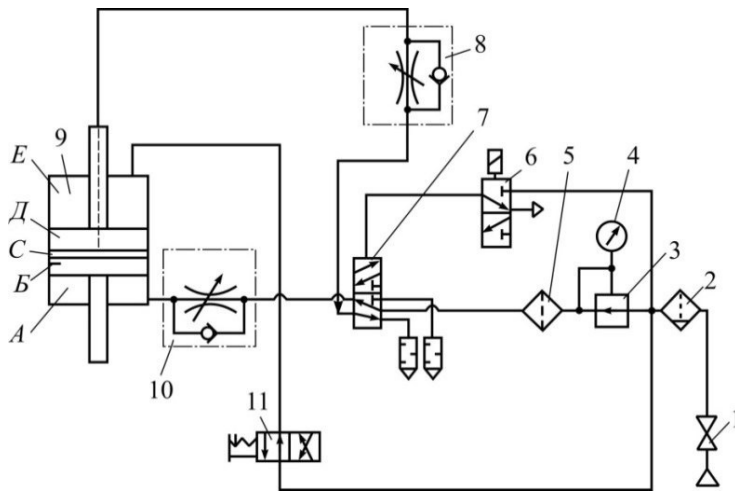


Рис. 14.2. Пневматична схема машини контактної зварювання

Стиснуте повітря з пневмомережі через вентиль 1 і фільтр-вологовіддільник 2 надходить до редукційного клапана 3, за допомогою якого підтримується потрібний тиск у системі. Далі через маслорозпилювач 5 повітря подається в пневморозподільник 7. На початку робочого циклу пневморозподільник 7 вимкнений (знаходиться в положенні показаному на схемі), повітря під тиском надходить через нього в допоміжну камеру А пневмоциліндра 9. При цьому його робоча камера С з'єднана з атмосферою, а робочий поршень В займає верхнє положення.

При отриманні сигналу керування від регулятора циклу зварювання золотник пневморозподільника 6 переміщується в іншу позицію, наслідком чого буде перемикання золотника пневморозподільника 7 у верхню позицію. При цьому повітря під тиском надходитиме в робочу камеру С пневмоциліндра 9 (через зворотний клапан дроселя 8 і канал у штоку додаткового поршня Д), а його допоміжна камера А з'єднується з

атмосферою. Наявність дроселя 10 на цій лінії забезпечує необхідний протитиск в камері *A* для плавного переміщення поршня. Шток робочого поршня *B*, при цьому здійснюватиме робочий хід вниз, створюючи необхідну силу для зварювання.

Після зварювання регулятор циклу зварювання переключає золотник пневморозподільника 6 у вихідне положення, внаслідок чого золотник пневморозподільника 7 повернеться у вихідне положення (показано на схемі – рис. 14.2), з'єднуючи робочу камеру *C* пневмоциліндра 9 з атмосферою, а допоміжну камеру *A* – з лінією стиснутого повітря. Повітря під тиском швидко надходить в допоміжну камеру *A* через зворотний клапан дроселя 10, а з робочої камери *C* поступово витискатиметься в атмосферу через дросель 8. Поршень *B* переміститься в крайнє верхнє положення і робочий цикл закінчиться.

Верхня додаткова камера *E* пневмоциліндра 9 постійно з'єднана з лінією стиснутого повітря, що забезпечує нижнє положення додаткового поршня *D*, яке, в свою чергу, визначає хід робочого поршня *B*. При необхідності збільшення ходу поршня *B*, пневморозподільник 11 перемикається в праву позицію і додаткова камера *E* пневмоциліндра 9 з'єднується з атмосферою, а поршень *D* переміщується у верхнє положення, що збільшує хід робочого поршня *B*.

14.5. Пневматичні циліндри

Пневматичні циліндри – найбільш поширені пневматичні двигуни. За принципом дії вони поділяються на два типи: одно- і двосторонньої дії. У пневмоциліндрах односторонньої дії поршень зі штоком чи плунжер – переміщуються під дією сили тиску повітря тільки в одному напрямку, а їх зворотний рух здійснюється за рахунок пружини, дії сили тяжіння або за допомогою іншого двигуна. В пневмоциліндрах двосторонньої дії прямий і зворотний ходи рухомого елемента забезпечуються дією сили тиску повітря.

Найчастіше використовуються пневмоциліндри двосторонньої дії, а також короткоходові пневмоциліндри односторонньої дії із зворотною пружиною і пневмоциліндри, у яких рух в одному напрямку забезпечується дією сили тяжіння. Пневмоциліндри із зворотною пружиною мають обмеження за довжиною ходу $(1-1,5)D$, (D – діаметр поршня). Найбільший хід для пневмоциліндрів двосторонньої дії – $(8-10)D$. Діаметри поршнів знаходяться у діапазоні 10–320 мм.

У конструкціях пневмоциліндрів із значною довжиною ходу і високими швидкостями руху поршнів передбачають вмонтовані гальмівні пристрої для запобігання ударів у кінці ходу.

14.5.1. Статичний розрахунок пневмоциліндрів

Конструктивні розміри пневмоциліндрів на стадії проектування встановлюються статичним розрахунком, при якому визначають і вибирають

внутрішні діаметри циліндрів D (діаметри поршнів), діаметри штоків d та діаметри d_y умовних проходів отворів для приєднання трубопроводів.

Вихідними даними для статичного розрахунку є: робочий тиск повітря (абсолютний) у підвідній магістралі p_m , технологічне навантаження P_n , довжина ходу S , маса приєднаних до пневмоциліндра рухомих елементів m , положення пневмоциліндра в просторі при роботі, потрібний (або доступний) час спрацювання $t_{спр}$ чи середня швидкість руху $\mathcal{G}_{сер}$ на всій довжині ходу. Можуть надаватись додаткові дані, наприклад, габаритні обмеження, уточнення характеру навантажень, температурні умови під час експлуатації, тощо.

Для пневмоциліндрів затискних пристроїв, у яких технологічне навантаження діє в кінці ходу (безпосередньо при затисканні), діаметр поршня розраховується за формулою:

$$D = 1,13 \sqrt{(P_n \pm mg) / (0,9 p_m - p_a)}, \quad (14.1)$$

де m – маса всіх рухомих елементів, з'єднаних з поршнем, включаючи маси самого поршня та штока (приймаються приблизно з подальшим уточненням). Сила тяжіння $\pm mg$ враховується при вертикальному або нахиленому під кутом до горизонту положенні пневмоциліндра. В останньому випадку враховується проекція сили тяжіння на напрямок руху. Знак «+» ставиться тоді, коли сила тяжіння (або її складова) діє назустріч руху поршня. У розрахунковій формулі (14.1) прийнято, що потрібна затискна сила досягається при тиску $0,9 p_m$, а це забезпечує деякий запас діаметра.

Для затискних пневмоциліндрів із зворотною пружиною:

$$D = 1,13 \sqrt{(P_n \pm mg + P_o + cS) / (0,9 p_m - p_a)}, \quad (14.2)$$

де P_o – сила попереднього натягу пружини; c – жорсткість пружини; S – величина ходу поршня.

Для пневмоциліндрів транспортуючих та інших пристроїв, у яких технологічне навантаження діє на всій довжині ходу або на значній його частині, діаметр циліндра знаходять за розрахунковим значенням безрозмірного параметра навантаження χ_p з наближеним урахуванням сил тертя через коефіцієнт k_m :

$$D = 1,13 \sqrt{(P_n \pm mg) / [p_m \chi_p (1 \mp k_m)]}. \quad (14.3)$$

Значення χ_p вибирається в залежності від тиску p_m (табл. 14.1). Вибір менших у рекомендованому діапазоні значень призводить до збільшення діаметра поршня, проте сприяє більш високим швидкостям спрацювання (через недовантаження поршня).

Коефіцієнт k_m для пневмоциліндрів з типовими манжетними ущільненнями поршня вибирають залежно від технологічного навантаження P_n (табл. 14.2). Наведені в таблиці значення k_m отримані для діапазону тисків $p_m = 0,5 \dots 0,6$ МПа [15]. Для інших значень тисків k_m потрібно коректувати, вважаючи, що він змінюється пропорційно тиску в робочій камері. Знак «+» перед k_m у розрахунковій формулі (14.2) приймається у єдиному випадку,

коли сила тертя доповнює силу тиску повітря, що має місце при транспортуванні (опусканні) вантажу з пневматичним гальмуванням.

Таблиця 14.1

Значення параметра навантаження χ_p					
P_m , МПа	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
χ_p	0,25–0,6	0,3–0,65	0,35–0,7	0,4–0,75	0,45–0,8

Таблиця 14.2

Значення коефіцієнта k_m				
P_n , кН	до 0,6	0,6–6,0	6–25	25–60
k_m	0,5–0,2	0,2–0,12	0,12–0,08	0,08–0,05

Знайдений діаметр округляється до найближчого значення із ряду діаметрів циліндрів (в мм): 10, 12, 16, 20, 25, 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (70), 80, (90), 100, (110), 125, (140), 160, (180), 200, (220), 250, (280), 320 [19]. У дужках наведені значення додаткового ряду.

Діаметр штока:

$$d=(0,25\dots0,32)D. \quad (14.4)$$

Його заокруглюють до найближчого значення із ряду: 6, 8, 10, 12, (14), 16, (18), 20, (22), 25, (28), 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (70), 80, (90), 100 мм [19].

Умовний прохід отворів для приєднання трубопроводів $d_s=0,1D$. Його узгоджують з внутрішнім діаметром трубопроводів.

Мембранні пневмоциліндри також належать до пневмодвигунів дискретної дії з лінійним зворотно-поступальним рухом вихідної ланки – штока. В порівнянні з поршневыми пневмоциліндрами вони простіші у виготовленні через відсутність точних контактних поверхонь, мають високу герметичність робочої камери, не потребують змащення і якісної очистки стиснутого повітря. Проте вони мають і недоліки: обмеженість довжин ходів, змінні вихідні сили, що залежать від прогину мембран, мала довговічність.

Найбільш розповсюджені мембранні пневмоциліндри односторонньої дії із зворотною пружиною, які використовуються у пристроях, які виконують технологічні операції, що потребують значних сил при відносно малих ходах (затискання, фіксація, переключення, гальмування тощо).

Мембрани виготовляють із гумотканинних та синтетичних матеріалів, еластичних і міцних. Вони можуть бути плоскими і фігурними (з гофром).

У мембранному пневмоциліндрі односторонньої дії (рис. 14.3) із зворотною пружиною плоска мембрана 2 затиснена по

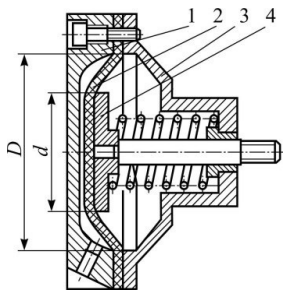


Рис. 14.3. Мембранний пневмоциліндр

контурі між корпусом 3 і кришкою 1. Внутрішній діаметр затискання D називають діаметром заправки мембрани. Сила, що створюється дією тиску повітря на мембрану у робочій камері лише частково передається через опорний диск 4 вихідному штоку. Інша її частина сприймається защемленням, викликаючи в ньому відповідну реакцію. Отже, вихідне зусилля на штоку мембранного пневмоциліндра з діаметром заправки мембрани D менше, ніж сила створювана поршневим пневмоциліндром з поршнем такого ж діаметра при одному і тому ж тиску повітря. Більш того, вихідна сила залежить від діаметра опорного диска d і від величини прогину мембрани. Тому його розраховують не за фактичною площею, на яку діє тиск повітря в робочій камері, а за ефективною площею F_e . Це площа умовного поршня діаметром D_e , на якому створюється така ж сила, як і на реальній мембрані при даному тиску повітря. При малих прогинах мембрани F_e дорівнює:

$$F_e = (\pi / 12) (D^2 + Dd + d^2) = (\pi D^2 / 12) (1 + \beta + \beta^2), \quad (14.5)$$

де $\beta = d/D$.

Оптимальне співвідношення діаметрів опорного диска і заправки мембрани при малих прогинах знаходиться в діапазоні $\beta=0,6\dots0,8$. Прогин можна вважати малим, якщо робочий хід мембрани S не перевищує $(0,5\dots0,6)x_{cm}$, де x_{cm} – статична характеристика мембрани – величина її прогину під дією даного тиску повітря (рис. 14.4). Визначається x_{cm} експериментально. Залежність (14.4) можна використовувати тільки при малих прогинах мембрани.

Для статичних розрахунків мембранних пневмоциліндрів знаходять діаметр D_e умовного поршня за тими ж формулами, що і для поршневих пневмоциліндрів. Наприклад, для затискного мембранного пневмоциліндра із зворотною пружиною D дорівнює:

$$D = 1,13 \sqrt{(P_n \pm mg + P_o + cS) / (0,9p_m - p_a)}. \quad (14.6)$$

Якщо мембранний пневмоциліндр використовується в якості транспортуючого і технологічне навантаження діє на всій довжині ходу або на більшій його частині, то D дорівнює:

$$D = 1,13 \sqrt{(P_n \pm mg + P_o + cS) / (p_m \chi_p)}. \quad (14.7)$$

Остання залежність на відміну від (14.2) для поршневих пневмоциліндрів, не враховує сил тертя, відсутність

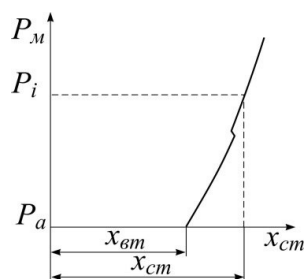


Рис. 14.4. Статична характеристика мембрани

яких є одною з переваг мембранних пневмоциліндрів.

Знайшовши D_e , обчислюють ефективну площу $F_e = \pi D^2/4$ і, задаючись величиною β , знаходять діаметр заправки мембрани D із співвідношення (14.4), а потім і діаметр опорного диска.

Якщо статична характеристика мембрани невідома, рекомендується обмежувати найбільший хід мембрани у діапазоні тисків $p_m = 0,4 \dots 0,8$ МПа значеннями $S_{max} = (0,08 - 0,15)D$ [15]. Більші значення S_{max} вибираються для більших тисків. Для мембран з гофром величина ходу може бути значно більшою: $S = (0,20 \dots 0,25)D$.

14.5.2. Основи динамічного розрахунку пневмоциліндрів

Основною метою динамічного розрахунку пневмоприводів дискретної дії є визначення часу їх спрацьовування. Можуть бути поставлені й інші задачі, наприклад, знаходження швидкостей та прискорень робочих органів, визначення закону руху, характеру зміни тисків в камерах пневмодвигуна тощо.

Розглянемо основні положення методики динамічних розрахунків пневмоприводів на прикладі роботи поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії [15].

Поршень пневмоциліндра на розрахунковій схемі (рис. 14.5) зображено в миттєвому положенні під час руху праворуч. Його поточна координата x відраховується від умовного нуля. У вихідному положенні поршня $x = 0$. При цьому між поршнем і кришкою циліндра завжди є деякий, так званий «шкідливий» об'єм V_0 . На розрахунковій схемі (рис. 14.5) показана фіктивна координата x_0 , що відповідає мінімальному об'єму V_{min} робочої камери до початку руху поршня. V_{min} , крім V_0 , враховує також розрахунковий об'єм трубопроводу на ділянці від робочої камери до розподільника, отже фіктивна координата поршня:

$$x_0 = V_{min}/F, \quad (14.8)$$

де F – площа поршня у робочій камері пневмоциліндра.

Аналогічно визначається і координата x_{ov} , яка характеризує мінімальний об'єм камери вихлопу:

$$x_{ov} = V_{e.min}/F_e, \quad (14.9)$$

де $V_{e.min}$ – мінімальний об'єм камери вихлопу; F_e – площа поршня з боку камери вихлопу.

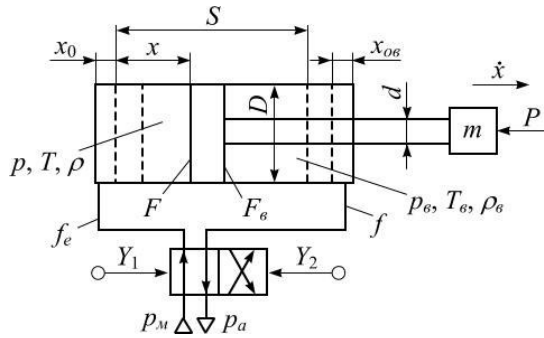


Рис. 14.5. Розрахункова схема пневмоциліндра двосторонньої дії

Поршень пневмоциліндра з приведеною до штока масою рухомих елементів m рухається праворуч зі швидкістю $\dot{x} = dx/dt$ (миттєве значення), долаючи силу опору руху P . Кожній миті руху відповідає визначений стан повітря у камерах пневмоциліндра, що характеризується його параметрами (тиском, температурою і густиною) – p, T, ρ та p_e, T_e, ρ_e . Робоча камера під час руху поршня з'єднана з джерелом живлення – пневмолінією підводу з ефективною площею пропускною здатністю f_e , а камера вихлопу з'єднана з атмосферою через вихлопну пневмолінію з ефективною площею $f_{e.e}$. На схемі (рис. 14.5) показані також діаметр поршня D , діаметр штока d , довжина ходу поршня S і сигнали керування розподільником Y_1 та Y_2 .

На діаграмі роботи пневмоциліндра (рис. 14.6) [15] зображено три взаємозв'язані графіки: руху поршня $x = f(t)$ та зміни тисків у лівій $p_l = f(t)$ та правій $p_r = f(t)$ камерах пневмоциліндра.

У вихідному положенні поршня ліва камера з'єднана з підводом живлення, а права – з атмосферою. Спрацьовування пневмоциліндра починається з подачі сигналу на переключення розподільника. В результаті поршень здійснює прямий хід (час $t_{n.x}$). Після можливого вистою (технологічний час t_m) відбувається зворотний хід поршня (час $t_{z.x}$). Час t_u повного робочого циклу дорівнює:

$$t_u = t_{n.x} + t_m + t_{z.x}. \quad (14.10)$$

Для прямого і зворотного ходів поршня розрізняють три періоди роботи пневмоциліндра: підготовчий t_n , рух поршня t_p та заключний t_{zak} (для зворотного ходу відповідно t'_n, t'_p, t'_{zak}).

Підготовчий період – інтервал часу з моменту подачі сигналу на переключення розподільника до початку руху поршня. Для спрощення задачі визначення t_n припускають, що процеси наповнення робочої камери та спорожнення камери вихлопу починаються тільки після повного переключення розподільника і проходження відповідними пневмолініями хвилі тиску. Тоді $t_n = t_1 + t_2 + t_3$, де t_1 – час перемикання розподільника, t_2 – час проходження хвилі тиску, t_3 – час зміни тисків у камерах пневмоциліндра до початку руху поршня.

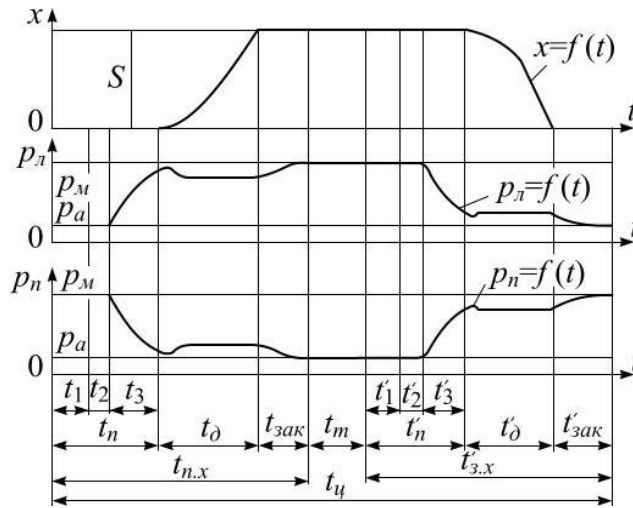


Рис. 14.6. Діаграма роботи пневоциліндра двосторонньої дії

Час перемикання розподільника t_1 визначається експериментально. Для серійної пневмоапаратури t_1 приводиться у їх технічних характеристиках.

Час t_2 проходження хвилі тиску лінією підводу від розподільника до робочої камери $t_2 = l_m/a$, де l_m – довжина трубопроводу на цій лінії, a – швидкість звуку у повітрі. Аналогічно знаходиться час проходження хвилі тиску і для вихлопної лінії. Для коротких пневмоліній цим часом можна знехтувати.

Для визначення часу t_3 користуються попередніми залежностями. За першою із них знаходять час наповнення робочої камери циліндра за період зміни тиску в ній від атмосферного тиску p_a до тиску p_p , при якому починається рух поршня. Якщо позначити $\sigma_a = p_a/p_m$ і $\sigma_p = p_p/p_m$, де p_m – тиск повітря в магістралі:

$$t_{3nan} = 3,62 \cdot 10^{-3} (V_{p.min} / f_e) [\psi_1(\sigma_p) - \psi_2(\sigma_a)]. \quad (14.11)$$

За попередньою формулою знаходять час спорожнення камери вихлопу від початкового в ній тиску p_m до тиску $p_{e.p}$ в момент початку руху поршня. Відповідні безрозмірні значення тисків $\sigma_{e1} = \sigma_a = p_a/p_m$ та $\sigma_{e2} = \sigma_{e.p} = p_a/p_{e.p}$.

Розрахунковий об'єм камери вихлопу у вихідному положенні поршня дорівнює:

$$V_{p.e} = V_{e.p} \min + F_e S. \quad (14.12)$$

Таким чином,

$$t_{3cn} = 2,53 \cdot 10^{-2} V_{p.min} / (f_{e.e} \sigma_a^{(k-1)/2k}) [\psi_1(\sigma_{e.p}) - \psi_2(\sigma_a)]. \quad (14.13)$$

Якщо $t_{3nan} \neq t_{3cn}$, то в розрахунок приймається більше значення. Потрібні значення тисків на початку руху поршня знаходять із рівняння рівноваги сил, що діють на поршень у цей момент:

$$p_p F - p_{e.p} F_e - P = 0. \quad (14.14)$$

Тут $P = P_m + P_n \pm mg + p_a(F - F_e)$ – повна сила опору руху, в яку входять сила тертя P_m , технологічне навантаження P_n , сила тяжіння mg , що враховується з відповідним знаком при вертикальному або похилому положенні пневмоциліндра, а також поправка $p_a(F - F_e)$, викликана тим, що у рівнянні враховуються не надлишкові, а абсолютні значення тиску. Оскільки у рівнянні (14.13) дві невідомі (p_p і $p_{e,p}$), воно має безліч розв’язків, розв’язок можна знайти методом підбору. Наприклад, одній невідомій p_p дають деяке значення і знаходять за рівнянням (14.14) відповідне їй значення другої невідомої $p_{e,p}$. Потім за формулами (14.10) та (14.12) обчислюють час наповнення $t_{3\text{ нап}}$ робочої камери до тиску p_p і час спорожнення $t_{3\text{ cn}}$ вихлопної камери до тиску $p_{e,p}$. Якщо $t_{3\text{ нап}} < t_{3\text{ cn}}$, то необхідно початкове значення p_p збільшити і знову повторити підрахунки. За декілька спроб можна або підібрати такі значення тисків, при яких $t_{3\text{ нап}} = t_{3\text{ cn}}$ і тоді вибір закінчено, або впевнитись, що один із процесів (наповнення чи спорожнення) лімітує початок руху поршня. В останньому випадку задача спрощується: для нелімітуючого процесу приймають граничне значення тиску, за рівнянням (14.13) знаходять відповідне значення тиску для лімітуючого процесу і обчислюють його час, який і буде величиною t_3 . Оскільки початок руху найчастіше лімітується спорожненням камери вихлопу, об’єм якої значно більший об’єму робочої камери у вихідному положенні поршня, то рекомендується в першій спробі підбору брати $p_a = p_p$. Якщо виявиться, що $t_{3\text{ нап}} \leq t_{3\text{ cn}}$, то підбір правильний, а час спорожнення враховується як час підготовчого періоду.

Період руху поршня найбільш складний як за характером фізичних процесів, що протікають в пневмоциліндрах, так і за розрахунками. Рух поршня пневмоциліндра описується системою диференціальних рівнянь, у яку входять рівняння руху і два рівняння енергетичного балансу, що характеризують зміни тиску в кожній із камер пневмоциліндра під час руху поршня [15]:

$$\left. \begin{aligned} md^2x/dt^2 &= pF - p_eF_e - P; \\ kRT_m dm_m &= kpdV + Vdp; \\ -kRT_e dm_e &= kp_e dV_e + V_e dp_e. \end{aligned} \right\}, \quad (14.15)$$

де V і V_e – об’єми робочої і вихлопної камер; p , p_e – тиски в робочій і вихлопній камерах пневмоциліндра; m , m_m , m_e – маси, відповідно поршня з приведеними до штока масами рухомих елементів, повітря в пневмомагістралі і повітря в камері вихлопу пневмоциліндра; F , F_e – площі поршня пневмоциліндра, відповідно зі сторони його робочої і вихлопної камер; P – повна сила опору руху поршня пневмоциліндра.

У загальному вигляді ця система розв’язку не має. Її можна одержати тільки чисельним інтегруванням. Застосування ЕОМ дає можливість одержати розв’язок з бажаною точністю. Для методів чисельного інтегрування, що використовуються на практиці (Рунге-Кутти, Адамса,

Ейлера), розроблені стандартні програми. Початкові параметри інтегрування:

$$x_n = 0; \dot{x}_n = dx/dt = 0; \ddot{x}_n = d^2x/dt^2 = 0; p_n = p_p; p_{v,n} = p_{v,p}.$$

Інтегрування ведуть крок за кроком, поки не буде досягнута кінцева координата поршня $x_k \geq s$. Результатом чисельного інтегрування можуть бути графіки $x = f(t)$, $\dot{x} = f(t)$, $\ddot{x} = f(t)$, $p = f(t)$, $p_v = f(t)$ або дані для їх побудови.

Сума інтервалів часу на всіх кроках чисельного інтегрування в межах зміни t від 0 до t_k визначає час руху поршня t_p .

14.6. Основи проєктування пневмоприводів

Проєктування починається після того, як вирішено питання про застосування саме цього типу привода, що пов'язано з оцінкою конкретних умов його роботи і аналізом різних засобів реалізації (пневматичних, гідравлічних, електричних) заданих динамічних характеристик.

Враховуючи, що при цьому задані значення корисного навантаження і обмеження за габаритами можна, хоча б приблизно визначити можливий час спрацювання виконавчого пристрою (пневмодвигуна), наприклад за спрощеним методом, і порівняти його із заданим. Час спрацювання виконавчих пристроїв, як правило, є основною складовою часу робочого циклу.

Проєктування пневмопривода починається з виконання завдання структурного синтезу системи керування у відповідності з тією апаратурою, яка вибрана для реалізації цієї системи.

Наступним етапом проєктування є виконання завдання динамічного синтезу. Для відтворення заданого закону руху робочих органів виконавчих механізмів або заданого часу спрацювання вибирають параметри виконавчих механізмів, а також параметри ліній зв'язку. Потім за каталогами і нормальми вибирають елементи всього привода. Так як параметри стандартних і нормалізованих елементів можуть значно відрізнятися від отриманих при синтезі, то наступним етапом є визначення часу робочого циклу або закону руху робочого органа. Це задача динамічного аналізу, яка дає можливість вивчити, чи задовольняє запроєктована система потрібній швидкодії. Якщо не вдається отримати задані закони руху або час спрацювання з потрібною точністю, то задачу вирішують, використовуючи інші засоби автоматизації. У випадку позитивного рішення задачі проводять структурний (логічний) аналіз привода з метою його спрощення.

У інженерній практиці динамічні розрахунки пневмоприводів розділяють на повірочні розрахунки готових конструкцій (аналіз) і проєктні розрахунки (синтез) нових конструкцій. Метою повірочних розрахунків є визначення часу робочого циклу привода, характеру руху робочого органа, часу його гальмування.

Метою проєктних розрахунків є вибір параметрів пневмопривода для реалізації заданих законів руху або швидкодії.

15. ГІДРООБ'ЄМНИЙ ПРИВОД

15.1. Загальні питання

Біля 90% самохідних машин різноманітного технологічного призначення обладнуються гідроприводом [10].

Основні переваги гідропривода: плавність і рівномірність руху робочих органів, можливість отримання великих передавальних чисел, можливість безступеневого регулювання швидкостей в широкому діапазоні, простота перетворення обертального руху в зворотно-поступальний і зворотно-поворотний, малий момент інерції, що забезпечує швидке реверсування, легкість стандартизації і уніфікації основних елементів, невелика маса і невеликі габарити гідравлічного устаткування; високі ККД і швидкість передачі командних імпульсів, нескладність запобіжних пристроїв і їх висока надійність; легкість управління і регулювання, самостійне змашування устаткування.

Широке поширення гідрофікованих машин потребує високої кваліфікації фахівців, що займаються питаннями проєктування, виготовлення, експлуатації та ремонту вказаної техніки.

15.2. Типові гідравлічні схеми мобільних машин

15.2.1. Гідравлічні схеми бульдозерів, розпушувачів, корчувачів і кущорізів

Бульдозери призначені для виконання землерийно-планувальних робіт, розробки піщано-гравійних кар'єрів, котлованів, траншей, спорудження каналів, водойм і зведення насипів, дамб і гребель. В умовах холодного клімату бульдозери часто застосовують одночасно з розпушувачами (бульдозери-розпушувачі). Велике практичне значення мають також бульдозери-штовхачі, які використовуються не лише на земляних роботах, але і в якості штовхачів скреперів. Базовими машинами для бульдозерів є колісні і гусеничні трактори. Бульдозерне устаткування складається з відвала, штовхаючих брусів, або універсальної рами, і системи управління відвалом.

Гідропривод бульдозерів повинен забезпечувати підйом, опускання, зміну кутів нахилу і перекосу відвала, а також установку автоматичного управління бульдозерним устаткуванням. Крім того, гідравлічні схеми сучасних бульдозерів передбачають агрегування на гусеничному або пневмоколісному тягачі різного навісного устаткування (розпушувального, корчувального і кущорізного).

Типова гідравлічна схема бульдозера, розпушувача, корчувача і кущоріза (рис. 15.1) включає наступні елементи: гідробак 1, насос постійної продуктивності 2, секційний розподільник 3, гідроциліндри 4 підйому і опускання відвала бульдозера (або робочого органа корчувача), гідроциліндри 5 і 6 нахилу і перекосу відвала, гідроциліндри 7 блокувань

підвіски ходового механізму гусеничного рушія, гідроциліндри 8 підйому і опускання робочого органа корчувача або рами розпушувача. Крім того, в гідросистему входять: керований зворотний клапан 9, швидкорознімні муфти 10, сповільнювальний клапан 11, трипозиційний золотник 12 з електрогідравлічним управлінням, двопозиційний золотник 13, гідроциліндр 14 односторонньої дії з пружинним поверненням, додатковий запобіжний клапан 15, дросель з регулятором 16, манометри 17, термометр 18, фільтр 19 з переливним клапаном.

Спарені гідроциліндри 20, 21, і 22 призначені відповідно для створення перекосу універсальної рами бульдозера, повороту відвала в плані, повороту рами корчувача і приєднуються до розподільника замість гідроциліндрів 5, 7 і 8. Принцип дії гідропривода полягає в наступному. З гідробака 1 робоча рідина подається насосом 2 в напірну секцію розподільника 3. Чотирипозиційний золотник А направляє потік рідини в гідроциліндри 4 підйому і опускання відвала бульдозера.

Трипозиційні золотники Б і В управляють гідроциліндрами 5 і 6, що змінюють кути нахилу і перекосу відвала. При одночасному висуненні або втягуванні штоків гідроциліндрів 5 і 6 змінюється кут нахилу відвала, а при подачі рідини в протилежні порожнини цих гідроциліндрів регулюється перекис відвала. Трипозиційні золотники Г і Д управляють відповідно гідроциліндрами 7 і 8 блокувань підвіски ходової частини трактора і підйому-опускання корчувача або рами розпушувача. У штоковій гідролінії гідроциліндрів підйому і опускання відвала бульдозера встановлений дросель 11 із зворотним клапаном, який забезпечує суцільність потоку робочої рідини і уповільнення руху опускання відвала.

Приєднання гідроциліндрів до розподільника і з'єднання деяких інших гідроліній здійснюється за допомогою швидкорознімних муфт 10 із зворотними клапанами. Застосування цих муфт дозволяє зменшити втрати рідини при виконанні монтажних робіт і виключає попадання в гідросистему зовнішніх забруднень і вологи. Керований зворотний клапан (гідрозамок) 9 призначений для забезпечення суцільності потоку робочої рідини і зниження швидкості при опусканні робочого органа корчувача або рами розпушувача під дією власної маси. Муфта 23 роз'єднується і потік рідини від розподільника 3 спрямовується в гідробак через запобіжний клапан 15 з переливним золотником. Дистанційне керування цим клапаном здійснюється від електрогідравлічного золотника 12. При включенні його золотника 12 клапан 15 закривається і потік робочої рідини спрямовується від насоса в напірну магістраль золотника 12, який направляє цей потік в штокову або поршневу порожнину гідроциліндрів 4. Для регулювання швидкості переміщення штоків гідроциліндрів 4 при автоматичному управлінні відвалом застосовується дросель з регулятором 16.

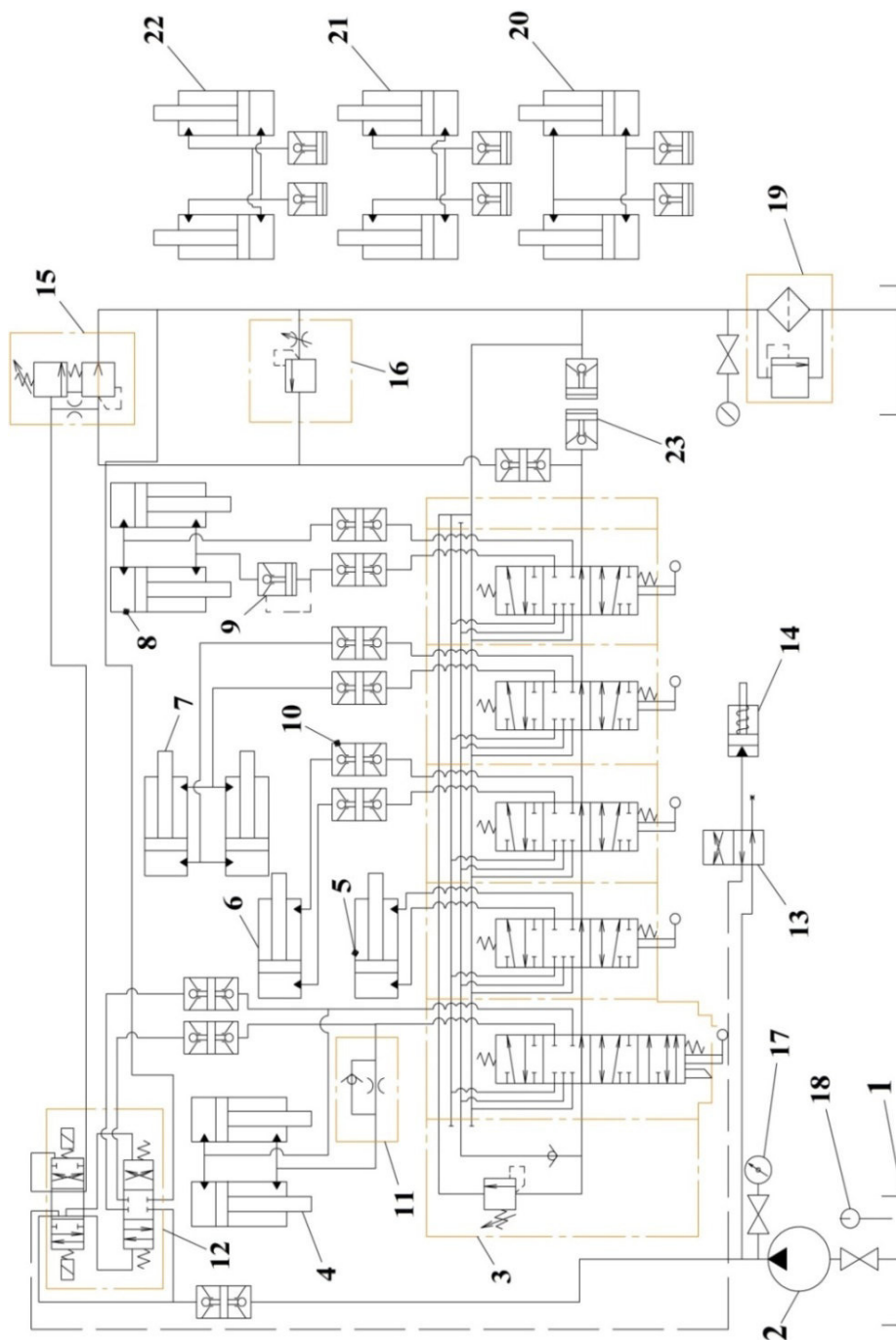


Рис. 15.1. Принципова гідравлічна схема бульдозера

Температура робочої рідини вимірюється датчиком температури 18, а тиски в зливній і напірній магістралях – манометрами 17. Очищення робочої рідини від механічних домішок здійснюється фільтром 19 з переливним клапаном. З метою фіксації стійки розпушувача в необхідному положенні

застосовується гідроциліндр 14 односторонньої дії з пружинним поверненням, який включається автономним двопозиційним золотником 13 з ручним управлінням.

На рис. 15.2–15.4 зображені інші принципові гідравлічні схеми бульдозерів.

15.2.2. Гідравлічні схеми одноківшевих фронтальних навантажувачів

Широке поширення у будівництві отримали одноківшеві фронтальні навантажувачі, виготовлені на гусеничних і пневмоколісних тракторах, а також на спеціальних шасі. Гідравлічний привод робочого устаткування здійснює всі технологічні операції: підйом і опускання стріли, поворот ковша, переміщення заслінки двощелепного ковша, затиск і поворот монтажно-поворотного пристрою, а також підйом і опускання відвала (якщо навантажувач оснащений бульдозерним устаткуванням).

Принципова гідравлічна схема одноківшевого фронтального навантажувача (рис. 15.5) включає наступні елементи: гідробак 1, насос 2, розподільник 3, гідроциліндри 4 повороту ковша, гідроциліндри 5 підйому і опускання стріли, гідроциліндри 6 переміщення заслінки двощелепного ковша, гідроциліндри 7 монтажно-поворотного пристрою, гідроциліндри 8 підйому і опускання розпушувача, гідроциліндр 9 повороту монтажно-поворотного пристрою, гідроциліндри 10 підйому і опускання відвала бульдозера. Крім того, в гідросистему навантажувача входять: гідравлічні вимикачі 11, зворотні клапани 12, рознімні з'єднання 13, дроселі із зворотним клапаном 14, гідравлічний амортизатор 15, гідрозамки (керовані зворотні клапани) 16, манометри 17, термодатчик 18, фільтр з переливним клапаном 19.

Принцип дії гідравлічного привода полягає в наступному. Нерегульований насос 2 подає робочу рідину з гідробака 1 до секційного розподільника 3. Золотник А управляє гідроциліндрами 4 повороту ковша. На штоку одного з гідроциліндрів встановлені упори гідравлічного вимикача, які в положеннях копання і повного закидання ковша розфіксують золотник і автоматично повертають його в нейтральне положення. Золотник Б, який управляє гідроциліндрами 5 підйому і опускання стріли, також має гідравлічний вимикач 11, що розфіксує золотник у двох положеннях стріли: транспортному (вниз) і вивантаження (вгору). Розфіксований золотник повертається в вихідне (нейтральне) положення під дією пружини. Проміжна секція між золотниками А і Б забезпечує почерговий рух ковша і стріли. При одночасному включенні золотників А і Б з магістраллю насоса з'єднується тільки золотник А. Включення золотника Б можливе, якщо золотник А знаходиться у нейтральному положенні. Гідравлічні вимикачі 11 золотників А і Б та проміжна секція між цими золотниками дають можливість автоматизувати управління робочими органами навантажувача. Після набору ґрунту ківш закидається, золотник А автоматично встановлюється в

нейтральне положення, при якому обидві порожнини гідроциліндрів 4 замкнені, тобто ківш знаходиться у фіксованому положенні. Оператор включає золотник Б на підйом стріли і направляє машину до місця вивантаження. Підйом стріли до крайнього верхнього положення і її фіксація переключенням золотника Б у нейтральне положення відбуваються без участі оператора. Золотник В управляє гідроциліндрами 6 переміщення заслінки двощелепного ковша або змінними гідроциліндрами 7 затиску монтажно-поворотного пристрою.

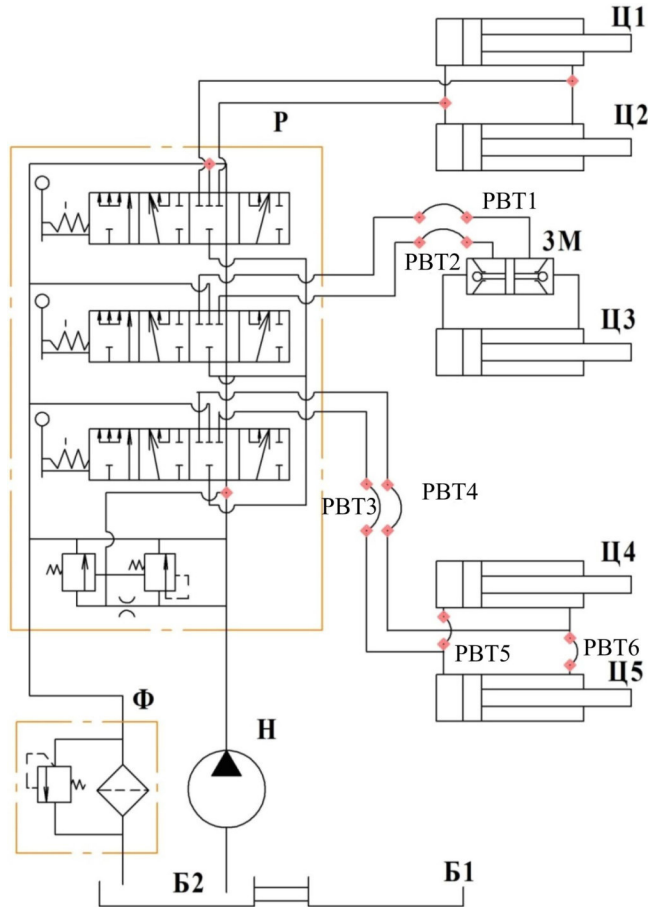


Рис. 15.2. Принципова гідравлічна схема бульдозерів з поворотним відвалом з розпушувачем: елементи гідросистеми трактора : Б1, Б2 – гідробаки; Н – насос шестеренний; Р – гідророзподільник; Ф – фільтр; Ц1, Ц2 – гідроциліндри; елементи гідросистеми бульдозера: 3М – гідрозамок; Ц3 – гідроциліндр гідророзкошу; PBT1, PBT2 – рукави високого тиску; елементи гідросистеми розпушувача: Ц4, Ц5 – гідроциліндри; PBT3–PBT6 – рукави високого тиску

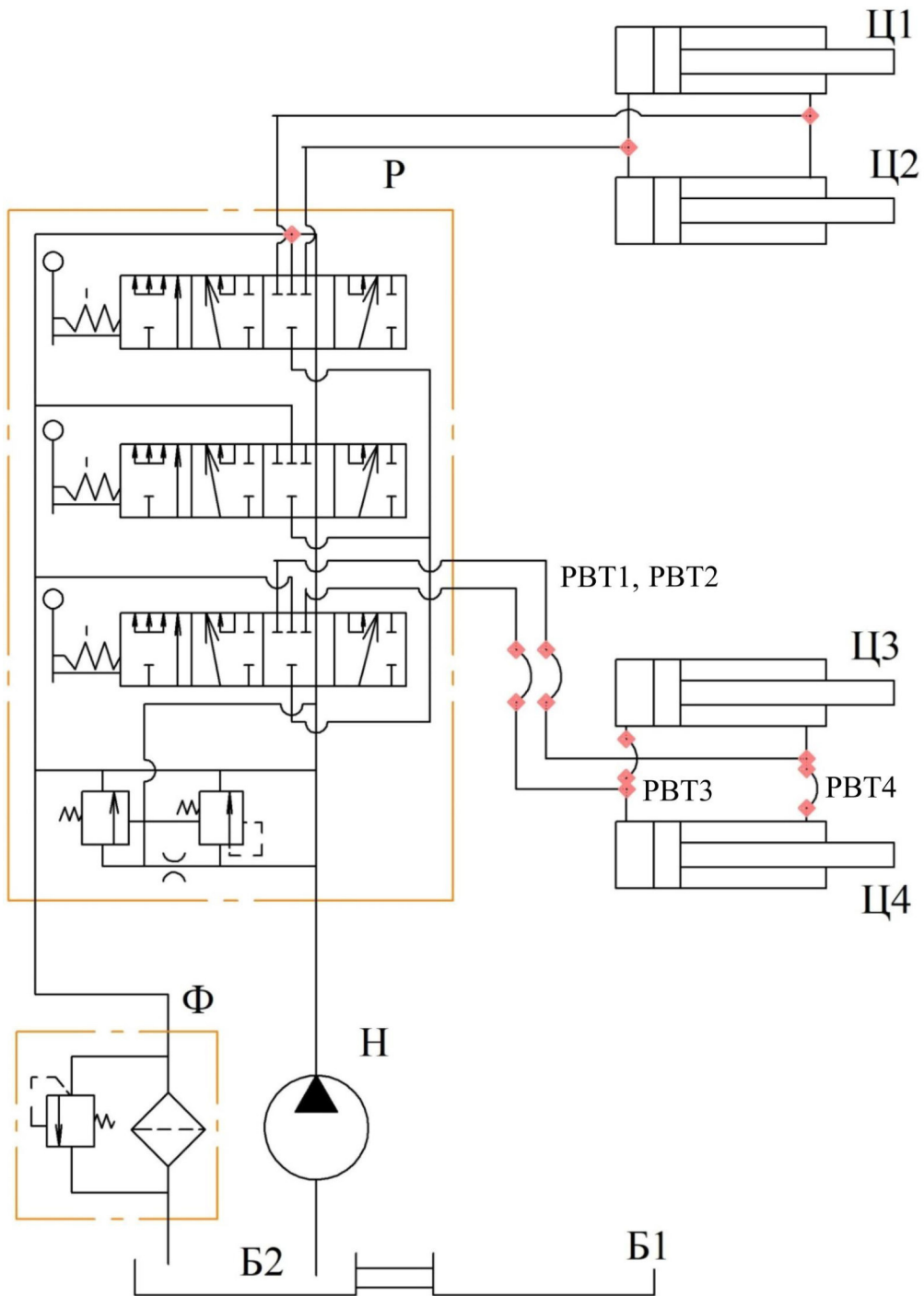


Рис. 15.3. Принципова гідравлічна схема бульдозерів з неповоротним відвалом з розпушувачем. Елементи гідросистеми трактора: Б1, Б2 – гідробаки; Н – насос шестеренний; Р – гідророзподільник; Ф – фільтр; Ц1, Ц2 – гідроциліндри; елементи гідросистеми розпушувача : Ц3, Ц4 – гідроциліндри; PBT1–PBT4 – рукави високого тиску

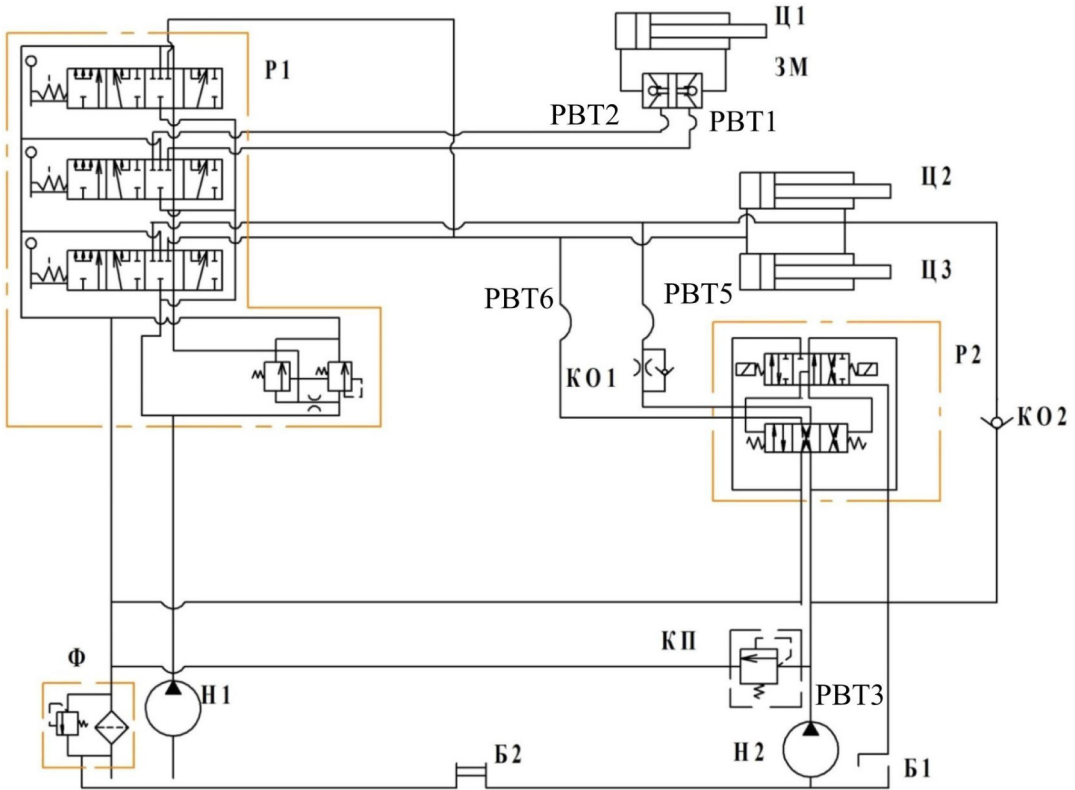


Рис. 15.4. Принципова гідравлічна схема автоматизованого бульдозера з неповоротним відвалом. Елементи гідросистеми трактора: Б1, Б2 – гідробаки; Н1 – шестеренний насос; Р1 – гідророзподільник; Ф – фільтр; Ц2, Ц3 – гідроциліндри; елементи гідросистеми бульдозера: ЗМ – гідрозамок; К01 – зворотний гідроклапан з дроселем; К02 – зворотний гідроклапан; КП – запобіжний гідроклапан; Н2 – шестеренний насос; Ц1 – гідроциліндр гідророзкошу; Р2 – гідророзподільник; PBT1–PBT6 – рукави високого тиску

Золотник Г управляє гідроциліндрами 8 підйому і опускання робочого органа розпушувача або змінним гідроциліндром 9 повороту монтажно-поворотного пристрою, або гідроциліндрами 10 підйому-опускання відвала бульдозера. Якщо навантажувач не обладнаний двощелепним ковшем і додатковим робочим устаткуванням, то золотники В і Г заглушені. Золотники Б і Г мають чотирипозиційне виконання. Четверте (плаваюче) положення золотника використовується в період набору ґрунту переміщенням навантажувача (золотник Б) або при навішуванні бульдозерного устаткування (золотник Г). У поршневих гідролініях гідроциліндрів 5 і 15 встановлені дроселі 14 із зворотними клапанами, необхідні для обмеження швидкості опускання стріли і гасіння коливань в гідролінії амортизатора. При розробці принципової гідравлічної схеми напівповоротного навантажувача за основу може бути прийнята схема фронтального навантажувача (див. рис. 15.5).

Управління поворотним гідродвигуном або двома гідроциліндрами повороту платформи можливе від золотника В.

15.2.3. Гідравлічні схеми щелепних лісонавантажувачів

Щелепні лісонавантажувачі виготовляються, як правило на базі гусеничних і пневмоколісних тракторів. Гідравлічний привод робочого устаткування забезпечує підйом і опускання стріли, затиск щелепного захвата.

Принципова гідравлічна схема колісного фронтального лісонавантажувача включає (рис. 15.6): гідробак 1, здвоєний нерегульований насос 2, секційний розподільник 3, гідроциліндри 4 повороту верхньої щелепи, гідроциліндри 5 повороту захватного пристрою, гідроциліндри 6 підйому і опускання стріли, гідроциліндри 7 підйому і опускання рукояті, дроселі 8 із зворотними клапанами, фільтр 9 з переливним клапаном 10, манометр 11 і 12 у напірний та зливний лініях, датчик температура 13. Принцип дії гідропривода полягає в наступному. Насос 2 подає робочу рідину з гідробака 1 в напірну секцію розподільника 3. Золотники А, Б управляють гідроциліндрами верхньої щелепи і захватного пристрою. Потім включаються золотники В, Г, які направляють потік робочої рідини в порожнини гідроциліндрів стріли 6 і рукояті 7. Швидкість опускання стріли і рукояті з вантажем обмежується дроселями 8 із зворотними клапанами, встановленими на гідроциліндрах 6 і 7.

15.2.4. Гідравлічні схеми дорожніх котків

Котки можуть бути самохідними, напівпричіпними. Для ущільнення дорожніх основ і покриттів застосовуються зазвичай самохідні котки, для ущільнення ґрунтів – напівпричіпні і причіпні. Їх робочими органами є вальці або колеса. Найбільше розповсюдження отримали котки з гладкими вальцями статичної і вібраційної дії (для ущільнення основ), кулачкові (для ущільнення насипів із зв'язних ґрунтів) і на пневматичних шинах для пошарового ущільнення, переважно незв'язних ґрунтів. Гідравлічний привод в дорожніх котках використовується в рульовому управлінні і механізмі ходу (рис. 15.7). Гідросистема містить наступні елементи: гідробак 1, регульований насос 2, нерегульовані насоси 3 і 4, фільтри 5 і 6 з переливними клапанами, охолоджувач 7, гідропідсилювач 8, двопозиційний золотник 9, клапанна коробка 10, гідромотори 11, гідрозамикачі 12, гідроциліндри 13, розподільник 14, манометри 15, датчик температури 16, дросель 17.

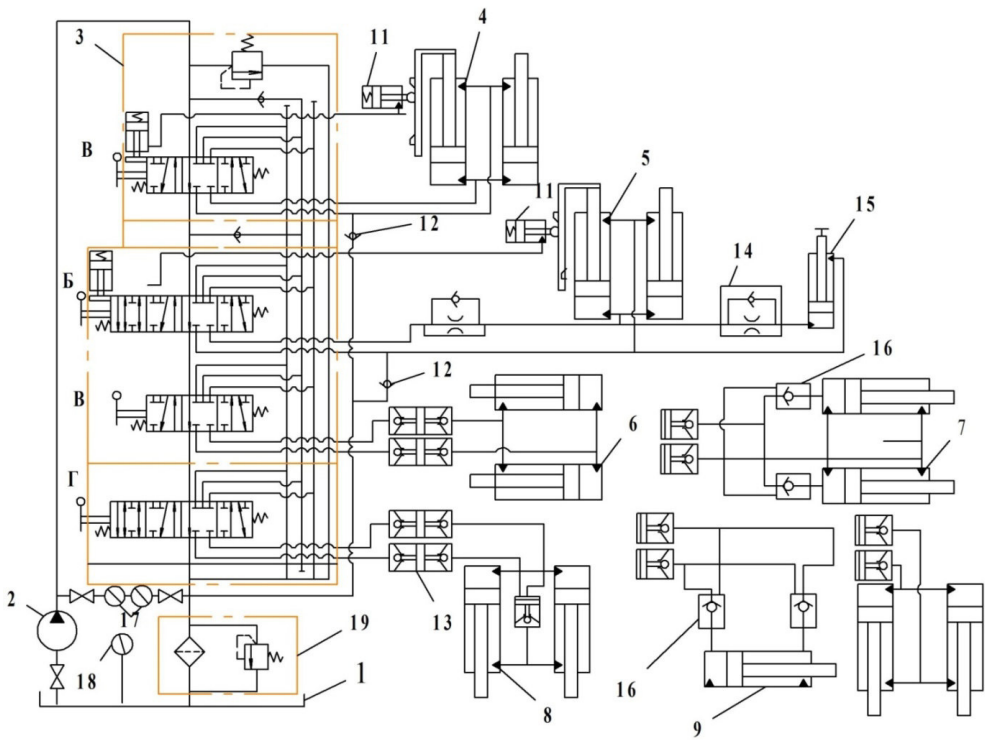


Рис. 15.5. Принципова гідравлічна схема одноківшевого фронтального навантажувача

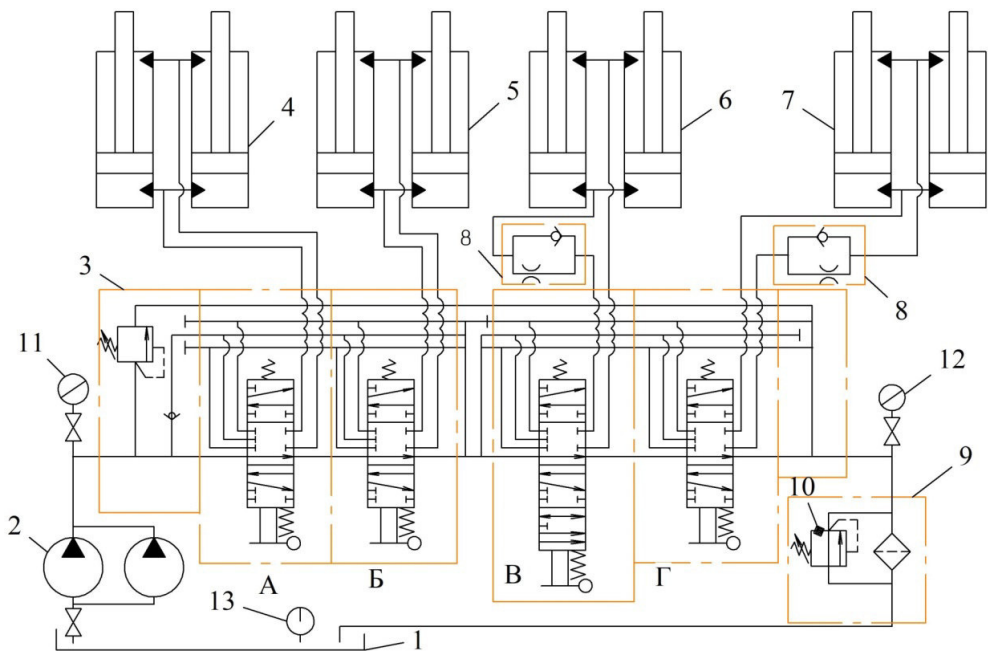


Рис. 15.6. Принципова гідравлічна схема лісонавантажувача

Гідросистема ходу котка виконана за замкненою схемою циркуляції робочої рідини. Реверсивний регульований насос 2 подає робочу рідину до гідромоторів 11 вальців. Зміна швидкості і напряму переміщення котка досягається регулюванням подачі і напрямом потоку рідини від насоса 2. Для забезпечення управління регульованим насосом застосований гідропідсилювач 8. Перемикання гідросистеми на нейтральний і робочий режими здійснюється двопозиційним золотником 9. Нейтральний режим досягається з'єднанням напірної і зливної магістралей. У цьому положенні поршневі порожнини гідрозамикачів 12 стоянкових гальм сполучені із зливом, і гальма надійно утримують машину. При включенні розподільника 9 в робоче положення потік рідини від насоса спрямовується до гідромоторів 11, а поршнева порожнина гідрозамикачів 12 з'єднується з напірною гідролінією насоса 4. Таким чином відбувається розгальмування вальців. Клапанна коробка 10 призначена для управління лінією підживлення від насоса 4. Зворотні клапани коробки по черзі сполучають зливну лінію гідросистеми ходу з гідролінією підживлення.

Надлишок рідини, що поступає від насоса 4, зливається через охолоджувач 7 (радіатор) в гідробак. Запобіжні клапани 10 захищають гідросистему від перевантажень шляхом перепускання частини рідини з напірної гідролінії в зливну. Нерегульований насос 4 призначений для створення стійкого потоку підживлення гідролінії ходу котка. Для роздільного управління рульовими гідроциліндрами 13 застосовано двозолотниковий чотирипозиційний розподільник 14, в який вбудований запобіжний клапан непрямої дії. Нерегульований насос 3 створює потік рідини для гідропідсилювача 8 і рульових гідроциліндрів 13. З метою обмеження витрати рідини, що поступає на рульове управління, застосований дросель 17. Фільтри 5 і 6, встановлені на напірних гідролініях насосів 3 і 4, призначені для очищення робочої рідини від механічних домішок. Для виміру тиску в основній і допоміжних гідросистемах застосовані манометри 15, а для виміру температури – дистанційний датчик температури.

15.2.5. Гідравлічні схеми скреперів

Скрепери призначені для пошарового зрізання ґрунту з набором його в ківш і подальшим транспортуванням і розвантаженням. За типом ходової частини скрепери підрозділяються на причіпні, напівпричіпні і самохідні. Напівпричіпні скрепери складаються з двовісного тягача-трактора і одновісного скрепера на пневмоколісному ході. Самохідні скрепери складаються з одновісного тягача і одновісного скрепера на пневмоколісному ході. У скреперах гідравлічний привод застосовується для підйому і опускання ковша, підйому і опускання заслінки, висунення і відводу задньої заслінки або повороту дна ковша, а також для елеватора у скрепера з елеваторним завантаженням. Крім того, у великовантажних скреперах гідропровод використовується в рульовому управлінні і моторколесах.

Залежно від місткості ковша і способу набору ґрунту можна виділити три типи принципових гідравлічних схем скреперів: а) з ковшем місткістю до 10 м³; б) з ковшем місткістю до 10 м³ і елеваторним завантаженням; в) з ковшем місткістю понад 10 м³.

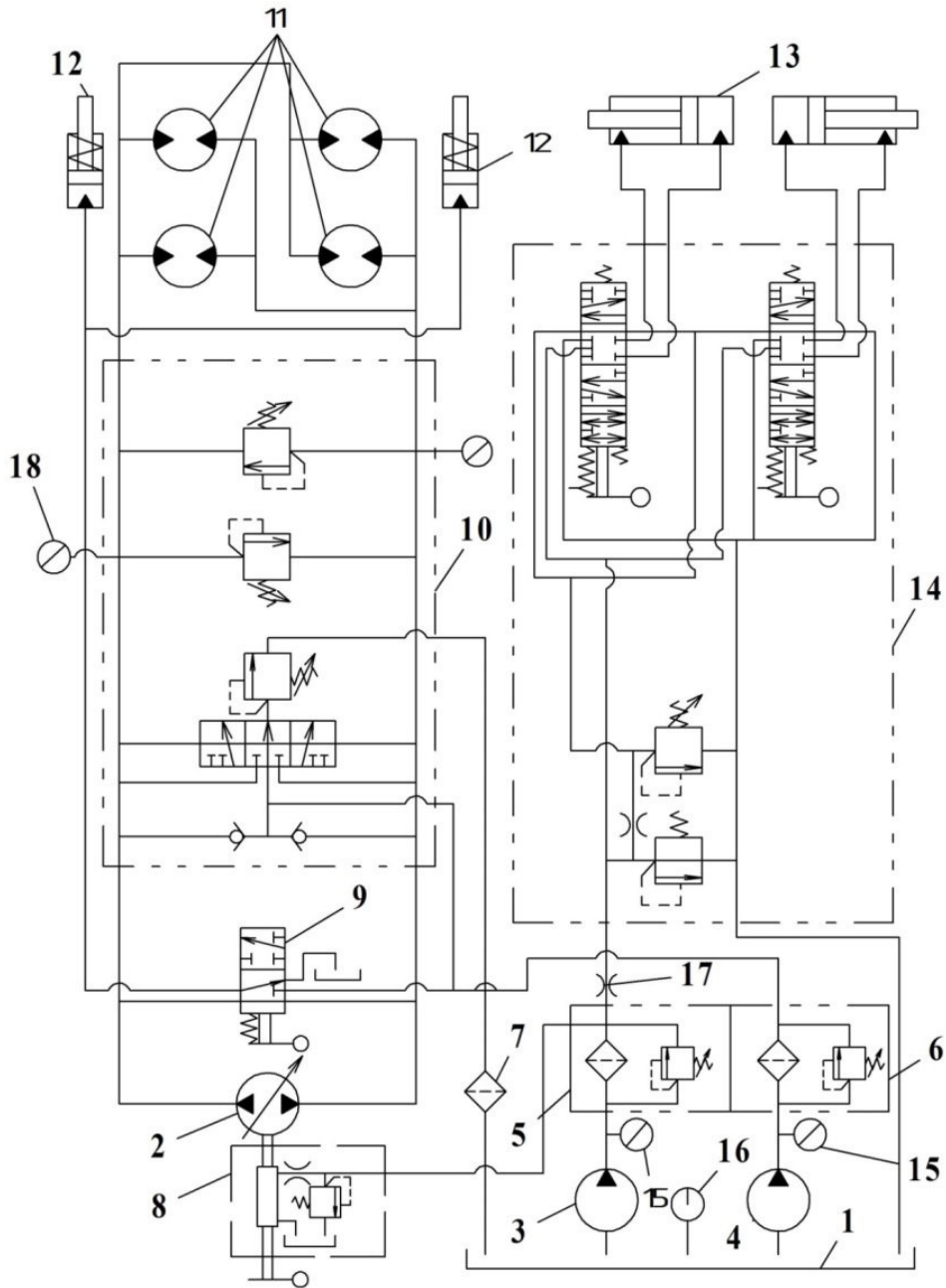


Рис. 15.7. Принципова гідравлічна схема дорожнього котка

Принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем місткістю до 10 м³ (рис. 15.8) складається з гідробака 1, нерегульованого насоса 2, секційного розподільника 3, гідроциліндрів 4 і 5 підйому-опускання ковша, гідроциліндрів 6 і 7 задньої заслінки, гідроциліндрів 8, 9 і 10 підйому-опускання передньої заслінки, зворотних керованих клапанів (гідрозамків) 11, перепускних клапанів 12, 13 і 14, зворотних клапанів 15 і 16, 17 з переливним клапаном, манометра 18, датчика температури 19.

Принцип дії гідропривода полягає в наступному. Потік робочої рідини з гідробака 1 насосом 2 подається до розподільника 3. Золотник А управляє гідроциліндрами 4 або 5 підйому і опускання ковша.

З метою запобігання мимовільного опускання ковша при транспортуванні ґрунту в гідролініях гідроциліндрів підйому ковша застосовані керовані зворотні клапани 11.

Золотник Б управляє гідроциліндром 6 або 7, що забезпечує рух задньої заслінки. Залежно від необхідної довжини ходу штока при розвантаженні ковша може бути застосований гідроциліндр звичайного або телескопічного виконання. Золотник В управляє змінними гідроциліндрами 8, 9 або 10, які забезпечують підйом-опускання передньої заслінки. Привод передньої заслінки в різних конструктивних виконаннях скреперів можливий трьома варіантами установки гідроциліндрів. Тому в схемі (див. рис. 15.8) вказані три різні способи приєднання гідроциліндрів 8, 9 і 10 до золотника В. Якщо гідроциліндр закріплений на силовій рамі скрепера, то підйом заслінки можна здійснювати подачею робочої рідини в поршневу (гідроциліндр 8) або в штокову (гідроциліндр 9) порожнини. Штокова порожнина гідроциліндра 8 сполучена з поршневою перепускним клапаном 14. Крім того, поршнева порожнина гідроциліндра 8 сполучена із зливною лінією через зворотний клапан 15. Застосування перепускного 14 і зворотного 15 клапанів потрібні для запобігання перевантажень у штоковій порожнині і кавітації рідини в поршневій порожнині гідроциліндрів 8, які можуть виникати там в період дії ковша на заслінку при його підйомі і нейтральному положенні золотника В.

Аналогічна система розвантаження застосована на гідроциліндрі 9, відмінність полягає лише в тому, що надлишок рідини з поршневої гідролінії перепускається в зливну через клапан 12, а зворотний клапан 15 відсутній.

Якщо гідроциліндри 10 підйому-опускання передньої заслінки кріпляться на ковші, то перепускні клапани не потрібні. Зворотний клапан 16 передбачений для запобігання кавітації в поршневих порожнинах гідроциліндрів у період опускання заслінки під дією власної маси.

На зливній гідролінії встановлений фільтр 17 з переливним клапаном. Тиск рідини в напірній і зливній лініях визначається за допомогою манометрах 18, а температура в баку робочої рідини – датчиком температури 19.

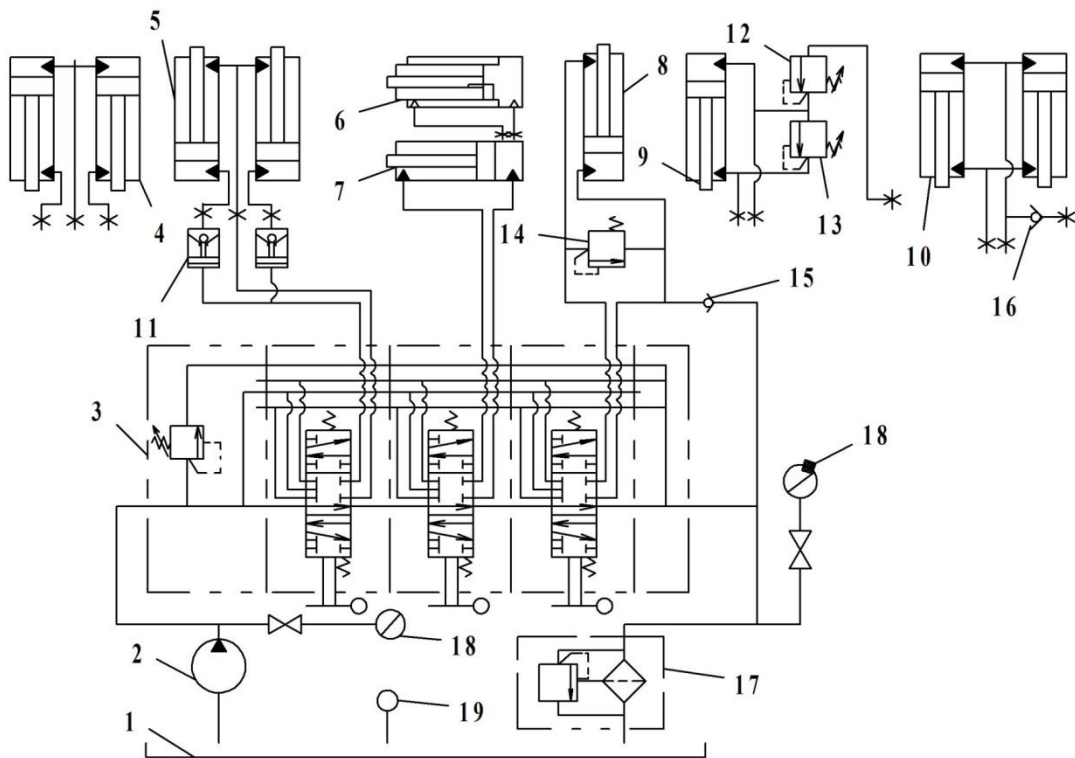


Рис. 15.8. Принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем місткістю до 10 m^3

15.2.6. Гідравлічні схеми скреперів з ковшем місткістю понад 10 m^3

На рис. 15.9 приведена принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем місткістю понад 10 m^3 . У великовантажних скреперах застосовується електрогідравлічне управління гідродвигунами. Електрогідравлічні розподільники встановлюють у безпосередній близькості від гідроциліндрів на причіпній частині скрепера, а від насоса і гідробака через сидельний або зчіпний пристрій проводяться тільки два шланги високого або низького тиску замість шести. Це підвищує надійність гідропривода, знижує втрати тиску в трубопроводах, не захарашує сидельно-зчіпний пристрій і покращує зовнішній вигляд скреперів. Крім того, застосування електрогідравлічного управління покращує умови праці і знижує стомлюваність оператора.

Гідравлічна схема (див. рис. 15.9) включає наступні елементи: гідробак 1, нерегульований насос 2, електрогідравлічні розподільники 3, 4 і 5, гідроциліндри 6 підйому-опускання заслінки, гідроциліндри 7 підйому-опускання ковша, гідроциліндри 8 задньої стінки, електрогідравлічний запобіжний клапан 9, фільтр 10 з переливним клапаном, манометри 11, датчик температури 12.

Принцип дії гідропривода полягає в наступному.

При вимкнених електромагнітах розподільників 3, 4, 5 потік робочої рідини від насоса 1 через нормально відкритий запобіжний клапан 9 і фільтр 10 спрямовується назад в гідробак 1.

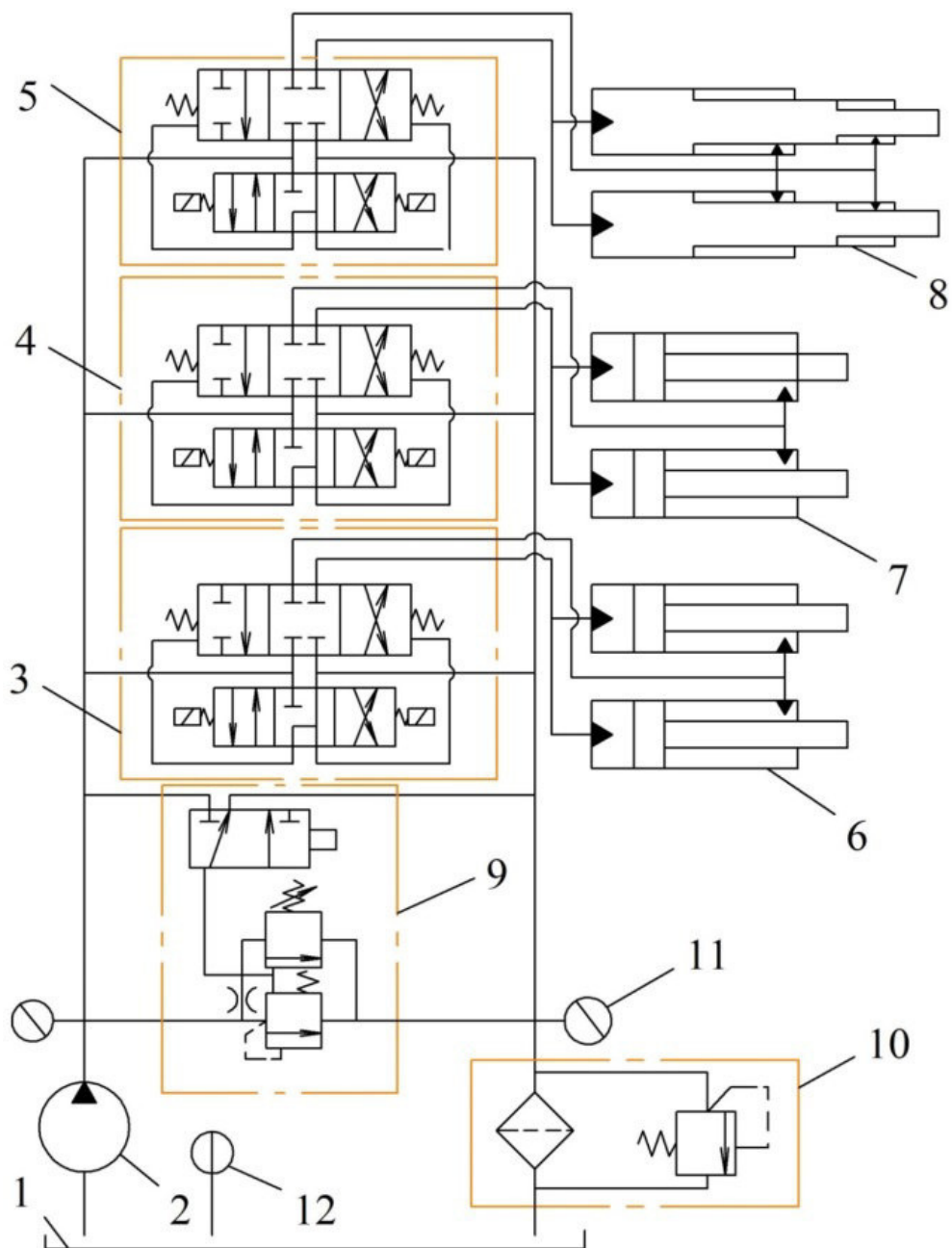


Рис. 15.9. Принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем місткістю більше 10 м³

Включенням електромагніту одного з розподільників 3–5 (див. рис. 15.9) зміщується золотник управління, який сполучає торцеву порожнину основного золотника із зливною гідролінією. У зв'язку з тим, що перед фільтром завжди є тиск потоку робочої рідини не менше 0,3 МПа, зливна гідролінія використовується як гідролінія управління. Змістившись в одне з крайніх положень (праве або ліве), основний золотник сполучає штокові (або поршневі) порожнини гідроциліндрів з напірною гідролінією насоса, а протилежні порожнини (поршневі або штокові) – із зливною гідролінією. Таким чином, забезпечується зворотно-поступальний рух штоків гідроциліндрів, а з ними і рух робочого устаткування скрепера. При вимкнених електромагнітах розподільників 3–5 нормально відкритий золотник управління запобіжного клапана 9 направляє потік рідини від насоса на злив. Коли включається будь-який електромагніт розподільника, одночасно з ним включається електромагніт золотника управління запобіжним клапаном, і нормально відкритий золотник управління клапана 9 закривається.

Потік рідини від насоса 2 спрямовується до розподільників 3, 4 і 5. У разі підвищення тиску в системі вище максимального спрацьовує запобіжний клапан 9 і рідина від насоса надходить у гідробак. Для контролю за режимом роботи гідропривода встановлені манометри 11 в напірній і зливній лініях, а в гідробаку – дистанційний датчик температури 12.

На рис. 15.10 і 15.11 зображені принципові гідравлічні схеми причіпних скреперів з ковшами місткістю 11 м³.

15.2.7. Гідравлічні схеми скреперів з елеваторним завантаженням

Принципова гідравлічна схема скрепера з елеваторним завантаженням (рис. 15.12) складається з бака робочої рідини 1, насосів 2 і 9, секційних розподільників 3 і 8, гідроциліндрів 4 розвантаження ковша, гідроциліндрів 5 підйому і опускання ножа, керованих зворотних клапанів 6, гідромотора 7 елеватора, фільтра 10 з переливним клапаном, манометра 11, термометра 12.

Від насоса 2 робоча рідина поступає до секційного розподільника 3. Золотник А управляє гідроциліндрами 4 розвантаження ковша, а золотник Б – гідроциліндрами 5 підйому і опускання ножа. У штокових магістралях гідроциліндрів 5 встановлені керовані зворотні клапани 6, які призначені для зниження динамічних навантажень в трубопроводах і надійного замикання штокових порожнин в період транспортування вантажу. Від насоса 9 робоча рідина через секційний розподільник 8 надходить до гідромотора 7 елеватора. На зливній магістралі встановлений фільтр 10 з переливним клапаном. Тиск в напірних магістралях насосів і зливній лінії вимірюється манометрами 11, а температура робочої рідини – дистанційним термометром 12.

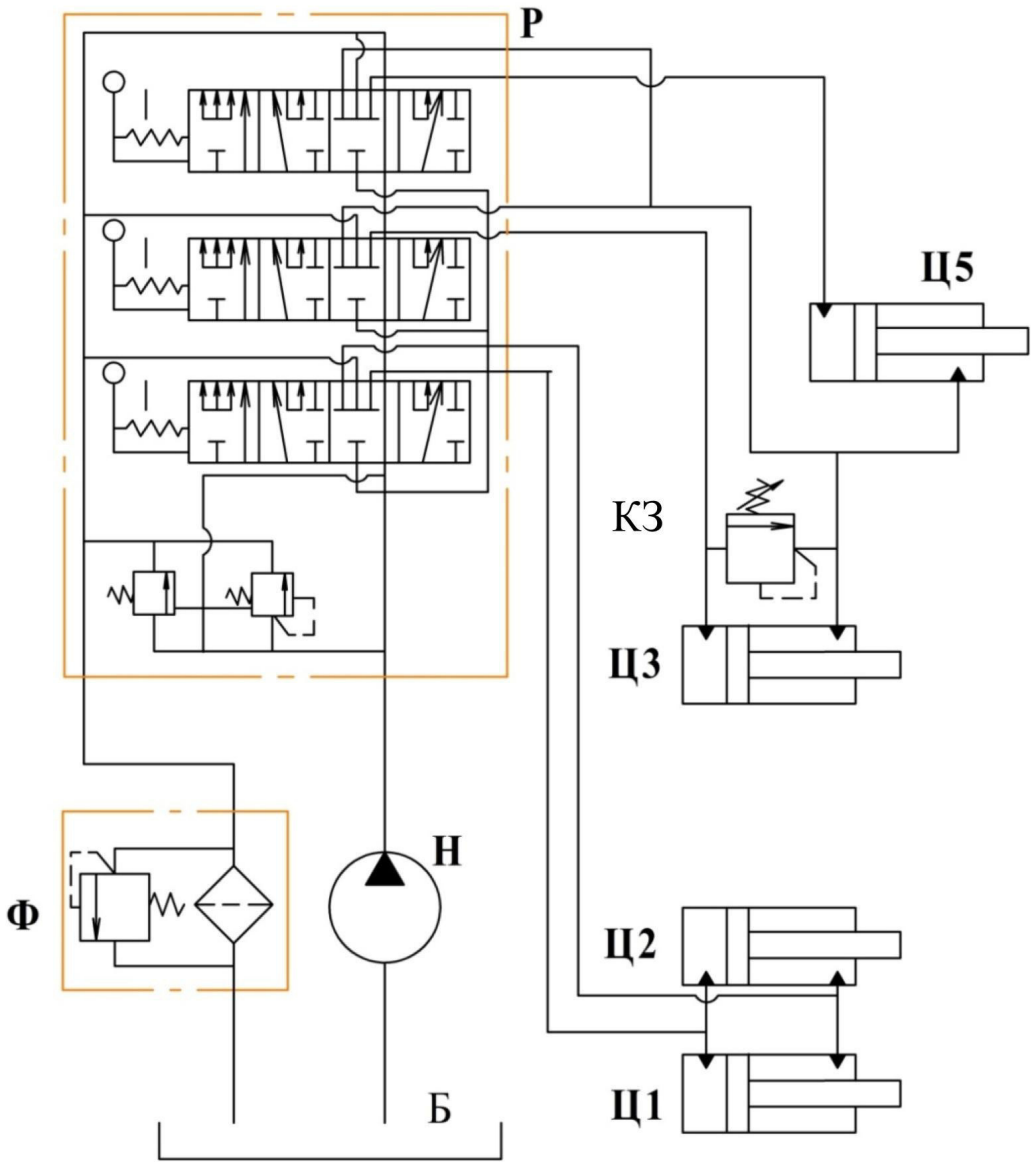


Рис. 15.10. Принципова гідравлічна схема причіпного скрепера.
 Елементи гідросистеми трактора: Б – гідробак; Н – насос шестеренний;
 Р – гідророзподільник; Ф – фільтр; елементи гідросистеми скрепера:
 Ц1, Ц2 – гідроциліндри ковша; Ц3 – гідроциліндр заслінки; Ц4 – гідроциліндр
 задньої стінки; К3 – запобіжний клапан

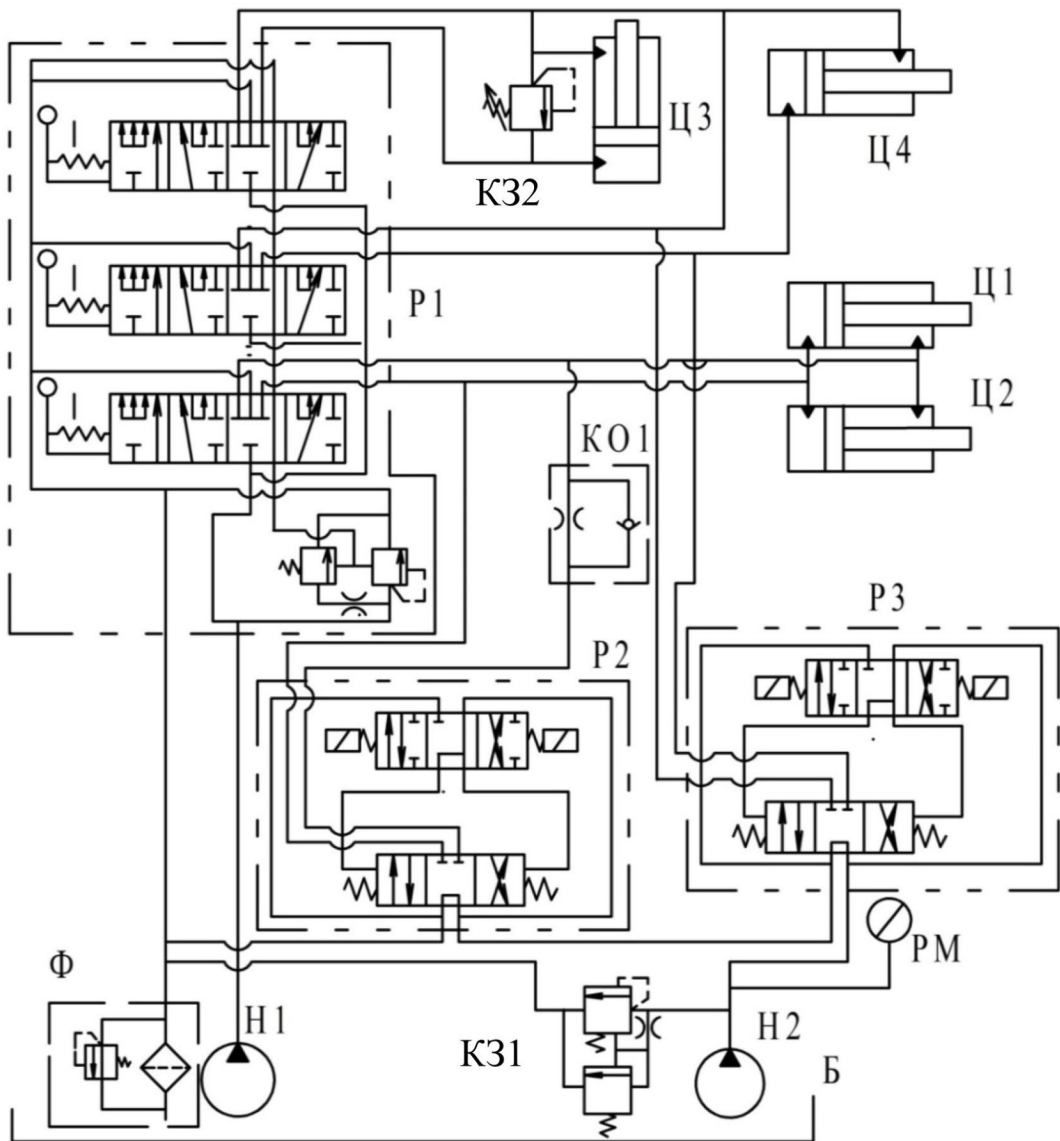


Рис. 15.11. Принципова гідравлічна схема причіпного скрепера:
 Елементи гідросистеми трактора: Б – гідробак; Н1 – насос шестеренний;
 P1 – гідророзподільник P-150; Φ – фільтр; елементи гідросистеми скрепера:
 К31 – зворотний клапан з дроселем; К31, К32 – запобіжні клапани; Н2 – насос
 шестеренний; P2, P3 – гідророзподільники; Ц1, Ц2 – гідроциліндри ковша;
 Ц3 – гідроциліндр заслінки; Ц4 – гідроциліндр задньої стінки; МН – манометр

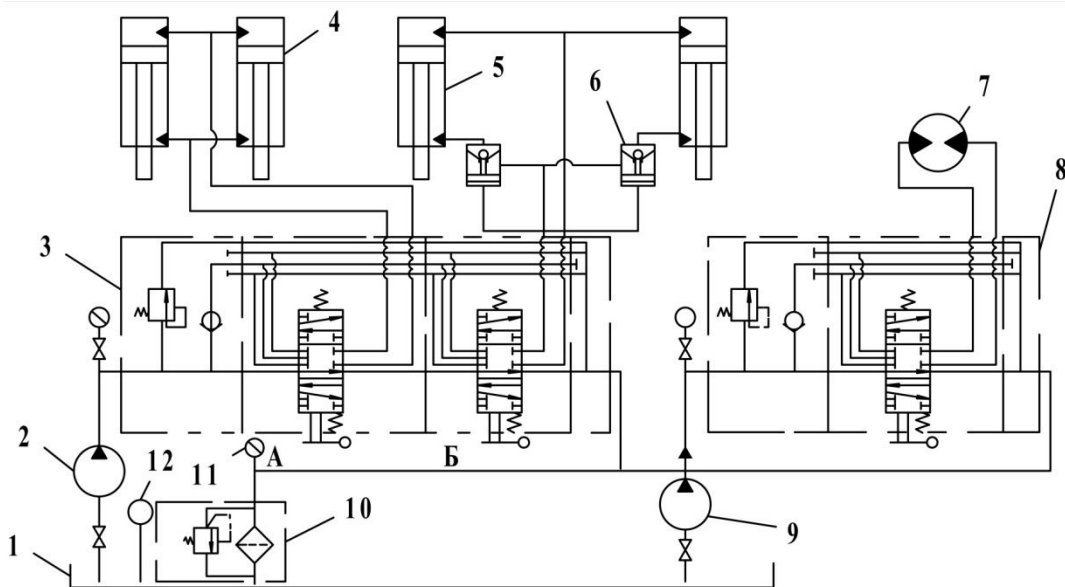


Рис. 15.12. Принципова гідравлічна схема скрепера з елеваторним завантаженням

15.2.8. Гідравлічні схеми автогрейдерів

Автогрейдер – самохідна колісна землерийно-транспортувальна машина з відвальним робочим органом, який розміщується в межах колісної бази і може встановлюватися під різними кутами в горизонтальній і вертикальній площинах. При необхідності відвальний орган можна висунути убік.

Основні призначення автогрейдера: профілізація земляного полотна, зведення насипів, планування ґрунтових поверхонь, облаштування корит і бічних каналів. Зазвичай автогрейдери обладнуються допоміжним робочим органом – кирковщиком, що використовується для киркування твердих поверхонь доріг. У комплект постачання входить іноді також бульдозерний відвал, що навішується перед передніми колесами автогрейдера. Для розширення сфери застосування автогрейдери часто обладнуються іншими змінними робочими органами – плужними снігоочисниками, розпушувачами. Гідравлічний привод в автогрейдерах застосовується для підйому-опускання змінного устаткування (кирковщика, бульдозера), підйому-опускання і повороту відвала, зміни положення (винесення) тягової рами, нахилу коліс, повороту передніх коліс (рульове управління).

Гідравлічна схема автогрейдера важкого типу (рис. 15.13) включає гідробак 1, нерегульовані насоси 2 і 3, секційний розподільник 4, гідроциліндр 5 підйому-опускання відвала (правий), гідроциліндр 6 висунення відвала, гідроциліндр 7 підйому-опускання кирковщика (бульдозерного відвала), гідромотор 8 повороту відвала в плані, гідроциліндр 9 винесення тягової рами, гідроциліндр 10 підйому-опускання

відвала (лівий), гідроциліндр 11 управління коліс, золотник 12 повороту коліс, запобіжний клапан 13, дільник потоку 14, гідропідсилювач 15, фільтр 16 з переливним клапаном, манометр 17, датчик температури 18.

Золотники А і Е управляють гідроциліндрами 5 і 10 змін кута нахилу відвала у вертикальній площині. При подачі рідини в протилежні порожнини гідроциліндрів 5 і 10 змінюється кут нахилу, а при подачі рідини в однойменні порожнини відбувається підйом або опускання відвала. Золотник Б управляє гідроциліндром 6 висунення відвала в горизонтальній площині, а золотник Д – гідроциліндром 9 бічного винесення тягової рами. Золотники В і Г управляють відповідно гідромотором 8 поворотного круга і гідроциліндром 7, а золотник Д – гідроциліндром 9 бічного винесення тягової рами. Золотники В і Г управляють відповідно гідромотором 8 поворотного кола і гідроциліндром 7 підйому-опускання відвала бульдозера (кирковщика).

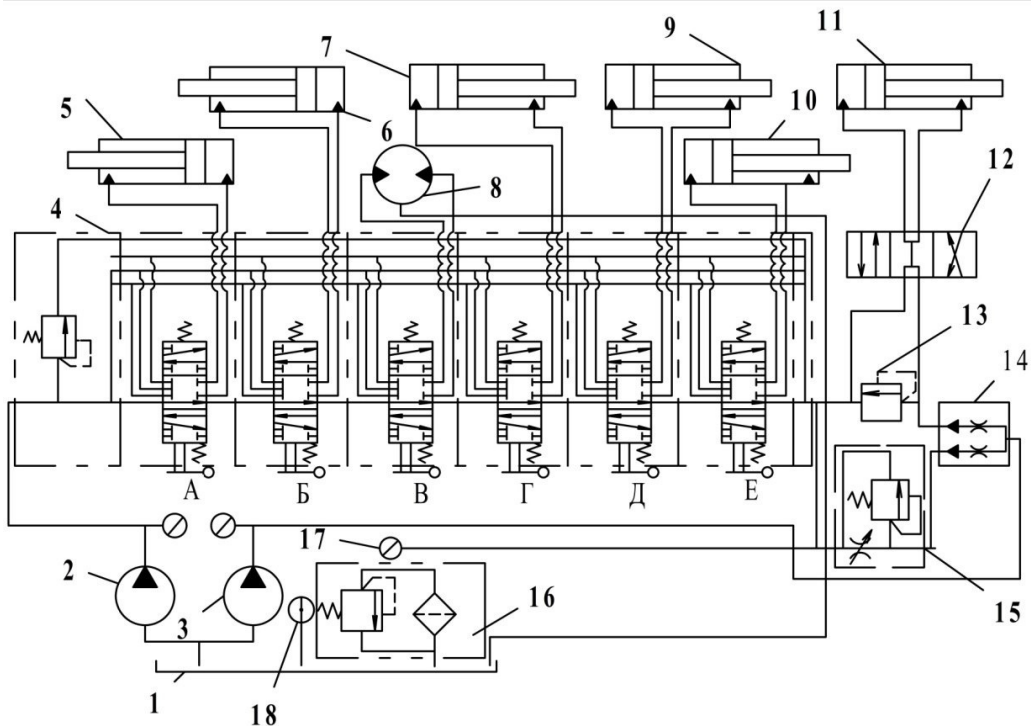


Рис. 15.13. Принципова гідравлічна схема автогрейдера важкого типу

Регулятор витрати 15 і золотник 12 мають механічний зв'язок з рульовою колонкою автогрейдера. При повороті керма і залежно від його положення золотник 12 направляє потік рідини від насоса в поршневу або штокову порожнину гідроциліндра 11.

Дільник потоку 14 призначений для забезпечення робочою рідиною регулятора витрат 15 і гідроциліндра 11 управління коліс від насоса 3 при різних величинах зовнішніх навантажень.

Принципова схема гідропривода автогрейдера з ручним і автоматичним управлінням представлена на рис. 15.14. Насосом 2 робоча рідина з гідробака

1 нагнітається в шестизолотниковий секційний гідророзподільник 3 з ручним управлінням. Усі золотники трипозиційні з пружинним поверненням з включених позицій в нейтральну.

При нейтральному положенні всіх золотників робоча рідина з напірної секції через проточний канал золотникових секцій поступає в зливну секцію і далі назад в гідробак 1 через фільтр 16 з вбудованим переливним клапаном. У напірну секцію гідророзподільника 3 вбудований запобіжний клапан.

Золотниками гідророзподільника 3 здійснюється ручне управління рухами гідроциліндрів 4 і 9 підйому і опускання лівої і правої сторін відвала, навісного устаткування 6, висунення відвала 7, винесення тягової рами 8 і гідромотора 5, який обертає відвал. Регулювання швидкостей переміщення виконавчих органів здійснюється дроселюванням потоку в каналах розподільника при переміщенні рукояті його управління. Система автоматичного управління відвалом автогрейдера здійснюється від насоса 14 двома послідовно сполученими гідророзподільниками 11 з електрогідравлічним управлінням. При автоматичному управлінні підйомом і опусканням відвала гідроциліндрами 4 і 9, їх швидкість обмежується дроселями 10 зі зворотними клапанами.

При нейтральному положенні золотників гідророзподільників 11 потік від насоса 14 через них і зворотний клапан 18 поступає в напірну гідролінію насоса 2. Запобігання від перевантажень в системі автоматичного управління здійснюється клапаном непрямої дії 12. Контроль тиску в напірних гідролініях насосів 2 і 14 здійснюється манометрами 13. Ступінь забруднення фільтра можна визначати за показами манометра 17. Температура робочої рідини в гідросистемі контролюється за показами термометра 15.

15.2.9. Гідравлічні схеми автомобільних кранів

Стрілові самохідні крани призначені для виконання навантажувально-розвантажувальних і будівельно-монтажних робіт. Залежно від типу ходової частини стрілові самохідні крани підрозділяються на чотири основні групи: – автомобільні крани на шасі вантажних автомобілів; – самохідні крани на спеціальних шасі автомобільного типу; – самохідні крани на пневмоколісних шасі; – самохідні крани на гусеничному ході. Основними елементами самохідних стрілових кранів є: ходова частина; поворотна частина з робочим устаткуванням; опорно-поворотний пристрій, що зв'язує поворотну платформу крана з рамою шасі; привод ходу робочого устаткування; система управління рухом машини і механізмами кранів.

Багато вузлів і деталей стрілових самохідних кранів уніфіковані вузлами і деталями однокішшевих повноповоротних екскаваторів.

Гідравлічна схема автомобільного крана показана на рис. 15.15. На нерухомій нижній рамі крана змонтовані виносні опори, гідробак, фільтр і нерегульований насос, привод якого здійснюється через редуктор відбору потужності.

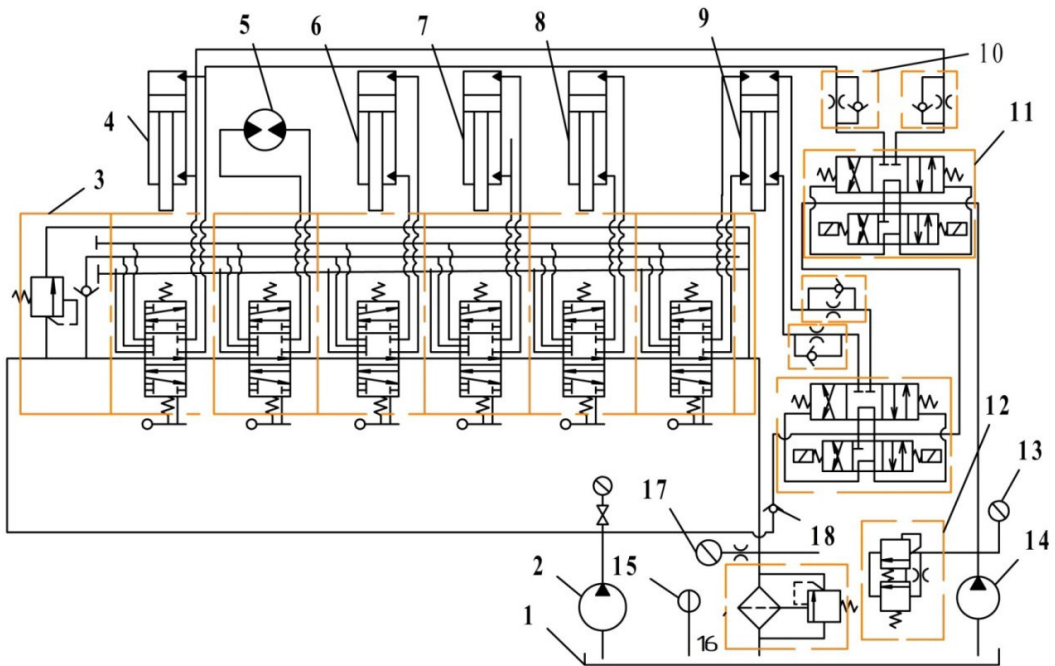


Рис. 15.14. Принципова гідравлічна схема автогрейдера

На поворотній платформі розміщується робоче устаткування крана з приводом від гідромоторів. Робоча рідина від насоса 1 подається через центральне з'єднання, що обертається, до секційного гідророзподільника 2 і одночасно до запобіжного та переливного гідроклапанів 3, а також у гідролінію управління гідрозамикачами гальм через гідроклапан 4 з електроуправлінням. Аналогічний гідроклапан 4 встановлений також у гідролінії управління запобіжного клапана.

За відсутності напруги в електромагнітах гідроклапан 4, гідроциліндри 5 гідророзмикачів гальм і гідролінія управління запобіжного клапана 3 з'єднуються з дренажною лінією. При цьому гальма механізмів замкнуті, а робоча рідина подається насосом через переливний гідроклапан в зливну гідролінію, звідки через фільтр 6 зливається в гідробак. Аналогічні режими роботи відбуваються при спрацьовуванні обмежувачів вантажопідйомності, висоти підйому гака або стріли. При подачі напруги на електромагніти гідроклапанів 4 вони перемикаються в робочу позицію. В цьому випадку робоча рідина через гідророзподільник 2 поступає в зливну гідролінію і подається до додаткових золотників, а злив через запобіжний клапан стає можливим тільки при перевищенні тиску його налаштування.

При переміщенні золотника гідророзподільника 2 переміщається додатковий золотник, внаслідок чого переливний гідроклапан закривається, робоча рідина від насоса поступає до гідромотора 7 і одночасно до гідроциліндра гальма, розмикаючи гальмівний пристрій. Протилежна порожнина гідромотора при цьому з'єднується із зливною гідролінією.

Гідромотори 7 вантажної і стрілової лебідок підключаються до відповідних секцій гідророзподільника 2 через керовані зворотні гідроклапани (гідрозамки) 8, які встановлюються в гідролініях, що є зливними при опусканні вантажу і стріли.

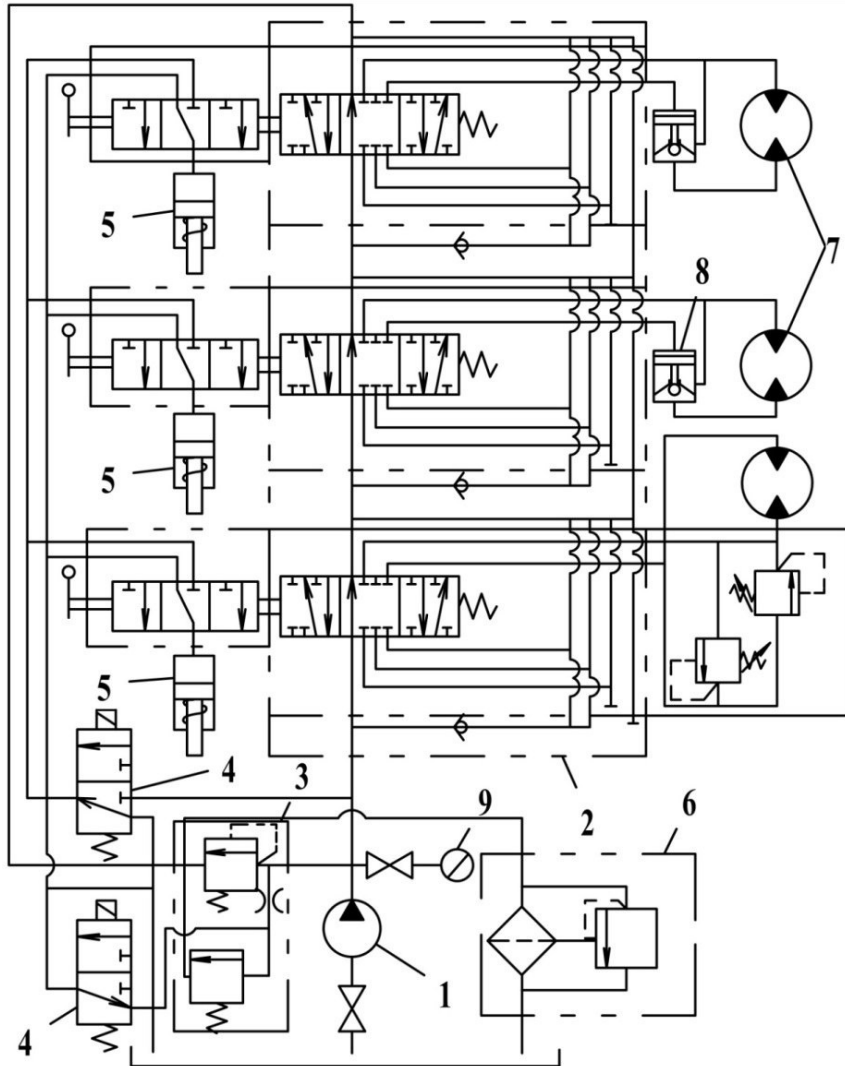


Рис. 15.15. Принципова гідравлічна схема автомобільного крана

За допомогою проміжних секцій, встановлених в гідророзподільнику 2, забезпечується послідовне з'єднання гідромоторів і поєднання операцій: підйом-опускання вантажу або стріли з поворотом платформи. Одночасне включення вантажної і стрілової лебідок запобігає механічний блокувальний пристрій. Величина тиску в гідросистемі визначається за манометром 9, встановленим у кабіні кранівника. Принципова гідросхема навантажувально-розвантажувального обладнання представлена на рис. 15.16.

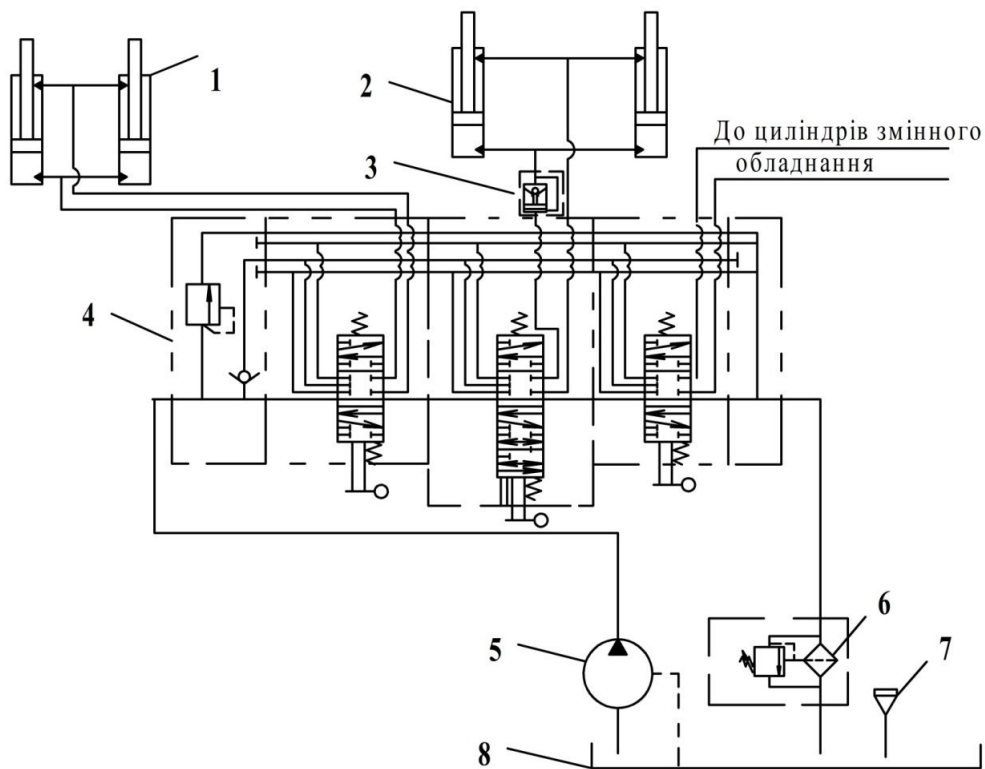


Рис. 15.16. Гідравлічна схема навантажувально-розвантажувального устаткування:
 1 – гідроциліндр повороту ковша; 2 – гідроциліндр підйому стріли; 3 – клапан;
 4 – гідророзподільник; 5 – насос; 6 – фільтр; 7 – заливна горловина; 8 – бак

15.2.10. Гідравлічні схеми роторних і ланцюгових екскаваторів

Роторні та ланцюгові екскаватори розрізняють за типом робочого обладнання. Вони відносяться до машин безперервної дії і застосовуються для риття траншей нафто- і газопроводів, планування схилів. Залежно від напрямку руху робочого органа розрізняють екскаватори поздовжнього і поперечного копання, а також екскаватори з поворотним у горизонтальній площині устаткуванням. У екскаваторів поздовжнього копання напрям руху робочого органа (ротора або ланцюга з ковшами або скребками) співпадає з напрямом руху машини. У екскаваторів поперечного копання робочі органи рухаються перпендикулярно напрямку руху машини. Поздовжні екскаватори, що застосовуються для риття траншей, називаються траншейними екскаваторами (роторні траншейні, ланцюгові траншейні). У гідротехнічному будівництві застосовують роторні стрілові екскаватори, що використовуються для розкривних робіт та видобутку корисних копалин. У таких екскаваторів ротор встановлюється на стрілі з змінним вильотом. Робоче устаткування роторних екскаваторів може бути навісним і напівпричіпним. Навісне устаткування траншейних ланцюгових екскаваторів

розташовується або по центральній поздовжній осі базової машини, або з боку машини.

Принципова гідравлічна схема екскаватора-каналокопача (рис. 15.17) складається з п'яти окремих частин: а) настановних рухів робочого устаткування; б) гідропривода автоматичного утримання заданого рівня і похилу дна каналу; в) робочого пересування машин; г) привода правого робочого органа (фрези); д) привода лівого робочого органа (фрези).

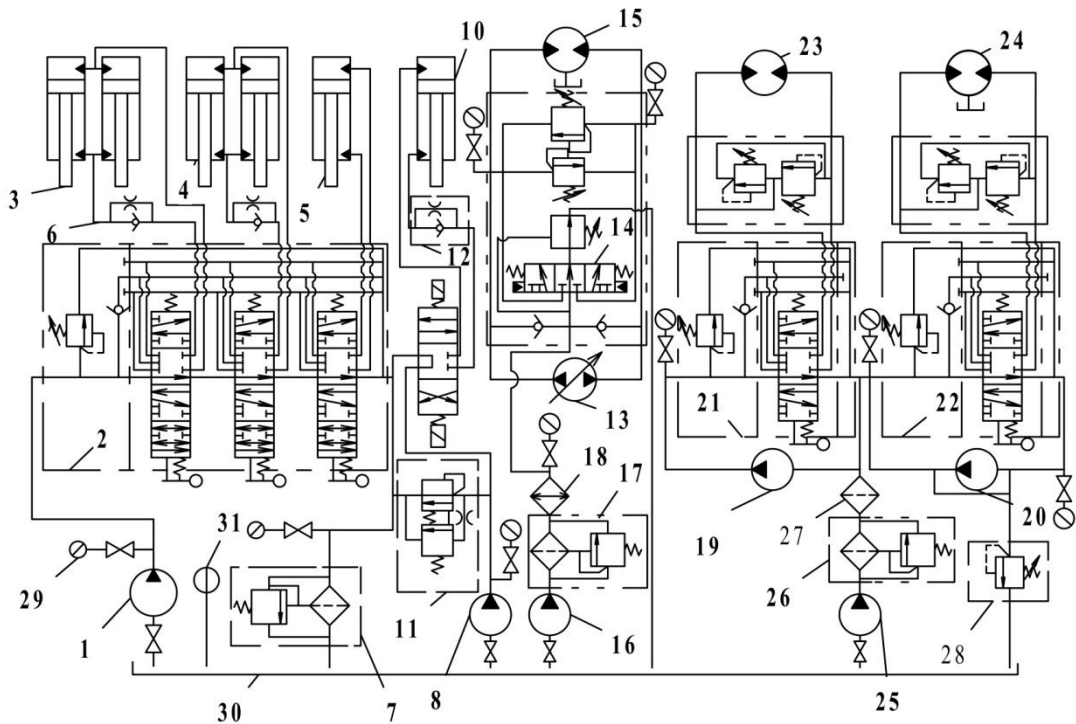


Рис. 15.17. Принципова гідравлічна схема екскаватора-каналокопача

Гідропривод настановних рухів робочого устаткування складається з насоса 1, секційного розподільника 2, гідроциліндрів 3 підйому і опускання робочого органа, гідроциліндрів 4 установки робочого органа в робоче і транспортне положення, гідроциліндра 5 повороту робочого органа в горизонтальній площині.

У поршневих гідролініях гідроциліндрів 3 і 4 застосовані дроселі 6 з зворотними клапанами, які служать для обмеження швидкості опускання робочого органа. Зливні гідролінії гідропривода настановних рухів і гідропривода автоматичного підтримання заданого рівня дна каналу об'єднані. На цій магістралі розташований фільтр 7 з переливним клапаном.

Для автоматичної підтримки заданого рівня і похилу дна каналу застосований насос 8 постійної продуктивності, електрогідравлічний трипозиційний золотник 9, гідроциліндр 10 підйому і опускання опорної

лижі. У напірній гідролінії насоса 8 встановлений запобіжний клапан 11, а в штоковій гідролінії гідроциліндра 10 – дросель 12 зі зворотним клапаном. Гідропривод робочого пересування екскаватора виконаний за замкненою схемою циркуляції робочої рідини. Привод включає регульований насос 13, розподільний блок 14 з гідравлічним управлінням. Розподільний блок 14 призначений для обмеження тиску в напірних гідролініях системи і забезпечення підживлення в зливній гідролінії. Гідропривод пересування має також гідромотор 15 механізму ходу, систему підживлення, що складається з нерегульованого насоса 16, 17 з переливним клапаном, охолоджувача рідини 18.

Гідропривод обертання лівої і правої фрез виконаний також за замкненою схемою циркуляції. Насоси постійної продуктивності 19 і 20 подають рідину до секційних розподільників 21 і 22, робочі секції яких мають блоки запобіжних клапанів. Фрези обертаються гідромоторами 23 і 24. Підживлення систем здійснюється від насоса 25, який подає рідину через фільтр 26, теплообмінник 27 у всмоктуючі гідролінії насосів 19 і 20. Коли необхідність в підживленні відпадає, насос 25 подає рідину через переливний клапан 28 назад в гідробак. Для вимірювання тиску у напірній і зливній гідролініях у гідросистемі передбачені манометри 29, а в об'єднаному гідробаку 30 є датчик температури 31.

15.2.11. Гідравлічні схеми роторних траншейних екскаваторів

Гідравлічний привод роторних траншейних екскаваторів експлуатується при режимах навантаження значно важчих, ніж привод ланцюгових екскаваторів, тому в їх гідросистемах замість дросельного регулювання швидкості переміщення машини застосовується об'ємне регулювання.

Принципова гідравлічна схема роторного траншейного екскаватора (рис. 15.18) складається з двох систем: а) настановних рухів робочого устаткування; б) робочого переміщення екскаватора. Перша гідросистема включає бак робочої рідини 1, насос постійної продуктивності 2, секційний розподільник 3, гідроциліндри підйому і опускання передньої 4 і задньої 5 частин рами робочого устаткування. Для обмеження швидкості опускання ротора в штокових магістралях гідроциліндрів застосовані дроселі зі зворотними клапанами 6. У напірній і зливній магістралях встановлені манометри 7, а в баку робочої рідини – датчик температури 8. Очищення робочої рідини здійснюється фільтром з переливним клапаном.

Друга гідросистема призначена для механізму переміщення екскаватора. Вона виконана за замкненою схемою циркуляції робочої рідини. У схему входять нерегульований насос підживлення 10, фільтр з переливним клапаном 11, охолоджувач рідини 13, клапанна коробка 12, регульований насос 14, гідромотор 15, манометри 16. Насос 10 використовується для поповнення витоків робочої рідини в закритій системі, а клапанна коробка 13 – для обмеження тиску в магістралях підживлення і основній.

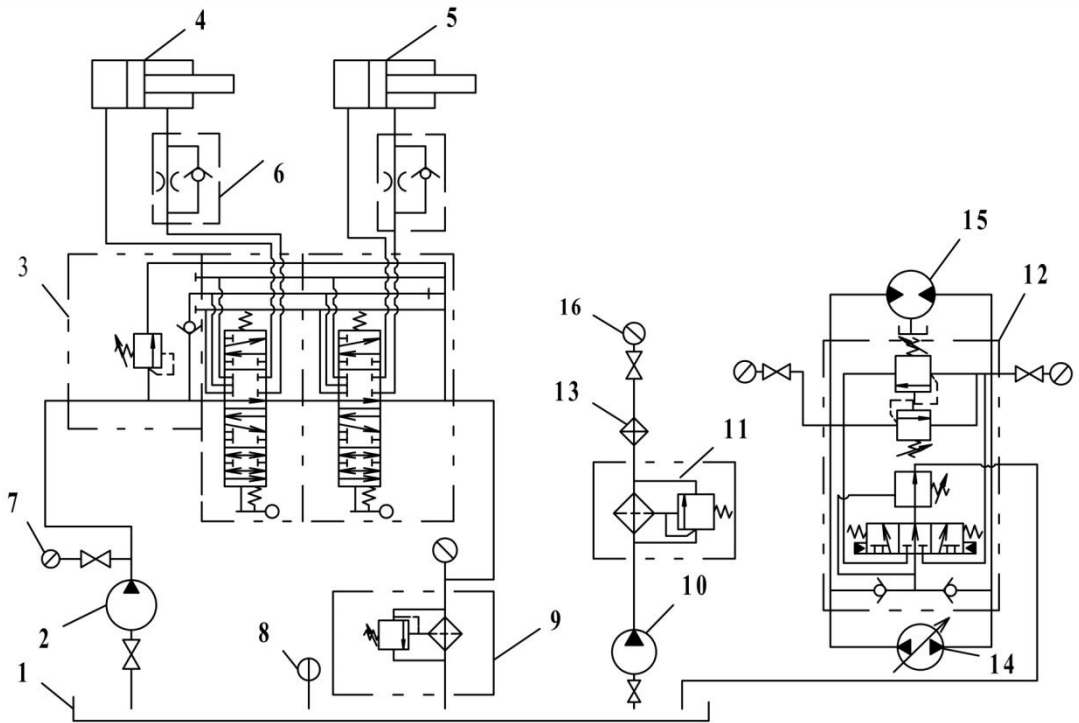


Рис. 15.18. Принципова гідравлічна схема роторного траншейного екскаватора

15.2.12. Гідравлічні схеми одноківшевих екскаваторів

Одноківшеві екскаватори є самохідними машинами на пневмоколісному або гусеничному ході з поворотним у горизонтальній площині робочим устаткуванням ківшевого типу, призначеного для копання і розвантаження набраного ґрунту в транспортні засоби або відвал. При виконанні робочих операцій машина стоїть на місці. Одноківшеві екскаватори можуть бути неповноповоротними і повноповоротними. Обидва типи екскаваторів оснащуються змінним робочим устаткуванням і різними видами робочих органів. Навісні одноківшеві екскаватори на базі тракторів призначені для виконання земляних і навантажувально-розвантажувальних робіт на невеликих об'єктах будівництва та в сільському господарстві. За допомогою гідропривода здійснюється рух стріли, рукояті, ковша і поворот робочого устаткування, установка виносних опор і підйом-опускання бульдозерного відвала, який встановлюється на цій же машині.

Принципова схема гідропривода навісного одноківшевого екскаватора представлена на рис. 15.19. Насоси 1 і 2 розділними гідролініями нагнітають робочу рідину з гідробака 17 в чотиризолотниковий гідророзподільник 4. Від насоса більшої продуктивності 2 через перші три золотники гідророзподільника 4 робоча рідина підводиться до гідроциліндрів ковша 5,

рукояті 6 і стріли 7. Від насоса 1 робоча рідина підводиться до третього і четвертого золотників гідророзподільника 4, які управляють гідроциліндрами стріли 7 і повороту 11. Конструкція гідророзподільника 4 дозволяє при включенні одного третього золотника подавати в гідроциліндр 7 стріли потік від обох насосів, а при одночасному включенні двох золотників забезпечує незалежні рухи з приводом від різних насосів наступних виконавчих органів: ковша і повороту, рукояті і повороту, стріли і повороту, ковша і стріли, рукояті і стріли.

Прискорений рух стріли і вказані поєднання рухів виконавчих органів скорочують робочий цикл екскаватора і підвищують його продуктивність. Для запобігання перевантаження насосів і усієї гідросистеми в гідророзподільнику 4 встановлені запобіжні клапани.

Між поршневою і штоковою порожнинами гідроциліндра стріли 7 встановлений блок перепускних клапанів 8, який дозволяє перепускати робочу рідину з поршневої порожнини в штокову і на злив при надмірних навантаженнях на гідроциліндри стріли. Такі навантаження можуть виникнути при русі рукояті і ковша. Блок перепускних клапанів 9 перепускає робочу рідину з однієї гідролінії гідроциліндрів повороту в іншу і запобігає виникненню недопустимих динамічних навантажень у момент розгону і гальмування повороту екскаваторного устаткування. Окрім цього в поршневих порожнинах гідроциліндрів повороту 11 передбачені демпфуючі пристрої, що знижують швидкість переміщення у кінці ходу поршнів гідроциліндрів.

У гідроциліндрах повороту робочими є поршневі порожнини, а штокові порожнини сполучені між собою. Для виключення розузгодження роботи гідроциліндрів повороту внаслідок перетоків робочої рідини з штокових порожнин у поршневі, здійснюється підживлення цих поршневих порожнин через зворотний клапан 10 від гідролінії гідроциліндра рукояті 6 при його роботі.

При нейтральному положенні третього і четвертого золотників гідророзподільника 4 потік робочої рідини від насоса 1 через гідророзподільник 4 поступає в тризолотниковий гідророзподільник 14, який управляє рухами гідроциліндрів від бульдозера 12 і виносних опор 13. Для контролю за роботою гідросистеми на напірній гідролінії насосів 1 і 2 встановлені манометри 3. На зливній гідролінії гідросистеми встановлений фільтр 16 з вбудованим переливним клапаном.

Забруднення фільтра, підвищення його опору і необхідність очищення або заміни визначається за показами манометра 15. Контроль за температурою робочої рідини в гідробаку 17 екскаватора здійснюється за допомогою датчика тиску 18.

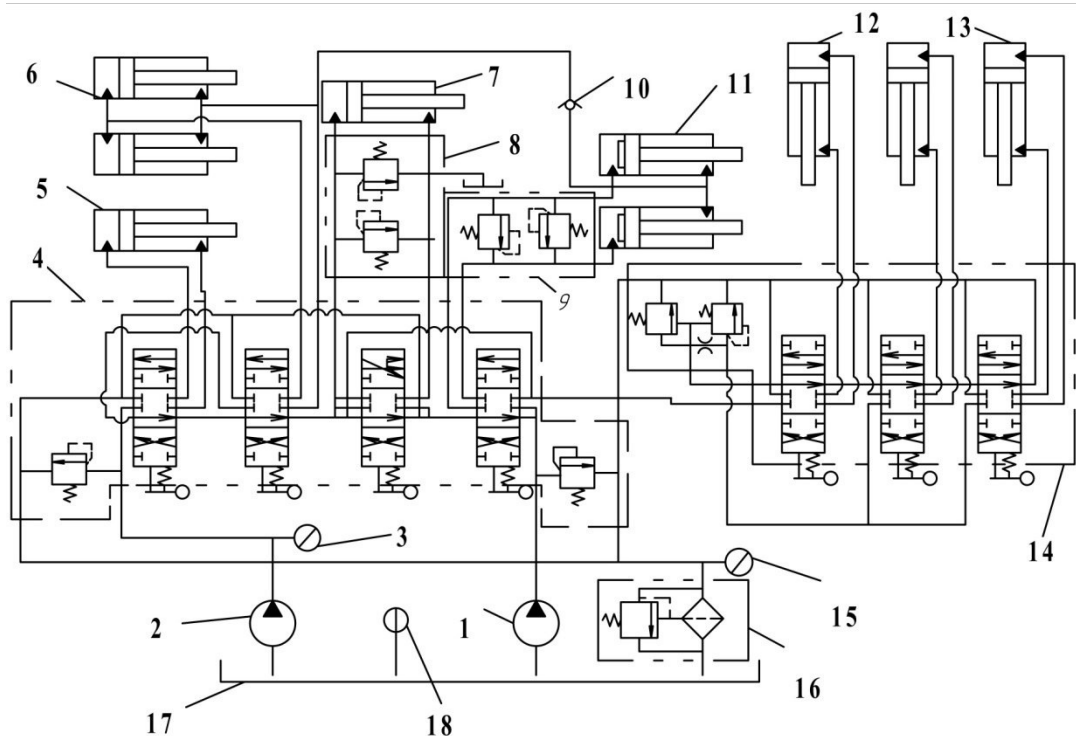


Рис. 15.19. Принципова гідравлічна схема одноківшевого навісного екскаватора

Принципові гідравлічні схеми різних екскаваторів представлені на рис. 15.20–15.23, навісного універсального маніпулятора – на рис. 15.24.

У гідросистемі встановлений здвоєний регульований насос 2 зі вбудованим регулятором потужності. Регулятор автоматично змінює подачу насоса залежно від тиску в гідросистемі, тобто від зовнішнього навантаження. Так, зі збільшенням зовнішнього навантаження швидкість робочих органів зменшується, а зі зменшенням зовнішнього навантаження збільшується. При цьому потужність, що розвивається насосом, буде постійною. Від першої секції насоса робоча рідина надходить в тризолотниковий секційний гідророзподільник 4, який управляє рухом гідроциліндра виносних опор 7, гідромотора повороту платформи 8 і гідромотора ходу 9. У напірну секцію розподільника вбудований запобіжний клапан. Поршнева порожнина гідроциліндра 7 при нейтральному положенні золотника закривається гідрозамком 6, що виключає опускання машини при копанні із-за витоків робочої рідини на злив через проміжки в золотниковій парі розподільника. До секцій розподільника, що управляють гідромоторами 8 і 9, приєднані блоки клапанів 5, що включають два переливних і два зворотних клапани.

Приклад принципової гідравлічної схеми одноківшевого універсального екскаватора представлений на рис. 15.24.

Переливні клапани забезпечують плавність на початку і кінці руху

внаслідок перепускання частини робочої рідини з напірної порожнини гідромотора в зливну. Через зворотні клапани здійснюється підживлення гідромоторів із зливної порожнини гідросистеми. Від другої секції насоса 2 робоча рідина надходить у чотиризолотниковий секційний гідророзподільник 13, який управляє рухом другого гідромотора ходу 9, гідроциліндрів стріли 10, ковша 11 і рукояті 12. При нейтральному положенні усіх золотників гідророзподільника 4 робоча рідина від першої секції насоса 2 проходить через цей розподільник і поступає в гідророзподільник 13. Таким чином, швидкості руху робочих органів, керованих гідророзподільником 13, відповідають сумарній продуктивності обох секцій насоса 2.

У напірній секції гідророзподільника 13 встановлений запобіжний клапан. Між третьою і четвертою золотниковими секціями гідророзподільника 13 встановлена додаткова проміжна секція, що забезпечує при одночасному включенні послідовне з'єднання і поєднання рухів рукояті та ковша, рукояті та стріли. Окрім цього, живлення кожного розподільника від своєї секції насоса забезпечує поєднання рухів рукояті, стріли і ковша з поворотом платформи. Представлена схема забезпечує одночасне поєднання до трьох рухів робочих органів екскаватора: рукояті, стріли і повороту ковша або повороту платформи. Вказані поєднання рухів забезпечують мінімальний цикл і максимальну продуктивність машини.

До золотникових секцій гідророзподільника 13, що управляє рухом ходу, стріли і рукояті, приєднані блоки клапанів 5. Вони не лише забезпечують плавність спочатку і наприкінці рухів, але і дозволяють перепускати робочу рідину з однієї порожнини в іншу при надмірних зовнішніх навантаженнях. Такі навантаження можуть, наприклад, виникати в замкнених гідроциліндрах стріли і рукояті при русі ковша. Регулювання швидкостей рухів усіх виконавчих органів здійснюється дроселюванням потоку в каналах гідророзподільників при переміщенні їх золотників. На зливній гідролінії гідросистеми встановлений маслоохолоджувач 16 і двопозиційний гідророзподільник 15, що дозволяє при низькій температурі робочої рідини направляти її у бак 1, минаючи маслоохолоджувач.

Контроль за температурою робочої рідини здійснюється за показами термометра 20. На зливній же гідролінії встановлений фільтр 18 з переливним клапаном. Забруднення і необхідності його заміни або очищення можна визначати за показами манометра 17. Робоча рідина в гідросистему заправляється від допоміжного насоса 14 через фільтр тонкого очищення 19. Контроль за тиском на напірних гідролініях насоса 2 здійснюється за показами манометрів 3.

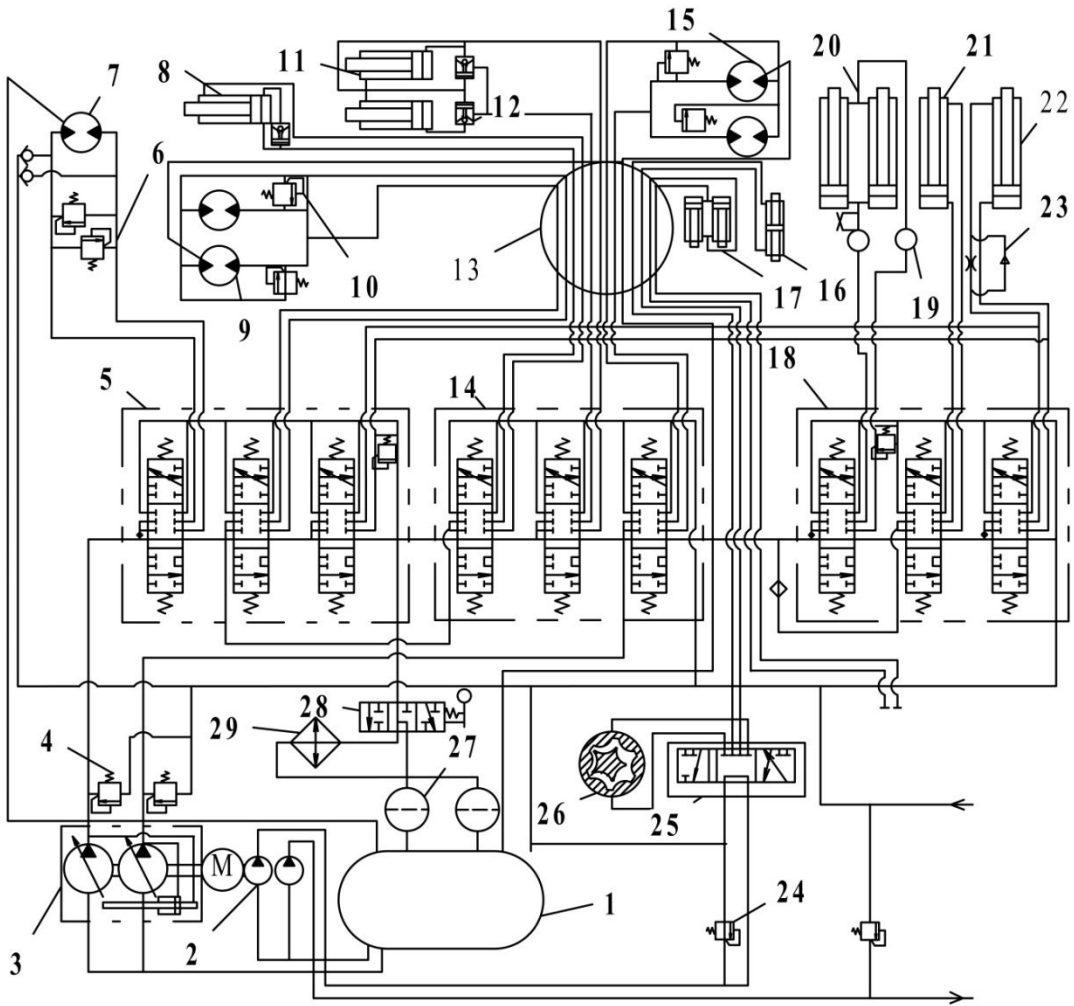


Рис. 15.21. Гідравлічна схема екскаватора:

- 1 – гідробак; 2 – насоси системи управління; 3 – здвоєний насос; 4, 10 – запобіжні клапани; 5, 14, 18 – гідророзподільники; 6 – клапанний блок;
 7 – гідромотор повороту платформи; 8 – гідроциліндр бульдозера; 9 – гідромотори передніх коліс; 11 – гідроциліндри виносних опор; 12 – груповий колектор із гідрозамками; 13 – центральний колектор; 15 – гідромотори задніх коліс;
 16 – гідроциліндр повороту коліс; 17 – гідроциліндри включення редукторів задніх коліс; 19 – поворотні з'єднання; 20 – гідроциліндри стріли; 21 – гідроциліндр ковша;
 22 – гідроциліндр рукояті; 23 – дросель; 24 – напірні золотники; 25 – золотник;
 26 – планетарний насос; 27 – фільтри; 28 – зливний кран; 29 – теплообмінник

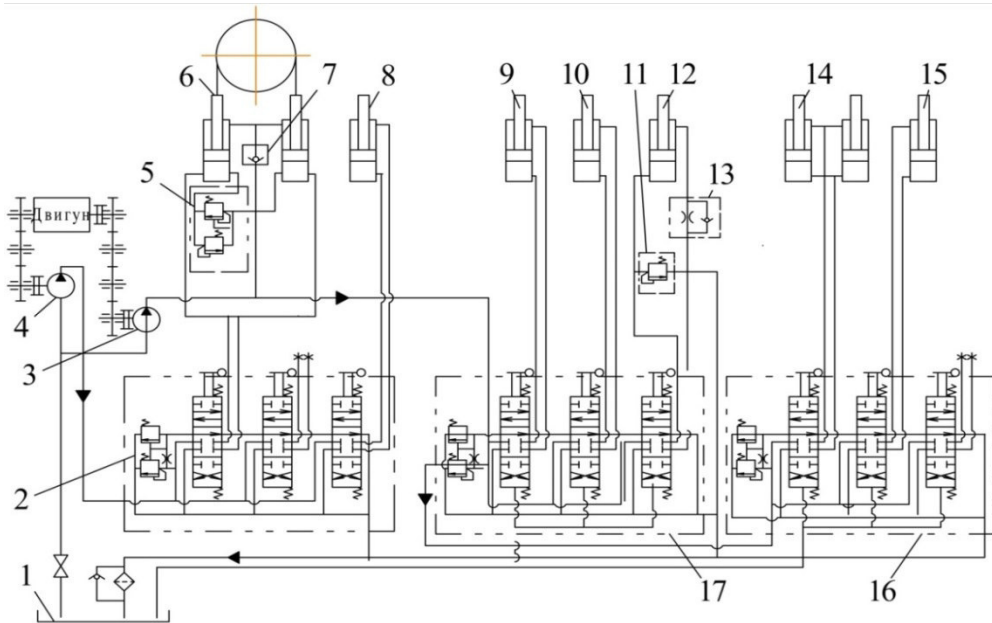


Рис. 15.23. Гідравлічна схема одноківшевого екскаватора з ковшем місткістю 0,25 м³:

- 1 – гідробак; 2 – гідророзподільник гідросистеми трактора; 3, 4 – шестеренні насоси; 5 – запобіжні клапани; 6 – гідроциліндри повороту; 7 – зворотний клапан; 8 – гідроциліндр бульдозера; 9 – гідроциліндр ковша; 10 – гідроциліндр лівого опорного башмака; 11 – розвантажувальний клапан; 12 – гідроциліндр стріли; 13 – дросель із зворотним клапаном; 14 – гідроциліндри рукояті; 15 – гідроциліндр правого опорного башмака; 16, 17 – гідророзподільники гідросистеми екскаватора

15.3. Принципи дії об'ємних гідроприводів рульового управління мобільними машинами

15.3.1. Гідравлічна схема об'ємного гідропривода рульового управління екскаватора

На пневмоколісному гідравлічному одноківшевому екскаваторі з ковшем місткістю 0,65 м³ застосована гідрофікована система рульового управління, схема якої представлена на рис. 15.26. Система рульового управління включає: рульову колонку РК, шестеренний насос Н, клапан запобіжний КЗ, насос-дозатор НД, розподільник Р; гідроциліндр повороту Ц, систему важелів і тяг, трубопроводи.

При прямолінійному русі екскаватора розподільник Р знаходиться в нейтральному положенні, при цьому потік робочої рідини від насоса Н через розподільник Р йде у бак Б, порожнини циліндра повороту Ц замкнуті, насос-дозатор НД також замкнутий. При необхідності повороту, тобто при обертанні командного органа рульової колонки, вал якого пов'язаний з приводним валом насоса-дозатора, в його вхідній і нагнітальній магістралях

виникає перепад тиску (рівень тиску в тій або іншій магістралі визначається напрямом обертання командного органа рульової колонки, внаслідок чого золотник розподільника Р зміститься у відповідну сторону. При цьому його проточки з'єднають: насос Н з вхідною порожниною насоса-дозатора НД, а нагнітальну порожнину насоса-дозатора НД з однією з порожнин гідроциліндра Ц, іншу порожнину гідроциліндра повороту Ц із зливом. Такий стан триватиме до припинення обертання командного органа рульової колонки (випадок установки гідроциліндра повороту до упору до уваги не береться). Після припинення обертання перепад тиску зникає, золотник розподільника Р пружинами встановлюється в нейтральне положення і, отже, встановлюється стан, описаний попередньо. При повороті в протилежну сторону відбувається аналогічний процес. Призначення нагнітального насоса Н – посилення вхідного сигналу. Зусилля на командному органі рульової колонки визначатиметься тільки величиною перепаду тиску, необхідною і достатньою для зміщення золотника розподільника Р.

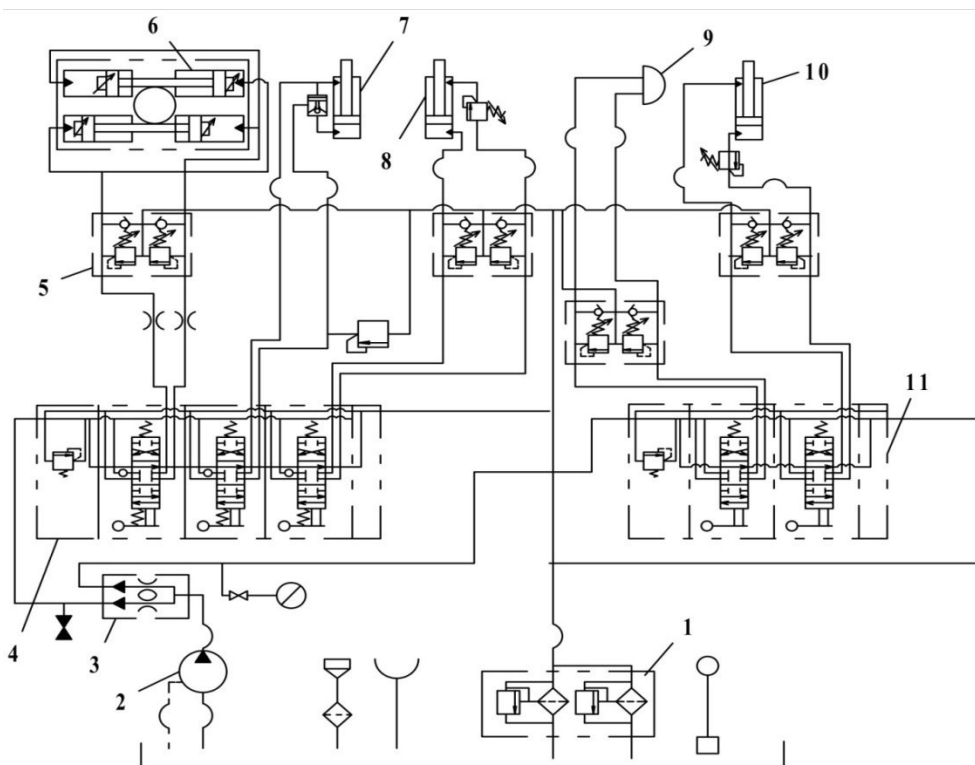


Рис. 15.24. Гідравлічна схема маніпулятора:

- 1 – фільтри; 2 – насос; 3 – дільник потоку; 4, 11 – розподільник; 5 – блок клапанів;
- 6 – гідроциліндр опорно-поворотного пристрою; 7 – гідроциліндр робочого органа;
- 8 – гідроциліндр рукояті; 9 – механізм повороту; 10 – гідроциліндр стріли

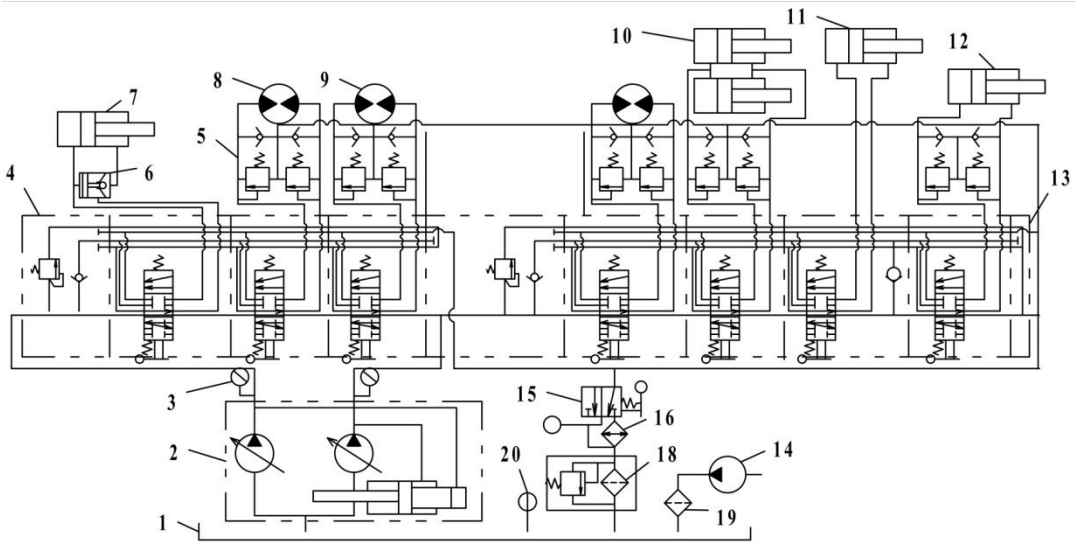


Рис. 15.25. Принципова гідравлічна схема універсального одноківшевого екскаватора

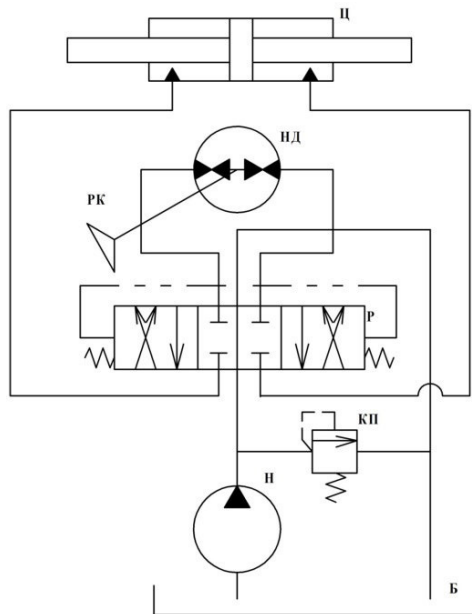


Рис. 15.26. Схема гідравлічна принципова рульового управління колісного одноківшевого екскаватора з місткістю ковша 0,65 м³

Система рульового управління дозволяє управляти екскаватором і при непрацюючому насосі Н. Такі випадки можуть бути при буксируванні екскаватора або при відмові насоса Н. Тоді насос-дозатор НД працює як насос з ручним приводом, при цьому значно зростають зусилля на командному органі рульової колонки. Максимальний тиск у системі регулюється запобіжним клапаном.

15.3.2. Гідравлічна схема об'ємного гідропривода рульового управління пневмоколісного трактора

На рис. 15.27 представлена схема гідрооб'ємного рульового управління трактора. Основними елементами схеми є насос-дозатор НД, гідророзподільник системи управління (стеження) Р1, запобіжні клапани КЗ1 і КЗ2, насос шестеренний Н1, гідробак Б, гідроциліндри повороту ЦП, гідроциліндри системи стеження ЦС, гідророзподільник Р2 з гідрозамком З, регулятор потоку РП, насоси шестеренні Н2, Н3, теплообмінник Т.

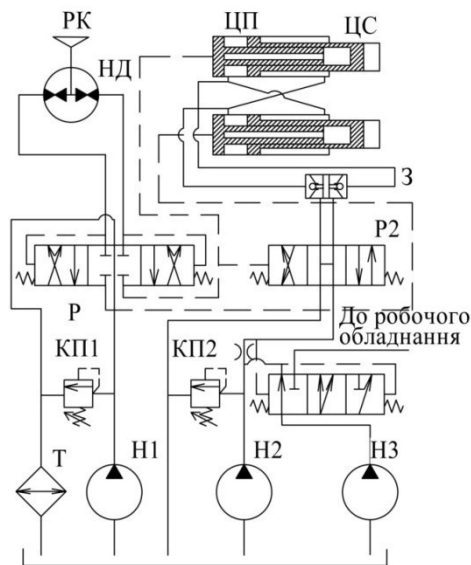


Рис. 15.27. Схема гідравлічна принципова рульового управління пневмоколісного трактора

Гідросистема управління поворотом є об'ємним двоконтурним приводом без механічного зворотного зв'язку. Управляючий контур є системою рульового управління малої потужності аналогічною гідросистемі пневмоколісного гідравлічного одноківшевого екскаватора (див. рис. 15.26).

Управляючий контур містить: планетарний насос-дозатор НД 21 з приводом від рульового колеса РК, гідроциліндри односторонньої дії контуру ЦС (циліндри стеження), розташовані усередині штоків основних управляючих гідроциліндрів ЦП (циліндри повороту), а також запобіжний клапан КЗ1, встановлений на виході з насоса Н1, теплообмінник Т, встановлений на трасі зливу гідророзподільника Р1.

Оскільки живлення насоса Н1 здійснюється від загального гідробака Б, то управляючий контур служить і для охолодження робочої рідини усієї гідросистеми.

Робочий контур містить гідророзподільник Р2 із гідрозамком

двосторонньої дії 3 і запобіжним клапаном К32. Управління гідророзподільником здійснюється подачею робочої рідини на торці його золотника з магістралей, що підводять робочу рідину до циліндрів ЦС управляючого контуру. Живлення робочого контура гідросистеми рульового управління здійснюється від регулятора потоку РП, який призначений для перерозподілу потоків робочої рідини від насосів Н2 і Н3 робочого контура. На малій частоті обертання колінчастого вала дизеля регулятор потоку РП усю робочу рідину від насосів Н2 і Н3 робочого контуру направляє в систему рульового управління для забезпечення маневрування трактора. На збільшеній частоті обертання колінчастого вала дизеля понад $14,17 \text{ c}^{-1}$ регулятор потоку РП починає подавати робочу рідину і в систему робочого устаткування. На частоті обертання колінчастого вала дизеля понад $30,83 \text{ c}^{-1}$ регулятор потоку РП розділяє потоки від насосів Н2 і Н3, тоді кожен насос працює у свою гідросистему.

Гідросистема рульового управління трактора працює таким чином. Якщо командний орган рульової колонки нерухомий, золотники гідророзподільників Р1 і Р2 знаходяться в нейтральному положенні. У цьому випадку робоча рідина від насоса Н1 каналами гідророзподільника Р1 спрямовується через теплообмінник Т у гідробак Б; порожнини гідроциліндрів стеження ЦС закриті золотником гідророзподільника Р1. Порожнини гідроциліндрів ЦП закриті зворотними клапанами 3 гідророзподільника Р2. Робоча рідина від регулятора потоків РП каналами гідророзподільника Р2 спрямовується в гідробак Б.

Якщо командний орган рульової колонки обертається, золотник під дією перепаду тиску, що створюється на його торцях насосом-дозатором НД, переміщається, направляючи робочу рідину від насоса Н1 до насоса-дозатора НД і від нього до порожнини гідроциліндра стеження ЦС. Робочий тиск у системі стеження і в порожнині перед торцем золотника основного гідророзподільника Р2, створює силу, яка переміщає його і робоча рідина від регулятора потоків РП через зворотний клапан 3 надходить у порожнини гідроциліндрів повороту ЦП. При повороті напіврам однієї відносно іншої, в порожнині гідроциліндра стеження ЦС звільняється об'єм для робочої рідини, що поступає від гідророзподільника управляючого контуру. Оскільки робоча рідина, що поступає в порожнину стеження, проходить через насос-дозатор НД, кут повороту командного органа рульової колонки пропорційний ходу гідроциліндра ЦП або куту повороту напіврам одна відносно другої.

За відсутності можливого повороту внаслідок упора штока одного з гідроциліндрів ЦП у кришку і зростанні робочого тиску в гідроциліндрі понад 12 МПа спрацьовує запобіжний клапан К32, перепускаючи робочу рідину в гідробак Б. У цьому випадку в управляючому контурі тиск робочої рідини піднімається і запобіжний клапан К31 сполучає нагнітальну магістраль насоса Н1 із зливною магістраллю гідросистеми. При цьому командний орган РК обертається не може, оскільки насосу-дозатору НД нікуди подавати робочу рідину. Якщо обертання командного органа рульової

Гідрооб'ємне рульове управління колісного транспортного засобу працює таким чином. Поворот рульового колеса РК призводить до роз'єднання напірної гідролінії Л1 із зливною гідролінією Л6. Залежно від напрямку повороту рульового колеса, розподільник Р сполучає гідролінію Л1 з насосом-дозатором НД через гідролінію Л4 або Л5. Насос-дозатор НД працює в режимі гідромотора. Далі потік робочої рідини повертається на розподільник Р і гідролінією Л7 поступає в підсилювач потоку ПП. Під дією перепаду тиску в лініях управління золотник підсилювача потоку ПП переміщається і відбувається підсумовування потоків – того, що поступає з насоса-дозатора НД по гідролінії Л7 і потоку, що поступає через зворотний клапан КЗв3 по гідролінії Л9, безпосередньо з гідролінії Л1 від насоса живлення Н. Враховуючи, що в гідролінії Л7 і Л9 тиск практично однаковий, тому в підсилювачі потоку відбувається пропорційне підсумовування потоку. Потік у гідролінії Л7 у стільки разів більший або менший потоку в гідролінії Л9, в скільки площа поперечного перерізу каналів підсилювача потоку від гідролінії Л7 більша або менша, ніж у каналів від гідролінії Л9. Сумарний потік робочої рідини по гідролінії Л8 через розподільник Р і гідролінії Л2 або Л3 поступає в одну з порожнин виконавчого гідроциліндра Ц. З іншої порожнини по відповідних гідролініях робоча рідина поступає в гідравлічний бак Б.

У аварійному режимі роботи гідрооб'ємного рульового управління, наприклад, при відмові насоса живлення, схема працює таким чином. При повороті рульового колеса РК і відсутності потоку від насоса живлення Н насос-дозатор НД працює в режимі насоса. Потік робочої рідини до насоса-дозатора НД поступає по гідролінії Л4 або Л5 через розподільник Р і через зворотний клапан КЗв5 із зливної гідролінії Л6. У аварійному режимі роботи в підсилювачі потоку УП підсумовування потоку не відбувається, оскільки в гідролінії Л1 тиск значно нижчий, ніж у гідролінії Л9, і в підсилювач потоку ПП поступає робоча рідина тільки від насоса-дозатора НД. Зворотний клапан КЗв3 закритий.

16. СУЧАСНІ ГІДРОСИСТЕМИ МОБІЛЬНИХ МАШИН

16.1. Вимоги до гідросистем сучасних мобільних машин

Вимоги до мобільних машин і різноманітного обладнання в плані забезпечення їх надійної і економічної роботи, а також можливості регулювання параметрів робочих операцій визначають функціональні задачі їх гідравлічних систем. З одного боку, вони повинні задовільняти екстремальним умовам роботи самих машин – перевантаженням, їх різким коливанням, високим і низьким температурам, тощо. З іншої сторони задовільняти зростаючим вимогам до точності і якості виконання робочих операцій.

16.2. Компоновка і склад сучасних гідросистем машин

Гідросистеми, що застосовуються в сучасних мобільних машинах і різноманітному обладнанні, визначаються їх функціональними особливостями, робочими характеристиками і загальною вартістю. На сучасному етапі розвитку машинобудівної галузі широке застосування знаходять наступні види гідросистем:

- постійної витрати;
- постійного тиску;
- чутливі до навантаження.

Відмінність цих систем полягає в конструкції і взаємодії їх елементів, а також у їх регулювальних характеристиках і можливостях виконувати декілька функцій одночасно.

Вони відрізняються також показниками, що характеризують ефективність роботи самих машин (енерговитрати, продуктивність, питомі витрати палива, ККД), які залежать, у свою чергу, від виконуваних технологічних операцій.

У всіх трьох системах енерговитрати залежать від робочого процесу, ступеня використання потужності насосів і взаємодії між одночасно виконуваними функціями. Проте для них характерні неминучі втрати гідравлічної енергії, що спостерігаються головним чином при опусканні вантажу.

16.3. Гідросистеми постійної витрати

До них відносяться гідросистеми, в яких підтримуються постійними витрати робочої рідини (подачі насосів) за рахунок однакової частоти обертання приводних двигунів. При цьому дана умова забезпечується до тих пір, поки максимальний тиск у системі відповідає межах паспортних характеристик гідромашин.

У цих системах застосовують золотникові гідророзподільники двох типів:

- з відкритим центром у вихідній (нейтральній) позиції;

- із закритим центром у вихідній позиції.

Такі гідророзподільники забезпечують абсолютно різні характеристики керування.

16.4. Гідросистеми постійної витрати з відкритим центром

Гідросистеми постійної витрати з відкритим центром (рис. 16.1, *a*) частіше використовуються в мобільних машинах. Вони достатньо прості і малочутливі до забруднень. У них робоча рідина, що надходить від насоса в систему при відключених гідродвигунах – при нейтральних позиціях золотників гідророзподільника, проходить через його відкритий центр на злив в гідробак.

Якщо одночасно працює кількох гідродвигунів тиск, що створюється насосом, визначається найбільшим навантаженням на гідродвигунах. Тому одночасно виконувани ними функції реалізуються при найбільшому тиску, або розподіляються між контурами в такому порядку, що забезпечує мінімізацію їх взаємовпливу.

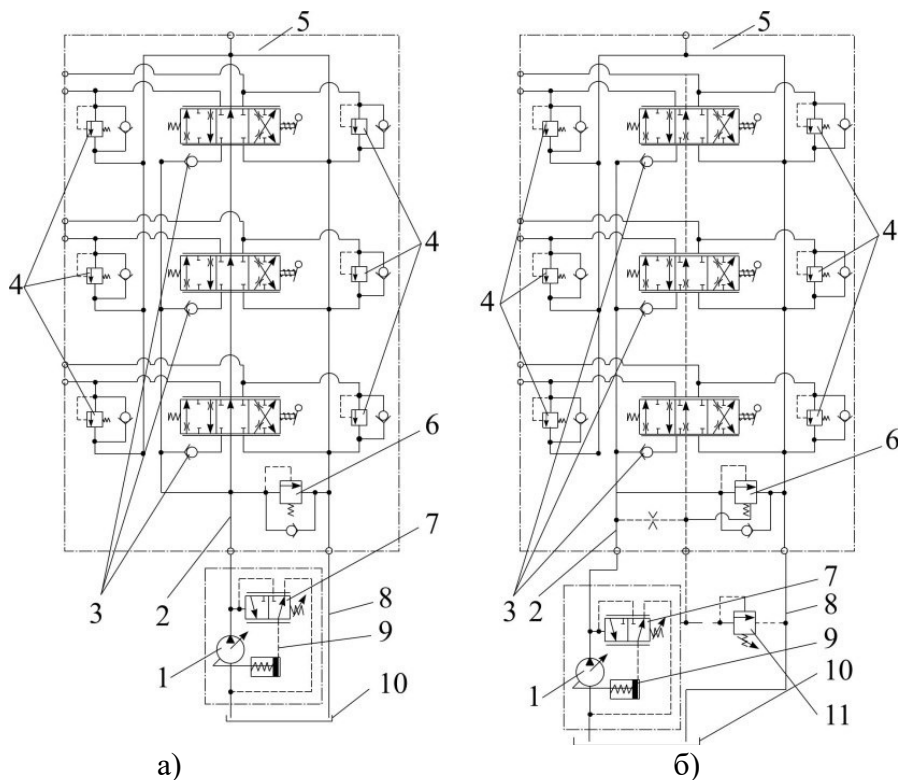


Рис. 16.1. Схеми гідросистем постійної витрати:

a – з відкритим центром; *b* – із закритим центром;

1 – регульовані насоси; 2 – гідролінії; 3 – зворотні клапани; 4 – напірні антикавітаційні клапани; 5 – золотникові розподільники; 6 – запобіжні клапани;

7, 9 – пристрої керування насосами; 8 – зливні гідролінії;

10 – баки; 11 – переливний клапан

Відомо, що більш ефективні з економічної точки зору режими роботи гідросистем, досягаються найбільш повним використанням максимальної потужності насосів. А це, в свою чергу, визначає велику важливість питання підбору насосів.

Гідросистеми з відкритим центром, як і інші можуть бути з *ручним і автоматичним керуванням*. При ручному керуванні дроселюючими розподільниками з відкритим центром не забезпечується лінійна залежність між швидкістю переміщення вихідної ланки гідродвигуна і положенням рукояті управління золотником, тобто між витратою рідини через розподільник і площею його прохідних вікон.

На характер цієї залежності впливає подача насоса, величина навантаження вихідної ланки гідродвигуна і напрям її руху, а також напрям руху інших виконавчих гідродвигунів, при їх одночасній роботі.

Адаптуючи золотники таких розподільників до функцій виконавчих гідродвигунів і збільшуючи середній тиск цих гідросистем, можна значно покращити характеристики одночасно виконуваних операцій. Проте збільшення їх середнього тиску наближає такі гідросистеми до систем постійного тиску з відповідними характеристиками.

У гідросистемах постійної витрати з гідравлічним пропорційним керуванням розподільники компенсують по тиску, що забезпечує незалежність витрат рідини через золотники від тисків за ними, які, як відомо, залежать від навантаження на гідродвигунах. Це досягається за рахунок підтримки постійними перепадів тисків на їх дросельних щілинах. Застосування таких компенсаторів забезпечує постійний потік рідини при певному положенні золотника, відповідно і постійну швидкість вихідних ланок гідродвигунів практично незалежно від зміни навантаження на них. Останнє збільшує діапазон регулювання гідродвигунів і значно зменшує взаємний вплив одночасно виконуваних ними операцій.

Гідросистеми постійної витрати з відкритим центром застосовуються в машинах з простими (нерегульованими) гідромашинами, а також у системах з помірними вимогами до узгодженості одночасно виконуваних функцій (рухів) вихідних ланок гідродвигунів. Зазвичай ці системи недорогі.

16.5. Гідросистеми постійної витрати з закритим центром

На відміну від систем з відкритим центром в них робоча рідина від насоса при відключених гідродвигунах надходить у бак через переливний клапан, не проходячи через розподільник. Це дає можливість підтримання постійною різницею тисків між тим, що створює насос і тим, що забезпечує роботу найбільш навантаженого гідродвигуна. подача робочої рідини до такого гідродвигуна не залежить від величини навантаження.

Характеристики систем постійної витрати із закритим центром більшою мірою незалежні від подачі насоса. Їх максимальна витрата може також регулюватись для виконання окремих функцій гідродвигунів при поєднанні з

компенсацією перепадів тисків для забезпечення незалежності витрат від навантажень. При цьому на виконання цих функцій не впливають одночасно виконувани робочі операції інших гідродвигунів.

Ці системи мають непогані характеристики особливо при більш жорстких вимогах до них.

Загалом для гідросистем постійної витрати характерним є використання простих і порівняно недорогих насосів з незмінними робочими об'ємами. Такі гідросистеми найбільш ефективні для виконавчих механізмах, що не вимагають одночасної роботи у взаємозалежних швидкісних режимах.

Для забезпечення незалежної роботи декількох виконавчих механізмів і регулювання їх швидкості застосовують схеми з підключенням їх гідродвигунів до різних насосів, або використовують для цього ділянки потоків. Але при цьому виникають додаткові втрати потужності ΔN , причиною яких є різне завантаження споживачів. Величина цих втрат потужності визначається за залежністю

$$\Delta N = \sum_{i=1}^n (p_{\max} - p_i) Q_i, \quad (16.1)$$

де p_{\max} – тиск, що відповідає найбільшому навантаженню одного з одночасно працюючих гідродвигунів; p_i – тиск, що відповідає навантаженню i -го споживача; Q_i – витрата рідини i -го гідродвигуна.

У системах постійної витрати при використанні дросельних регуляторів у поєднанні з ділянками потоків мають місце також втрати потужності пов'язані з дроселюванням потоку, що значно знижує їх ККД.

У регульованих гідросистемах поряд з недорогими нерегульованими застосовують і регульовані насоси. На рис. 16.1 представлені схеми гідросистем постійної витрати з відкритим (див. рис. 16.1, *a*) і закритим центрами (рис. 16.1, *б*), які живляться від регульованих насосів. Це дозволяє змінювати подачу насосів за законами, які забезпечують їх регулятори.

У гідросистемах постійної витрати компенсованих за тиском при регулюванні подачі дросельними розподільниками для забезпечення незмінності витрати потоку при зміні навантажень на гідродвигунах застосовують редуційні і дозуючі клапани (клапани співвідношення тисків). Вони виконують функцію підтримання незмінними перепадів тисків на прохідних щілинах золотників, що і забезпечує незмінність витрат рідини при їх певних положеннях, незалежно від навантажень на гідродвигунах.

На рис. 16.1, *a*, *б* представлені схеми гідросистем з компенсацією тиску, яка здійснюється редуційними клапанами 4. При збільшенні або зменшенні тиску в гідролініях між гідродвигунами і золотниками розподільника, внаслідок зміни навантажень на робочих органах, редуційні клапани 4 збільшують або зменшують тиск перед входом рідини на золотники таким чином, що перепади тиску на них залишаються незмінними.

16.6. Гідросистеми постійного тиску

Гідросистеми постійного тиску – це такі, в яких тиск підтримується постійним, а витрати рідини можуть змінюватися (рис. 16.2, а, б). Вони прості за конструкцією і не мають складних вузлів. У найбільш простому вигляді гідросистеми постійного тиску реалізуються при використанні насосів незмінних робочих об’ємів з переливними клапанами.

Втрати потужності ΔN при цьому відносно великі і визначаються за залежністю

$$\Delta N = p_k Q_n - \sum_{i=1}^n p_i \cdot Q_i, \quad (16.2)$$

де p_k – тиск налаштування переливного клапана; Q_n – подача насоса; p_i – тиск, що визначається навантаженням i -го споживача; Q_i – витрата рідини через i -й споживач.

Ці втрати потужності залежать як від недовантаження гідродвигунів, так і від зменшення їх швидкості. В першому випадку виникає надлишок тиску, в другому – надлишок подачі, які не використовуються. Вказані причини визначають те, що системи такого типу застосовуються тільки для малопотужних споживачів (механізмів керування коробками передач і гальмами, тощо).

У сучасних гідросистемах постійного тиску можуть використовуватися і регульовані насоси зі змінною подачею (рис. 16.2, в), що дозволяє встановлювати і підтримувати постійний тиск. При цьому величина тиску визначається характеристикою насоса при сумарній витраті рідини одночасно працюючими гідродвигунами. Такі системи малочутливі до втрат тиску.

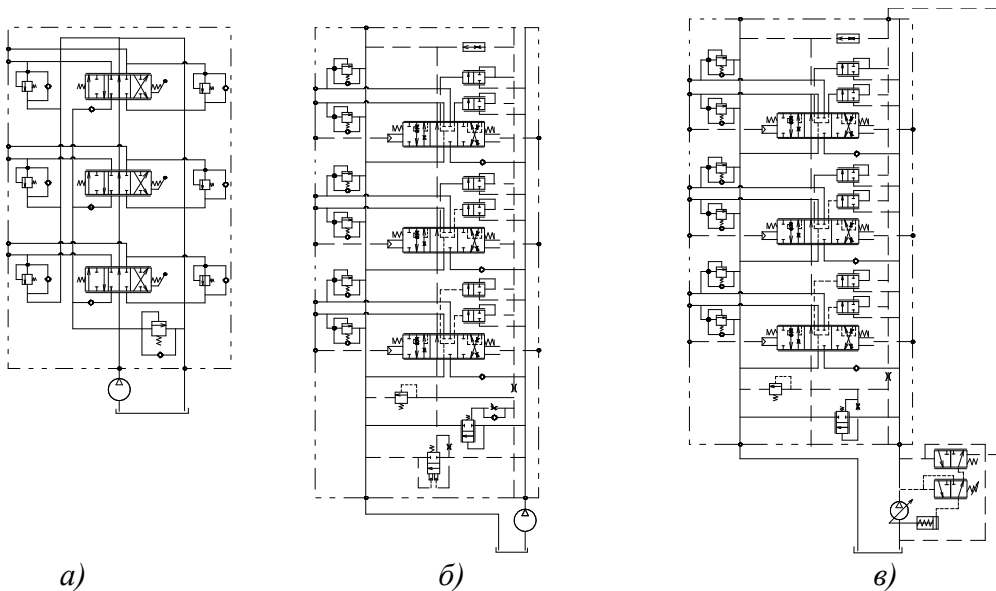


Рис. 16.2. Схеми гідросистем:
а і б – постійного тиску, в – чутлива до навантаження

16.7. Розвантажені гідросистеми постійного тиску

У простих гідросистемах постійного тиску підтримується постійним максимальний тиск. Це може призвести до того, що під час руху машини з такою гідросистемою, збільшені внаслідок високого тиску витіки рідини через золотники, що встановлені в нейтральне положення, можуть спричинити самовільний рух вихідних ланок гідродвигунів. Застосовуючи насоси змінного робочого об'єму і здійснюючи їх регулювання на основі сигналу від розподільника, в таких системах можна забезпечити незначний тиск розвантаження при нейтральних позиціях розподільників. Це знімає проблему самовільного руху вихідних ланок гідродвигунів при нейтральних позиціях золотників розподільників. Якщо золотники розподільника включені в робочі положення, насос буде створювати необхідний тиск настільки швидко, наскільки швидко спрацьовує золотник.

Дані системи налаштовуються на різний рівень тиску. Нижчий тиск встановлюється для виконання операцій з помірними режимами навантажень, а вищий – для важких режимів роботи з суттєвими навантаженнями.

Якщо коректно підібрані розподільники, системи постійного тиску мають непогані робочі характеристики і в них відсутній взаємовплив одночасно виконуваних операцій. Такі системи зазвичай мають хороші антикавітаційні характеристики, наслідком чого є те, що рух опускання вантажу може переключатись в зворотний рух підйому практично без затримки за часом.

Для розвантажених гідросистем постійного тиску максимальна швидкість виконання кожної операції визначається конструкцією золотників і величиною тиску, який, як вже відмічалось, задається в залежності від режиму роботи машини і величини навантаження. Як правило, розподільники з гідравлічним і електрогідравлічним пропорційним дистанційним керуванням, що використовуються для таких систем, мають компенсацію за тиском.

16.8. Гідросистеми, чутливі до навантаження (Load sensing system, L-S)

У таких гідросистемах тиск і витрата робочої рідини регулюються у відповідності до умов експлуатації машин. У них подача насоса змінюється згідно сигналу, що надходить від гідродвигунів і відповідає величині їх навантаження таким чином, що різниця тисків між насосом і гідролінією по якій надходить цей сигнал, залишається постійною. Очевидно, що в таких системах при живленні від одного насоса і декількох одночасно працюючих гідродвигунах, тиск, який створюється насосом, відповідає навантаженню одного з гідродвигунів. Як правило, цей тиск визначається найбільшим навантаженням. Згідно сучасної класифікації такі системи відносяться до гідросистем, чутливих до навантаження (див. рис. 16.2, в, 16.5 і 16.6).

Гідросистеми постійної витрати із закритим центром в деяких випадках також відносяться до гідросистем чутливих до навантаження. Однак поняття «чутливість до навантаження», найчастіше застосовується для гідросистем з регульованими насосами і спеціальними чутливими до навантаження розподільниками.

Такі системи досконаліші, ніж попередньо розглянуті. До них пред'являються набагато вищі технологічні вимоги в плані точності, якості і міцності всіх їх складових елементів.

Поєднання їх якісних робочих характеристик і високої ефективності визначається спеціальною конструкцією золотників, які самі адаптуються до відповідних функцій. У гідросистемах, чутливих до навантаження так само, як і у гідросистемах постійного тиску, одночасно виконувані функції реалізуються для тиску, що відповідає більшому навантаженню.

Конструкції машин, в яких використовуються гідросистеми чутливі до навантаження, повинні бути достатньо жорсткими тому, що тиск, який постійно змінюється, може викликати в них коливальні процеси.

Гідросистеми чутливі до навантаження мають різні конструктивні особливості. У деяких з них сигнал від навантаження надходить через клапан «АБО» (shuttle valve), в інших – через зворотні клапани. Наприклад, у стандартних гідророзподільниках фірми «Monsoon-Tison» (Німеччина) є спеціальна замкнена система сигналу навантаження (load signal line), в якій циркулює невеликий об'єм робочої рідини без її відбору з основної гідросистеми живлення гідродвигунів. Це конструктивне рішення дозволяє насосу швидше реагувати на зміну тиску, що особливо важливо на початку роботи гідросистеми, якщо робоча рідина холодна.

Регулятори насосів також відрізняються один від одного. Деякі з них не споживають робочу рідину з контуру сигналу навантаження. Інші мають спеціальний дросель, що забезпечує невеликі витрати рідини в цих контурах. Застосовуються також і інші варіанти живлення гідроліній сигналу навантаження.

Гідросистеми, чутливі до навантаження, мають відмінні робочі характеристики, якщо якісно спроектовані.

16.9. Фізичні основи роботи L-S систем та систем сумарного і пропорційного регулювання потоку об'ємних гідроприводів

16.9.1. Дросельні, машинні і комбіновані системи регулювання об'ємних гідроприводів

Відомо, що регулювання швидкостей вихідних ланок об'ємних гідроприводів може здійснюватись дросельним і машинним способами.

Для дросельного регулювання гідроприводів, що живляться від одного насоса постійної продуктивності з перемінним навантаженням на робочих органах машин, застосовуються системи з постійним тиском (рис. 16.3).

У цих системах переливний (запобіжний) клапан підтримує постійний тиск перед дроселем за рахунок зливу в бак частини потоку рідини від насоса. Під час експлуатації різниця між потужностями – необхідною гідравлічною і тією, на яку відрегульований дросель А (див. рис. 16.3), втрачається – перетворюється в тепло.

Процес регулювання швидкості вихідних ланок гідродвигунів в таких системах здійснюється на основі відомих фізичних процесів. За допомогою зміни прохідної площі регульованого дроселя А на ньому здійснюється дроселювання (зменшення або збільшення) втрат тиску (енергії) Δp , які дорівнюють $\Delta p = p_{н.с} - p_{н.в}$, де $p_{н.с}$ – тиск, що створює насос і який регулюється та підтримується постійним за рахунок переливного клапана. При цьому $p_{н.с}$ повинно відповідати найбільшому допустимому навантаженню на гідроциліндрі. Ці втрати енергії умовно можна вважати такими, що залежать від тиску навантаження $p_{н.в}$ (тиск необхідний для роботи гідроциліндра для відповідного навантаження). У процесі роботи переливного клапана, що підтримує постійний тиск $p_{н.с}$, відбувається злив у бак частини робочої рідини, що подається насосом. Ці втрати енергії умовно можна вважати такими, що залежать від об'ємного потоку зливу. Величина оптимального ККД таких систем дорівнює приблизно 38% [4].

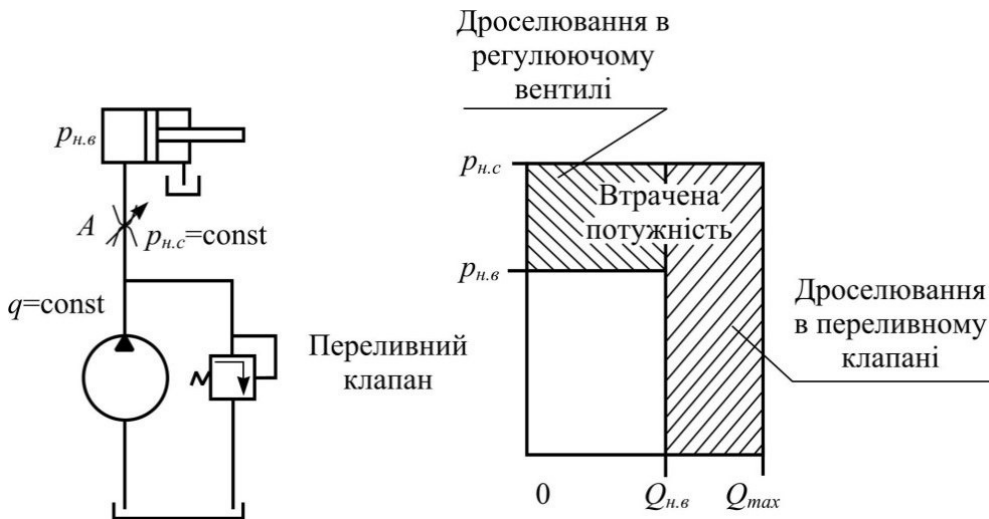


Рис. 16.3. Принципова схема і діаграма втрат потужності гідросистеми з постійною продуктивністю

У комбінованих (машинно-дросельних гідросистемах регулювання) з постійним тиском і регульованим насосом (рис. 16.4), який автоматично регулює подачу в відповідності до потреб навантаження, відрегульована подача завжди здійснюється при раніше визначеному максимальному тиску $p_{н.с}^{max}$, який підтримується регулятором тиску насоса за рахунок зміни його

питомої подачі (робочого об'єму). Різниця $\Delta p_{др}$ між тиском $p_{н.с}^{max}$ і поточним тиском навантаження $p_{н.в}$, що відповідає потребам споживача, при цьому зменшується на дроселі А (див. рис. 16.4). Така система регулювання забезпечує відсутність втрат енергії, що залежні від об'ємного потоку. Оптимальне значення ККД для таких систем, якщо тиск навантаження $p_{н.в} = 2/3 p_{н.с}$, оцінюється приблизно в 67%.

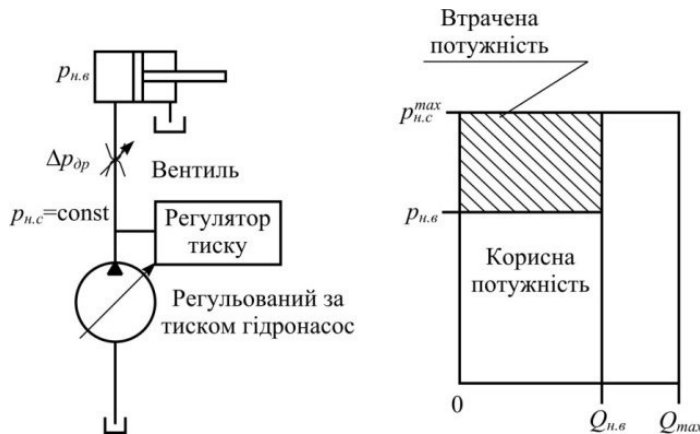


Рис. 16.4. Принципова схема і діаграми втрат потужності системи постійного тиску

16.9.2. L-S системи регулювання об'ємних гідроприводів

Для мінімізації втрат тиску на дроселях, якщо під'єднані кілька споживачів, розроблені і застосовуються *L-S* системи (*Load-sensing system*) регулювання об'ємних гідроприводів, що чутливі до навантаження (СЧН). У них за допомогою датчиків постійно визначаються поточні навантаження і відповідні їм тиски на всіх гідродвигунах, що працюють одночасно.

При цьому різниця $\Delta p_{др}$ між тисками – насоса $p_{н.с}$ і максимальним $p_{н.в}$ з числа поточних повинна підтримуватись постійною – $\Delta p_{др} = p_{н.с} - p_{н.в} = \text{const}$, з чого виходить, що при зміні $p_{н.в}$ необхідно змінювати і $p_{н.с}$.

Тиск насоса $p_{н.с}$ може бути відрегульований (змінений) двома способами. При використанні нерегульованого насоса постійної продуктивності – застосуванням регульованого дроселя з клапаном, що підтримує постійною різницю тисків на ньому шляхом зливу частини рідини в бак (див. рис. 16.5). Можуть бути зменшені тільки втрати, залежні від тиску.

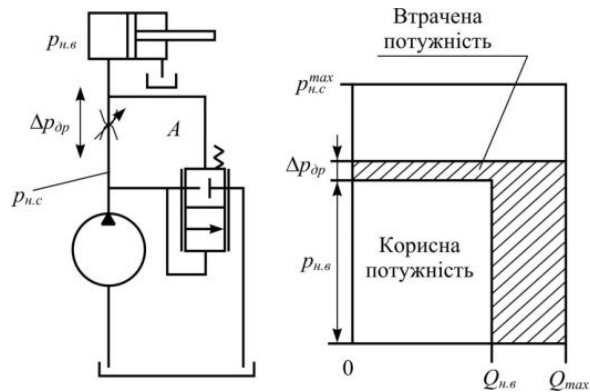


Рис. 16.5. Принципова схема і діаграма втрат потужності системи, чутливої до навантаження, з насосом постійної продуктивності

Застосуванням регульованого насоса і регульованого дроселя (див. рис. 16.6) можна забезпечити зниження втрат, що залежать від тиску і об'ємного потоку.

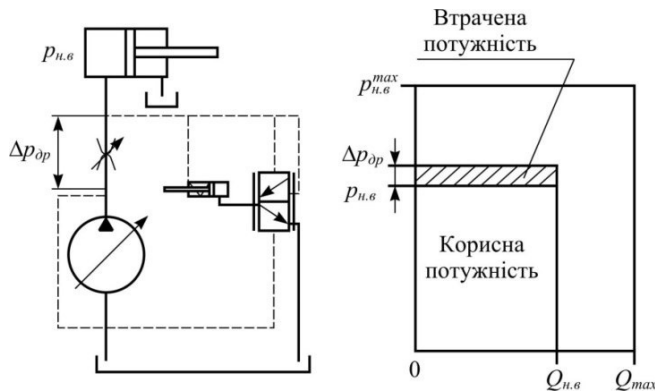


Рис. 16.6. Принципова схема і діаграма втрат потужності системи, чутливої до навантаження, з регульованим насосом

Такі $L-S$ системи в порівнянні з попередніми забезпечують найбільший ККД, який обчислюється за наступними залежностями

$$\begin{aligned} \eta &= N_{н.в} / N_{н.с} = Q_{н.с} \cdot p_{н.в} / [Q_{н.с} (p_{н.с} + \Delta p_{др})] \\ &= p_{н.с} / (p_{н.с} + \Delta p_{др}) = 1 / (1 + \Delta p_{др} / p_{н.с}), \end{aligned} \quad (16.3)$$

де $N_{н.с}$, $N_{н.в}$ – потужності, відповідно насоса і потрібна згідно вимог навантаження; $Q_{н.с}$ – подача насоса; $p_{н.с}$ – тиск, що відповідає потребам навантаження; $\Delta p_{др}$ – перепад тиску на дроселі.

З (16.3) видно, що при $\Delta p_{др} = \text{const}$ ККД визначається тиском навантаження споживача.

Залежність ККД від відношення $\Delta p_{др} / p_{н.с}$ показана на рис. 16.7.

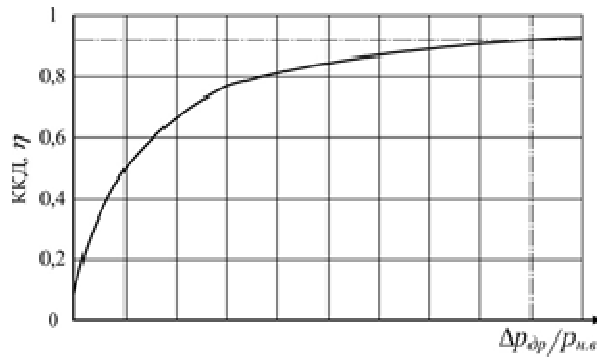


Рис. 16.7. Теоретична характеристика L - S системи регулювання (чутливої до навантаження)

З рис. 16.7 видно, що максимальне значення ККД такої системи більше в порівнянні з попередньо розглянутими, але при цьому спостерігається різке зниження ККД у зоні малих тисків $p_{н.в}$. У цьому діапазоні навантажень необхідний постійний перепад тисків $\Delta p_{др}$ досягається за рахунок мінімального прохідного отвору дроселя (дросель майже закритий).

16.9.3. Пропорційні L - S системи регулювання об'ємних гідروприводів

Прагнення забезпечити незалежність ККД від навантаження і підтримати його незмінним призвело до розробки пропорційних L - S систем регулювання, де вказані умови забезпечуються за рахунок підтримання постійним співвідношення $\Delta p_{др}/p_{н.в} = \text{const}$. ККД таких систем є величиною теоретично постійною у всіх робочих режимах і незалежною від навантаження

$$\eta = 1/(1 + \text{const}). \quad (16.4)$$

У пропорційних L - S системах регулювання для $\Delta p_{др}/p_{н.в} = \text{const}$ є тільки один робочий режим (див. рис. 16.7).

16.9.4. Регулювання сумарного потоку

Запропоноване німецькими розробниками регулювання сумарного потоку розглянемо на прикладі гідравлічної системи, схема якої представлена на рис. 16.8.

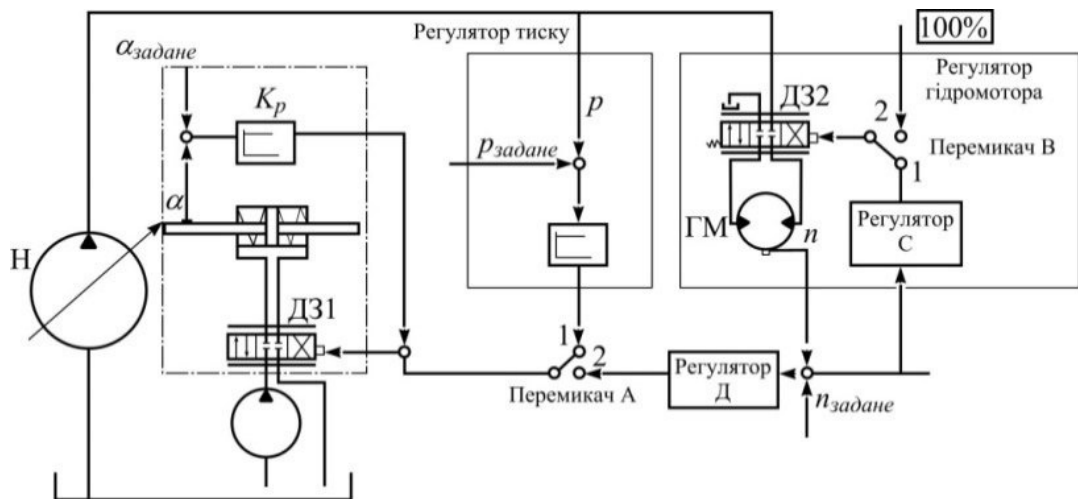


Рис. 16.8. Гідравлічна схема сумарного регульованого потоку для одного споживача

У зоні малих тисків їх величина і частота обертання гідромотора підтримуються постійними за рахунок дроселювання потоку через золотник ДЗ2 (положення 1 перемикача А), який виконує функцію переливного клапана. Якщо навантаження для споживача зросте настільки, що золотник ДЗ2 зміститься у крайнє положення, то тоді регульований насос приймає на себе задачу підтримання потрібного тиску і заданого числа обертів (положення 2 перемикача А). При цьому робочий об'єм насоса зміниться згідно сигналу регулятора тиску, що призведе до встановлення такого режиму роботи насоса на систему, при якому тиск і витрата в ній будуть відповідати зменшеному навантаженню споживача і заданій частоті обертання гідромотора. В той же час дроселюючий клапан ДЗ2 буде повністю відкритим і лише тоді, коли тиск впаде нижче встановленого мінімального значення він знову активується для регулювання частоти обертання гідромотора.

Принцип регулювання сумарного потоку може застосовуватись і для кількох споживачів. При цьому регульований насос забезпечує подачу необхідну для всіх гідромоторів (регулювання сумарного потоку) при постійно відкритому дроселюючому золотнику споживача з максимальною витратою. Інші гідромотори регулюються за допомогою своїх дроселюючих золотників. Для цих гідромоторів необхідно постійно визначати змінний поточний тиск потрібний для їх роботи. Безперервний аналіз сигналів датчиків усіх споживачів дозволяє визначати в кожний момент часу того з них, що потребує максимального тиску.

Лише тільки тоді, коли тиск падає нижче встановленого мінімального значення, регулятор тиску А (див. рис. 16.8) знову активізується і всі споживачі регулюються своїми золотниками (вентиллями).

Аналіз показує, що при такому регулюванні середній тиск у

гідросистемі менший ніж при $L-S$ регулюванні. Це пояснюється тим, що при роботі насоса в зоні високих значень тиску, на відміну від $L-S$ системи регулювання, втрати тиску на дроселюючому клапані значно менші.

Схема регулювання сумарного потоку для одного споживача зображена на рис. 16.9.

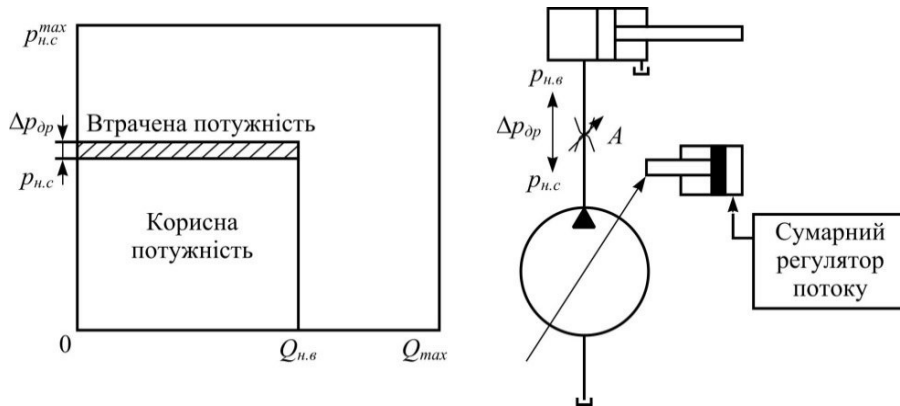


Рис. 16.9. Діаграма втрат потужності і принципова схема сумарного регулятора потоку з одним споживачем

ККД такої системи визначається за формулою

$$p_{н.в}/p_{н.с} = 1 - (Q/Q_{max})^2. \quad (16.5)$$

ККД залежить тільки від об'ємної витрати навантаження (16.5). Якщо розглянути графік залежності ККД від об'ємної витрати, то очевидна перевага регулювання сумарного потоку в порівнянні $L-S$ систем в області часткового навантаження (продуктивності) (див. рис. 16.7 і рис. 16.9).

Як приклад, на рис. 16.10 [5] показано графік залежності $\eta = f(Q_{ном}/Q_{max})$ для $Q_{ном}$ – номінальної витрати, яка відповідає падінню тиску на 1 МПа, Q_{max} – відповідає тиску 2 МПа. Теоретично для цього випадку значення ККД буде складати більше 95%.

Якщо споживач вимагає тільки незначної витрати, то за допомогою регулювання сумарного потоку можна реалізувати високі значення ККД.

Пояснення цього полягає в тому, що в цій робочій області регулюючий вентиль повністю відкритий і втрати тиску при дроселюванні на інших вентилях найменші. Якщо одночасно працює кілька споживачів складається інша картина.

Значення ККД обчислюється з відношення потужності споживача до потужності насоса

$$\eta = N_{н.в}/N_{н.с} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \cdot p_{н.в.i}}{\left[\sum_{i=1}^n Q_i \cdot (p_{н.в.max} + \Delta p_{dp}) \right]}, \quad (16.6)$$

де $N_{н.в}$ – потужність споживача; $N_{н.с}$ – потужність насоса; Δp_{dp} – перепад тиску на регульованому вентилі; Q_i – витрата i -го гідродвигуна; $p_{н.в.i}$, $p_{н.в.max}$ – тиски,

відповідно i -го гідродвигуна і максимальний.

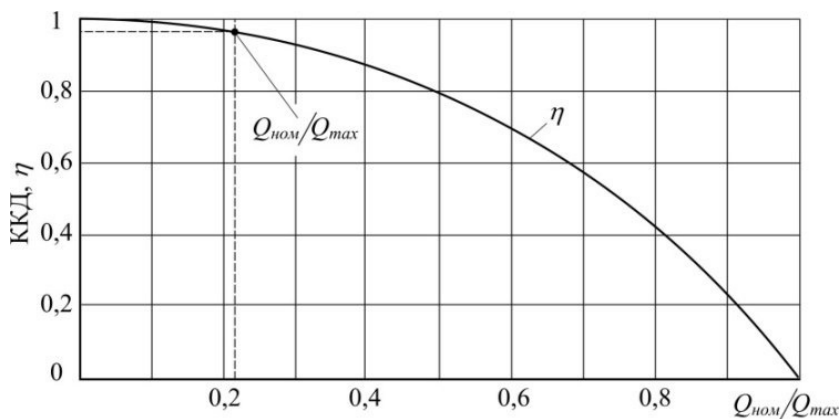


Рис. 16.10. Теоретична зміна ККД для сумарного регулятора потоку

За допомогою регулювання насоса можна точно дозувати його подачу орієнтуючись на максимального споживача. Для менш навантажених споживачів необхідно гасити різницю між найбільшим тиском насоса і необхідним тиском навантаження через керуючу крайку золотника регульованого дроселя, що визначає залежність ККД від рівня тиску окремого споживача. Енергобаланс регулювання сумарного потоку, якщо працює кілька споживачів, зображений на рис. 16.11 [5].

Тиск насоса для такої системи встановлюється автоматично і не вимагає регулювання. Для регулювання при малих тисках необхідний додатковий датчик тиску.

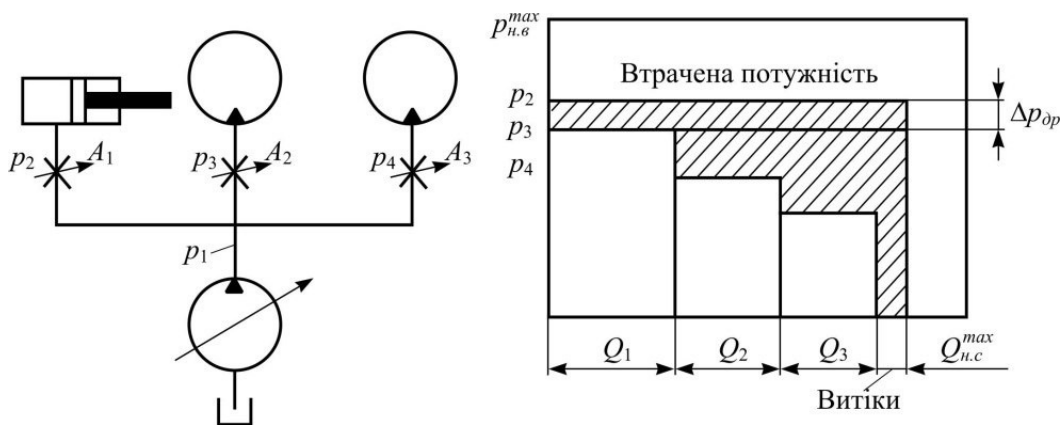


Рис. 16.11. Принципова схема і діаграма втрат потужності сумарного регулятора потоку з багатьма споживачами

Для оцінки можливості економії енергоспоживання розглянутих систем регулювання на рис. 16.12 [5] представлені їх графічні показники. При цьому

енергоспоживання в системах з постійною продуктивністю приймалося за 100%. Як видно, застосування систем постійного тиску дає помітну економію енергії. Структури з *L-S* системами ледь відрізняються за їх енергетичними характеристиками від мережі постійного тиску. При регулюванні сумарного потоку спостерігається відчутне підвищення ККД.

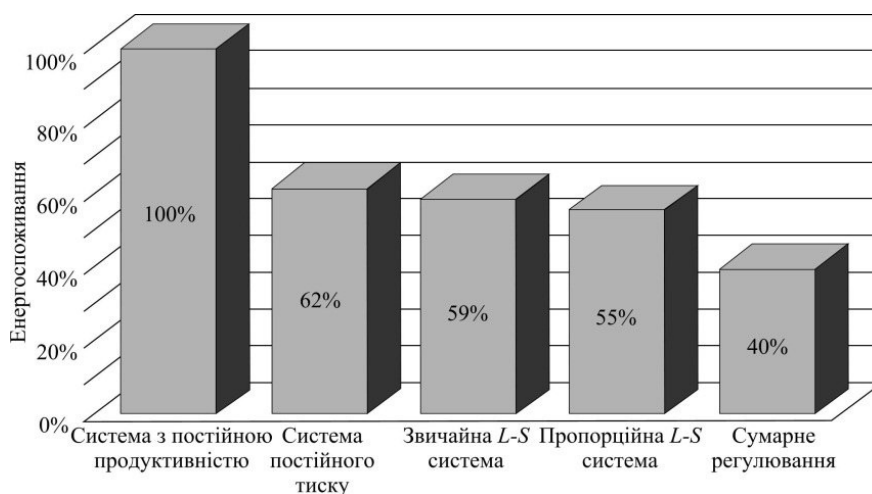


Рис. 16.12. Графічні показники енергоспоживання розглянутих систем регулювання гідроприводів

Як бачимо, системи регулювання сумарного потоку у порівнянні з системами постійної продуктивності можуть заощадити до 60% енергії. Треба враховувати, що ККД для робочого режиму кількох споживачів у великій мірі залежить від їхніх окремих режимів роботи. Тому зроблені висновки для більшості можливих значень ККД розглянутих систем регулювання режимів роботи потребують уточнення.

При регулюванні сумарного потоку живильний насос регулює суму всіх об'ємних потоків споживачів. Тиск і навантаження регулюються, як і в системах з об'ємним потоком, автоматично. Дросель найбільш навантаженого споживача при регулюванні сумарного потоку завжди повністю відкритий і втрати при дроселюванні на ньому найменші. Тому регулювання сумарного потоку забезпечує найбільший можливий ККД.

16.10. Гідравлічний привод із вторинним регулюванням

Вторинне регулювання гідрооб'ємного привода відомо і застосовується у мобільних машинах з 1982 р. Його позитивні властивості – зменшення первісних капітальних витрат на технічне оснащення, можливість акумулювання енергії під час гальмування і її повернення в систему поряд з забезпеченням незалежності від навантаження частоти обертання гідромоторів відкриває йому широкі можливості застосування в об'ємних гідроприводах мобільних машин.

Особливості вторинного регулювання об'ємних гідроприводів:

- зниження первинних капітальних витрат на технічне оснащення;
- забезпечення незалежності частоти обертання гідромоторів від навантаження;
- бездросельна передача енергії від системи живлення;
- повернення енергії в систему і її акумулювання під час гальмування машин і їх робочих органів;
- зниження витрат первинної енергії внаслідок забезпечення відповідності її потужності вимогам споживача.

16.10.1. Принцип вторинного регулювання

У механічних приводах вихідними є два параметри:

- крутний момент M , Нм;
- частота обертання n , хв.⁻¹.

Цим механічним параметрам у гідравліці відповідають:

- тиск p відповідає крутному моменту M ;
- об'ємний потік Q відповідає частоті обертання n .

Залежно від виду зв'язку механічних і гідравлічних параметрів розрізняють два типи приводів:

- системи привода зі зв'язком через об'ємний потік (конвенційна, традиційна система);
- системи привода зі зв'язком через робочий тиск (система вторинного регулювання).

Конвенційна, традиційна система працює зі зв'язком через об'ємний потік (рис. 16.13).

У таких системах з замкнутим циклом циркуляції (рис. 16.13, б) об'ємний потік від гідронасоса забезпечує визначене число обертів гідромотора. При цій схемі регулювання паралельну роботу декількох споживачів, що живляться одним насосом, можна здійснити тільки з великими технічними втратами на керування.

Розглянемо систему з постійним тиском, яка складається з одного або кількох регульованих за тиском гідронасосів і паралельно підключених гідромоторів (споживачів), що працюють у відкритому циклі циркуляції. В трубопроводах, що підводять робочу рідину до гідромоторів передбачаються дроселі, які регулюють об'ємні потоки. При цьому в режимах часткових навантажень споживачів, а також під час гальмування машин і їх робочих органів виникають значні втрати тиску. Тому для таких систем витрата первинної енергії є високою.

Обидві системи циркуляції рідини (замкнена і відкрита) реагують на зміну обертового моменту відповідною зміною робочого тиску, що безпосередньо впливає на динаміку і стабільність системи.

При вторинному регулюванні зі зв'язком за тиском (рис. 16.14) [5] у гідравлічній мережі робочий тиск завдяки наявності гідроакумуляторів (на

рис. 16.14 не показані) є майже сталим. У цих системах подача рідини може здійснюватись кількома регульованими насосами при відкритих схемах циркуляції з будь-якою кількістю паралельно приєднаних споживачів (гідромашин), що можуть працювати як гідронасоси або гідромотори. У їх трубопроводах немає дроселів. При роботі гідромашин в якості гідромоторів енергія споживається із системи, а при роботі гідромашин в якості гідронасосів – постачається в систему. Ця енергія може використовуватись іншими споживачами, або ж акумулюється для подальшого використання. Вона також може бути спрямована в систему енергоживлення, де перетвориться в інші види енергії, наприклад, в електричну енергію.

При цьому, оскільки робочий тиск залишається майже сталим, відсутній вплив стисливості рідини на динамічні характеристики систем, її швидкодія достатньо висока, енергобаланс поліпшений, а витрати первинної енергії в порівнянні з традиційною системою регулювання, значно знижені.

Для того, щоб забезпечити роботу у всіх можливих режимах, гідромашини, що застосовуються в таких системах, повинні бути регульованими в обидві сторони від нульового значення робочого об'єму.

Вторинне регулювання здійснюється при практично незмінному тиску в гідросистемі і передбачає регулювання частоти обертання гідромотора, забезпечуючи підтримання її постійною при зміні навантаження споживача. Воно передбачає контур регулювання частоти обертання відповідно зміні обертового моменту. Параметр регулювання гідромашини при цьому не залежить від числа обертів на виході так, як у конвенційних (звичайних) системах, а залежить від обертового моменту.

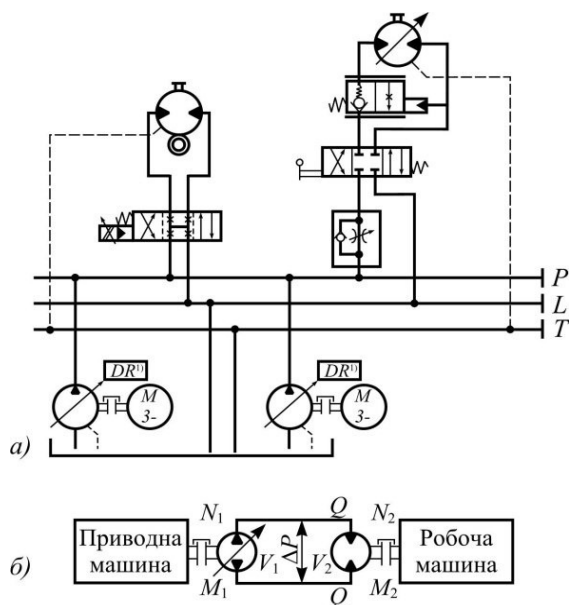


Рис. 16.13. Схеми стандартних гідростатичних приводів:
а – відкрита; б – замкнена

Повернення до попередньої частоти обертання гідромотора n_m (ω_m), як виходить також з рівняння (16.8), можна здійснити за рахунок зменшення q_m – робочого об'єму гідромотора (Q_m і a_m – незмінні), що і забезпечує вторинне регулювання об'ємних гідроприводів.

При зменшенні навантаження споживача всі описані процеси відбуваються в тій же послідовності, але з врахуванням того, що Δp_m зменшується, частота обертання гідромотора збільшується, робочий об'єм гідромотора q_m збільшується, забезпечуючи попередньо встановлену частоту обертання.

Механічна частина системи привода з вторинним регулюванням доповнюється електрично керованим зворотним клапаном – гідравлічним замком (див. рис. 16.14, поз. 10), що при аварійних ситуаціях перериває підведення енергії від системи живлення до блоку вторинного регулювання, який безпосередньо зв'язаний з системою енергоживлення. У випадку відмови системи регулювання, наприклад, через обрив кабелю в датчиках тиску, привод відключається від системи живлення.

Електронний контур регулювання побудований наступним чином. Розміщений на блоці вторинного регулювання 3 датчик з аналоговою або цифровою обробкою сигналів 4 спрямовує значення фактичного числа обертів n_p до регулятора числа обертів 5 – пропорційно-інтегрального датчика, де воно порівнюється з раніше заданим числом обертів $n_{зад}$. Видане регулятором числа обертів 5 значення кута повороту блока аксіально-поршневого насоса порівнюється в регуляторі 8 з його фактичним значенням. Вихідний сигнал регулятора 8 подається на електричний підсилювач 6, що керує дросельним золотником 1.

За допомогою зміни заданого значення числа обертів можна безступенево змінюватися число обертів веденої ланки (число обертів на виході механізму) в обох напрямках обертання.

16.11. Чутливість до навантаження і компенсація тиску

Подача робочої рідини до найбільш навантаженого гідродвигуна в гідросистемах, чутливих до навантаження, завжди здійснюється з компенсацією тиску.

Застосовуються два способи компенсації тиску:

1) за рахунок дії сил тиску робочої рідини і використання золотників розподільників з гідравлічним пропорційним керуванням. Цей спосіб забезпечує простоту і надійність компенсації тиску без застосування додаткових пристроїв як при підйомі, так і при опусканні вантажу;

2) кожна секція золотника має свій компенсатор, який встановлює постійний перепад тиску на входному опорі (дроселі). Це забезпечує кращу компенсацію тиску, якщо вантаж рухається на підйом і можливість компенсації тиску навіть тоді, якщо управління розподільником здійснюється вручну.

16.11.1. Робочі характеристики гідросистем, чутливих до навантаження

Гідросистеми, чутливі до навантаження мають відмінні робочі характеристики, особливо з розподільниками компенсованими за тиском. Їх ефективність і економічність в роботі значно кращі, ніж у інших гідросистем. У них, процес опускання вантажу може відбуватися з великою витратою рідини без збільшення рівня встановленого тиску. Це пред'являє високі вимоги до антикавітаційних характеристик їх розподільників. Як правило, сучасні розподільники, що випускаються фірмами «Monsun-Tison», «Vickers», «Mannesmann Rexroth», мають вбудовані антикавітаційні і підпірні клапани, які задовольняють цим вимогам.

16.11.2. Застосування гідросистем, чутливих до навантаження

Гідросистеми, чутливі до навантаження, доцільно застосовувати в машинах, де одна фаза робочого циклу вимагає великої подачі рідини і помірного тиску, а інша, навпаки – високого тиску і невеликої подачі. Потужність таких гідросистем, може бути достатньо помірною, що дозволяє використовувати в них джерела енергії малої потужності.

Гідросистеми, чутливі до навантаження з компенсацією тиску, доцільно застосовувати для таких умов експлуатації, де необхідно виконувати одночасно декілька операцій без взаємного впливу.

Такі гідросистеми знаходять широке застосування в гірничих, лісових і дорожніх машинах, навантажувачах, екскаваторах і кранах.

На рис. 16.15 представлена принципова схема гідросистеми постійної витрати, чутливої до навантаження із закритим центром і нерегульованим насосом. У нейтральному положенні гідророзподільників 12 і 13, гідролінія керування 14 від'єднується від насоса 1 і клапан 2 займає показану на рис. 16.15 позицію, підтримуючи завдяки дроселю мінімальний рівень тиску, необхідний для керування системою.

При переводі одного з гідророзподільників (наприклад, 13) в робочу позицію до його виходу через зворотний клапан 7 підключається торцева вимірвальна камера сервоклапана 5. Тиск в ній збільшиться і клапан 5 почне закриватися, збільшуючи опір руху рідини через себе. Це призведе до збільшення тиску і витрати робочої рідини в напірній гідролінії 9, що забезпечить рух поршня гідроциліндра 10. У системі встановиться рівноважний стан між потоками, що проходять через гідророзподільник 13 і переливний клапан 3.

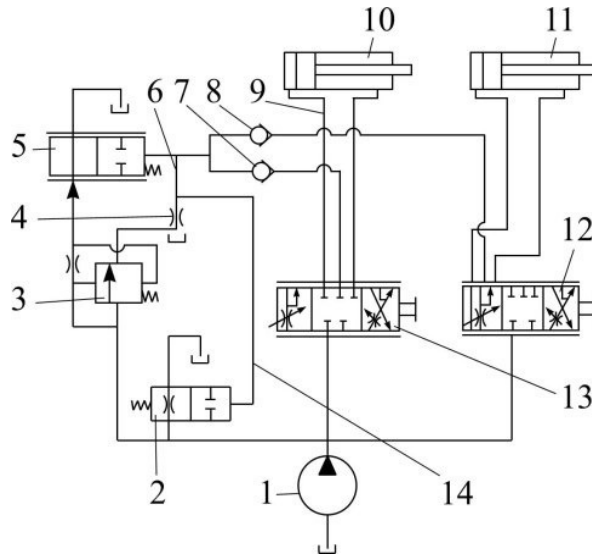


Рис. 16.15. Схема гідросистеми, чутливої до навантаження

Одночасно з включенням розподільника 13 у робоче положення підвищений тиск робочої рідини в гідролінії 9 призведе до підвищення тиску в гідролінії 6 і до закриття клапана 2 (переміщення його золотника ліворуч).

При включенні в роботу за допомогою гідророзподільника 12, гідроциліндра 11 з більшим, ніж у гідроциліндра 10 навантаженням, раніше встановлений в гідросистемі тиск буде недостатнім для створення сили, необхідної для руху поршня гідроциліндра 11. Частина потоку рідини від насоса буде додатково проходити через дросель в розподільнику 12 і зворотний клапан 8 до вимірювальної камери сервоклапана 5. Внаслідок цього тиск в ній збільшиться. Сервоклапан 5 ще збільшить свій опір, що додатково збільшить перепад тиску на переливному клапані 3. Це зменшить витрату робочої рідини через нього. Внаслідок цього тиск в гідросистемі збільшиться до величини необхідної для руху поршня гідроциліндра 11. На виході насоса встановиться тиск, відповідний найбільш навантаженому споживачеві. Наведена гідросистема є функціонально виправданою і достатньо економічною у випадку привода кількох неенергоємних споживачів, що одночасно працюють.

На рис. 16.16 представлена схема автоматизованого об'ємного гідропривода, чутливого до навантаження (з $L-S$ регулюванням).

Дана система складається з: регульованого насоса 1, гідроцилінрів 14 і 17, гідроліній нагнітання 2, робочих 11, 12, 16, 20, зливу 23 та керування 21. Система має дві робочі 7 та нагнітальну 6 секції. Робочі секції містять розподільні золотники 5 і 10, регульовані дроселі 4 і 9, золотники стабілізації потоку 3 і 8, а також логічні клапани 13, 15, 18, 19. Насос 1 обладнаний автоматичним регулятором 24 з керуючим 22, запобіжним 26, холостого ходу 27 клапанами та перемикачем режимів 25.

Гідросистема працює наступним чином. Якщо золотники-розподільники 5 і 10 знаходяться в нейтральному положенні, то робоча рідина від насоса 1

надходить тільки до автоматичного регулятора 24, а лінія керування 21 через логічні клапани 13, 15, 18, 19 з'єднує лінію зливу 23 з цим же автоматичним регулятором 24. При цьому золотник перемикача режимів 25 регулятора 24 забезпечить проходження рідини під тиском p_n до золотника холостого ходу 27, пружина якого визначає тиск у системі керування 1,4–1,7 МПа. Під дією цього тиску сервоциліндр привода повороту регулюючої шайби насоса 1 встановить його мінімальну подачу, необхідну для компенсації об'ємних втрат і підтримання тиску в системі керування.

Коли золотник, наприклад, 5 включиться в робоче положення, рідина через логічні клапани 18 і 19 буде надходити в лінію керування 21 під тиском p_u – тиском робочої порожнини працюючого гідроциліндра. Перемикач режимів 25 під дією цього тиску переміститься в положення, при якому робоча рідина від насоса буде надходити до керуючого золотника 22, а клапан 27 при цьому переміститься праворуч, тим самим перекриваючи прохід рідини через себе. Золотник 22 знаходиться в лівому положенні і перекриває прохід до сервоциліндра регулюючої шайби насоса. Тиск в цьому сервоциліндрі зменшиться, що призведе до збільшення кута нахилу регулюючої шайби насоса і, як наслідок, збільшення його продуктивності до величини, що відповідає заданій швидкості поршня гідроциліндра 17. Тиск насоса p_n при цьому також буде зростати, поки не встановиться перепад $\Delta p_n = p_n - p_u$, що відповідає навантаженню на цьому гідроциліндрі. Керуючий клапан 22 автоматично регулює тиск в сервоциліндрі привода регулюючої шайби насоса відповідно до перепаду тиску Δp_n .

При збільшенні навантаження, наприклад на гідроциліндрі 17 (див. рис. 16.16) зміниться режим роботи насоса, що призведе до збільшення тиску і зменшення витрати, порівняно із попередніми значеннями. Система регулювання відреагує, подасть сигнал на зменшення тиску в сервоциліндрі регулюючої шайби насоса, що призведе до зміни характеристики насоса за рахунок збільшення кута нахилу регулюючої шайби. Новий режим роботи насоса забезпечить подачу рівну попередній, і тиск, що буде більшим, ніж тиск попереднього режиму. Величину цього надлишку тиску Δp компенсує стабілізуючий клапан 3 (рис. 16.17).

При необхідності збільшення швидкості руху поршня, наприклад гідроциліндра 17, збільшують прохідний отвір золотника 5 пропорційного розподільника або регульованого дроселя 4. Це призведе до зміни режиму роботи насоса – збільшення подачі і зменшення тиску. Для відновлення режиму роботи, $L-S$ – система відреагує зміною характеристики насоса, зменшивши подачу до попереднього значення, а недостатній тиск компенсується зменшенням опору клапана 3.

При підключенні двох гідроциліндрів одночасно, тиск на виході насоса p_n буде визначатися більшим навантаженням. Це забезпечується дією логічних клапанів 15, 19, які в залежності від співвідношення навантажень T_1 і T_2 зміщуються ліворуч чи праворуч, тим самим відкриваючи чи закриваючи прохід в гідролінію керування 21 (див. рис. 16.16).

Для запобігання перевантаження, в системі передбачений запобіжний клапан 26, який з'єднує лінію керування 21 з керуючим сервоциліндром

насоса. При перевищенні максимально допустимого навантаження на будь-якому із гідродвигунів, подача насоса швидко знижується до нульового значення.

16.12. Системи керування об'ємних гідроприводів

У більшості гідравлічних систем, які застосовувались в приводах мобільних машин до останнього часу широко застосовувалось електромагнітне керування, що забезпечувало виконання таких функцій як пуск, зупинка і керування напрямком руху вихідних ланок гідродвигунів. Регулювання (зміна) витрати рідини і, відповідно, величини тиску здійснювалось вручну.

Таке керування достатньо повно задовольняє вимогам простої експлуатації машин. Однак при більш складних умовах експлуатації, наприклад, коли в системах передбачаються різні рівні витрат і тисків робочої рідини, які виникають при суміщенні декількох технологічних операцій машин, в них спостерігаються ряд суттєвих недоліків. Це може проявлятися в недотриманні заданих параметрів системи – швидкості і часу реагування виконавчих механізмів на регулюючу дію оператора.

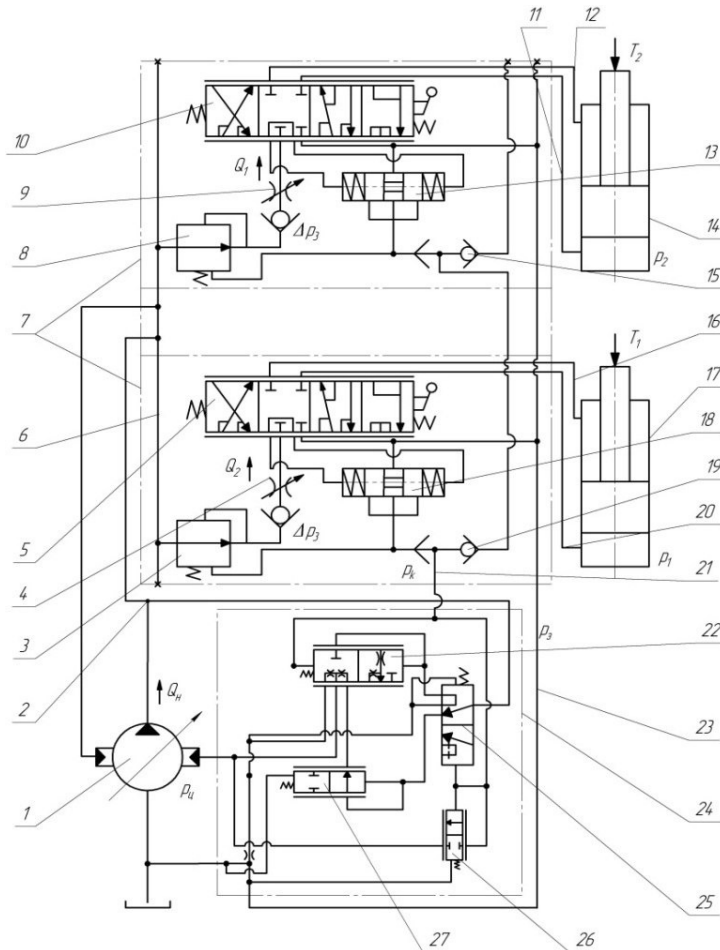


Рис. 16.16. Схема гідропривода, чутливого до навантаження

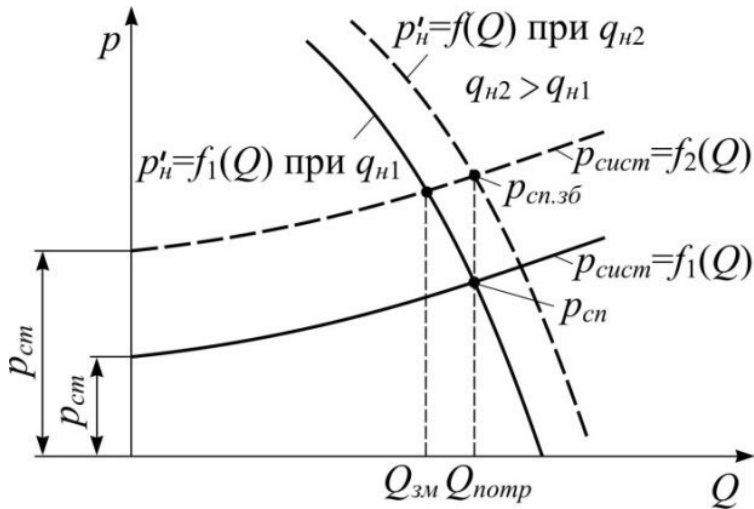


Рис. 16.17. Режими роботи регульованого насоса при зміні його робочого об'єму

Для запобігання цих негативних проявів у гідросистемах застосовують додаткові регулюючі клапани і клапани переключення, що не завжди забезпечує необхідну плавність переходу системи з одного стану в інший. Найчастіше кількість таких додаткових клапанів у гідросистемах більше одного-двох. Очевидно, що застосування таких додаткових клапанів призводить до збільшення вартості систем і ускладнення їх конструкцій.

16.12.1. Системи керування об'ємних гідроприводів на основі сервоклапанів

Раніше, коли було необхідно досягти високого ступеня регулювання швидкості вихідної ланки і точного позиційного керування, що не забезпечувалось додатковим клапаном, застосовували лише сервоклапани тому, що тільки вони дозволяли реалізувати такі задачі.

Сервоклапани (електрогідравлічні підсилювачі) – це підсилювачі з електричним регулюванням. Електрогідравлічні підсилювачі складаються з електромеханічних перетворювачів і гідропідсилювачів. Електромеханічний перетворювач призначений для перетворення вхідного електричного регульовального сигналу в рух вихідної ланки (валика, штока, якоря тощо). Вихідні ланки діють на запірно-регулюючі елементи дросельних розподільників або інших регулюючих гідроапаратів. Ці запірно-регулюючі елементи і виконують функції зміни витрати тиску або напрямку потоку робочої рідини в гідросистемах.

На вхід електрогідравлічного підсилювача подається регулюючий електричний сигнал, що має малу потужність N_e , а на його виході забезпечується направлений потік робочої рідини з набагато більшою гідравлічною потужністю N_2 . При цьому підсилення потужності практично не

обмежене.

До складу електрогідравлічних підсилювачів, крім електромеханічних перетворювачів і саме гідропідсилювачів, можуть входити комплектуючі пристрої, які забезпечують їх роботу, наприклад, пристрої зворотного зв'язку, контрольно-вимірювальні прилади, гідравлічні фільтри і приєднувальна арматура (електро- і гідророз'єми).

Прикладом найпростішого підсилювача є золотниковий гідравлічний підсилювач, в якому передбачений додатковий золотник 2 ($d_3 \leq 10$ мм), що змінює подачу робочої рідини до більшого за розмірами золотника, який в свою чергу, змінює подачу у виконавчий гідроциліндр (рис. 16.18). При цьому ця зміна подачі значно більша ніж та, що здійснює менший золотник. Керування меншим золотником може здійснюватись вручну, електричним, гідравлічним або комбінованим способами.

Для сервоклапанів характерні непогані динамічні властивості, але такі клапани складні у виготовленні, дуже чутливі до забруднення робочої рідини, мають високу вартість і порівняно низьку економічність. Тому, в умовах, де непотрібно використовувати всі можливості сервоклапанів, вище перераховані фактори можуть бути основними недоліками, що впливають на можливості їх застосування.

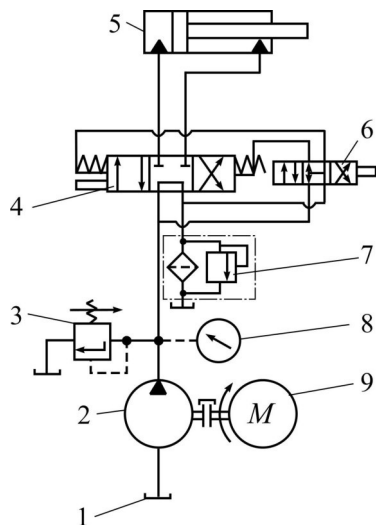


Рис. 16.18. Схема гідросистеми з підсилювачем

16.12.2. Системи пропорційного керування об'ємних гідроприводів

Вказані недоліки сервоклапанів і визначили те, що в гідросистемах мобільних машин почали застосовувати так звані пропорційні клапани і розподільники.

Під пропорційними розуміють гідроклапани і гідророзподільники, які на виході реалізують сигнал пропорційний вхідному і які можуть регулюватись дистанційно-електронними пристроями. В них запірні елементи (як правило золотники) можуть займати багато проміжних фіксованих положень за допомогою спеціальних пристроїв, на відміну від сервоклапанів і дросельних розподільників в яких може бути набагато більша кількість запірно-регулюючих елементів.

Суттєвою відмінністю між сучасними серво- і пропорційними клапанами є те, що перші приводяться в дію за допомогою моментних електродвигунів, а другі – пропорційних електромагнітів.

У залежності від типу пропорційних клапанів, на їх виході можна регулювати тиск, витрату або комбінацію регулювання витрати і напрямку

руху робочої рідини.

Сучасні пропорційні клапани керування тиском – це переливні, або редуційні клапани, в яких величина тиску налаштування регулюється електронними засобами.

Сучасні пропорційні клапани керування витратою рідини – це клапани, в яких витрата рідини регулюється (змінюється) за допомогою електронних пристроїв.

Сучасні пропорційні розподільники – це такі, в яких напрямок і витрата рідини змінюються за допомогою електронного сигналу і у яких робочий орган, що регулює витрату (як правило золотник), може займати багато проміжних фіксованих положень.

Створення пропорційних клапанів насамперед було спрямоване на те, щоб зберегти простоту керування електромагнітами і за точністю керування наблизитись до сервоклапанів.

Сучасні пропорційні клапани за якістю наближаються до сервоклапанів і мають можливості покращення своїх характеристик в кожному конкретному випадку їх застосування.

Пропорційні клапани за допомогою електроніки мають значні можливості простіше і швидше, ніж при використанні гідравлічних пристроїв, досягати різних рівнів регулювання.

16.12.3. Електрогідравлічні системи пропорційного керування

Вперше електрогідравлічні системи пропорційного керування були розроблені для авіаційної техніки на основі сервоклапанів (електрогідравлічних підсилювачів). Враховувалися наступні вимоги: мінімальні втрати тиску і невеликі величини тиску керування, надійність, зручність обслуговування, можливість аварійного ручного керування.

Найбільш широко поширеною конструкцією пропорційних розподільників є комплекс пілотного розподільника з двома регульованими електромагнітами постійного струму (перший керуючий каскад), основного золотника розподільника з центруючими пружинами і датчика його переміщення при необхідності контролю положення золотника.

При необхідності керування положенням основного золотника в режимі позиційного регулювання, в розподільники вбудовуються електронні пристрої для забезпечення зворотного зв'язку.

Основний золотник може мати позитивне перекриття і дроселюючі пази трикутного перетину, завдяки чому досягаються невеликі витрати і оптимальний характер збільшення прохідного перетину в зоні незначного переміщення золотника.

При аварійному знеструмленні золотник автоматично повертається у вихідну (нейтральну) позицію за рахунок дії центруючих пружин. Такі розподільники забезпечують ручне (аварійне) перемикання безпосередньою дією на якорі електромагнітів.

Застосування пропорційних розподільників для гідросистем мобільних машин є перспективним, враховуючи їх відносно низьку вартість, меншу чутливість до забруднення і економічність.

16.12.4. Застосування гідросистем з пропорційним керуванням

Пропорційне (аналогове) керування при якому витрата або тиск робочої рідини гідроапарата відповідає положенню органа керування або величині вхідного сигналу, дозволяє оптимізувати режими роботи гідроприводів. Точне керування величиною витрати робочої рідини і, отже, швидкістю руху виконавчого механізму (штока гідроциліндра або гідромотора), створює можливості для підвищення ефективності роботи машин, підвищує якість виконання технологічних процесів, покращує умови праці оператора, підвищує надійність гідросистем. Наприклад, забезпечення необхідної величини подачі робочої рідини до гідроциліндрів при виконанні планувальних робіт бульдозером за рахунок точного керування положенням відвала дозволяє більш якісно спланувати поверхню ґрунту, а менша кількість перемикачів розподільника підвищує продуктивність праці і знижує втому оператора. Більше того, із зменшенням кількості включень розподільника зменшується і кількість імпульсів тиску в гідросистемі, що знижує її навантаженість і тим самим сприяє збільшенню ресурсу її роботи.

У гідросистемах лісопромислових тракторів пропорційне керування полегшує наведення захвату маніпулятора на дерево, що безумовно полегшує роботу оператора і підвищує продуктивність праці. На сільськогосподарських тракторах застосування пропорційного керування витратою робочої рідини вирішальним чином впливає на якість виконання технологічних процесів і на ефективність роботи машинно-тракторних агрегатів.

Можливість подачі до виконавчих механізмів мінімально необхідної кількості робочої рідини дозволяє істотно покращити енергетичні характеристики гідроприводів.

Пропорційне керування величиною тиску необхідне, наприклад, в гідросистемах механізмів зрізання дерев, якими обладнуються спеціальні лісові трактори для регулювання сили, з якою пила діє на дерево.

Дистанційне пропорційне керування створює додаткові переваги – дозволяє встановлювати гідроапаратуру поза кабіною, спрощуючи герметизацію останньої, знижує рівень шуму в ній, покращує температурні умови.

Можливість установки при дистанційному керуванні гідроапаратури безпосередньо біля виконавчих механізмів (гідродвигунів) дозволяє зменшити кількість гідроліній. У цьому випадку, за рахунок підведення робочої рідини на основній частині шляху тільки двома гідролініями (напірною і зливною) і їх розгалуженні тільки біля гідродвигунів.

Електрогідравлічне виконання дистанційного керування дозволяє значно покращити можливості пропорційної гідроапаратури. В цьому

випадку створюються передумови для автоматизації режимів роботи гідроприводів і їх оптимізації на основі застосування бортових комп'ютерів, електронних блоків і датчиків контролю роботи основних елементів.

16.13. Методика проектування об'ємних гідравлічних приводів

Проектування об'ємних гідравлічних приводів необхідно розпочинати із з'ясування умов і режимів його роботи. У більшості випадків гідропривод містить декілька гідродвигунів, які пов'язані з різними робочими органами. Причому управління кожним робочим органом (технологічним процесом) здійснюється відповідним контуром гідропривода. Іноді для управління одним робочим органом використовуються два гідродвигуни і більше, які повинні працювати синхронно.

Для вибору насоса, оцінки ККД, аналізу теплового режиму і визначення інших характеристик проектного гідропривода необхідно знати, як повинні працювати гідродвигуни різних контурів: послідовно, одночасно (сумісно) або за спеціально заданим алгоритмом.

Розрахунок гідропривода впродовж технологічного циклу роботи – завдання досить трудомістке, оскільки цикл має безліч операцій, а при переході від однієї операції до іншої змінюється структура системи. З урахуванням вказаних труднощів при проектуванні гідроприводів часто застосовується спрощений підхід, згідно якого розрахунок здійснюється відповідно до виконання гідросистемою основної технологічної операції – робочого ходу.

У процесі проектування необхідно враховувати умови, у яких експлуатуватиметься гідропривод. До них відносяться, передусім, температурні умови. Проте можуть бути обумовлені і інші умови, наприклад, можливість роботи у контакті з агресивними середовищами, якщо підвищена запиленість, вимоги пожежної безпеки та ін.

Метою проектного розрахунку об'ємного гідропривода є визначення робочих параметрів елементів об'ємного гідропривода з дросельним або машинним регулюванням і гідродвигуном обертового або поступального рухів вихідної ланки, тобто визначення параметрів роботи агрегатів в системі, ККД гідропривода, потужності і режимів його роботи. Підбір гідроагрегатів, що серійно випускаються промисловістю, проведення перевіірочних розрахунків гідросистеми, розрахунок і побудова навантажувальних характеристик.

16.13.1. Вихідні дані для розрахунку об'ємного гідропривода

Вихідні дані для розрахунку:

1. Гідравлічна схема гідропривода.
2. Навантаження на робочому органі:
 - для гідропривода поступального руху – сила опору R , Н;

- для гідропривода обертального руху – крутний момент на валу робочого органа M , Нм.

3. Довжина трубопроводів l , м;

4. Параметри гідродвигуна з поступальним рухом вихідної ланки (з гідроциліндром):

- хід поршня S , м;

- число подвійних ходів поршня за хвилину n , ход/хв;

- швидкість руху робочого органа v , м/с;

5. Параметри гідродвигуна для гідропривода з обертальним рухом вихідної ланки (з гідромотором):

- крутний момент на валу робочого органа M , Н·м;

- частота обертання робочого органа n , об/хв.

Під гідродвигуном розумітимемо гідравлічну машину, що перетворює енергію потоку робочої рідини в механічну енергію на вихідному валу. До гідродвигунів відносять гідроциліндри із зворотно-поступальним рухом поршня, роторні гідромотори з необмеженим обертанням вихідного вала, а також поворотні гідромотори з обмеженим обертальним рухом вихідної ланки.

16.13.2. Визначення тиску в гідросистемі

Параметри проектного гідропривода залежать від прийнятого робочого тиску p . При виборі робочого тиску враховують призначення машини і величину корисного навантаження R . Згідно практики проектування рекомендується [3; 8] приймати наступні значення тиску p :

$p < 6,3$ МПа для $R = < 10$ кН;

$p = 6,3 \dots 10,0$ МПа для $R = 10 \dots 30$ кН;

$p = 10,0 \dots 12,5$ МПа для $R = 30 \dots 60$ кН;

$p = 12,5 \dots 16,0$ МПа для $R = 60 \dots 100$ кН;

$p > 16,0$ МПа для $R > 100$ кН.

Значення тиску прийнятого згідно вказаних рекомендацій заокруглюється до найближчого стандартного значення тиску $p_{ст}$, прийнятого в промисловості і машинобудуванні: 0,63; 2,5; 6,3; 10; 14; 16; 20; 25; 32; 40, МПа [12].

Значення тиску p для подальших розрахунків приймаємо рівним:

$$p = p_{ст}. \quad (16.9)$$

16.13.3. Визначення параметрів гідроциліндрів

У гідроциліндрах з одностороннім штоком при однаковій подачі робочої рідини швидкості робочого і холостого ходів різні, оскільки різні робочі площі поршня. Робочий рух гідроциліндра з одностороннім штоком може здійснюватися при подачі робочої рідини під тиском в поршневу порожнину (висування штока), або в штокову порожнину (втягування штока).

Діаметри поршня і штока визначаються на основі статичних розрахунків згідно рівняння рівноваги поршня в залежності від навантаження на робочому органі і напряму подачі робочої рідини в поршневу або штокову порожнину гідроциліндра.

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, робочий хід якого здійснюється при подачі рідини у його безштокову порожнину, рівняння рівноваги поршня має наступний вигляд:

$$R = (F_n p - p_{зл} F_{ум}) \eta_{мех}, \quad (16.10)$$

де R – навантаження на вихідній ланці гідроциліндра (штока), Н; p – тиск гідросистеми, що прийнятий попередньо, Па; $p_{зл}$ – тиск (зливний) на виході гідроциліндра, Па; F_n – торцева площа поршня в робочій (безштоковій) порожнині гідроциліндра, м²; $F_{ум}$ – торцева площа поршня в штоковій порожнині гідроциліндра, м²; $\eta_{мех}$ – механічний ККД гідроциліндра.

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, робочий хід якого здійснюється подачею робочої рідини у його безштокову порожнину, якщо $F_n = \pi D^2/4$, діаметр гідроциліндра D згідно рівняння 16.10 дорівнює:

$$D = 2\sqrt{R/[\pi\eta_{мех}(p - p_{зл}/\psi)]}. \quad (16.11)$$

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, робочий хід якого здійснюється подачею робочої рідини у його штокову порожнину, якщо $F_{ум} = \pi(D^2 - d_{ум}^2)/4$, діаметр гідроциліндра D дорівнює:

$$D = 2\sqrt{R/[\pi\eta_{мех}(p/\psi - p_{зл})]}. \quad (16.12)$$

де D – діаметр поршня, (м); $\eta_{мех} = 0,85 \dots 0,95$ – механічний ККД гідроциліндра [1; 5]; ψ – коефіцієнт мультиплікації, чисельно рівний відношенню торцевих площ поршневої і штокової порожнин гідроциліндра, $\psi = D^2/(D^2 - d_{ум}^2)$; $d_{ум}$ – діаметр штока, (м).

На практиці рекомендується вибирати наступні значення коефіцієнта мультиплікації [1; 5]: $\psi = 1,1$ для $p \leq 1,5$ МПа; $\psi = 1,33$ для $p = 1,5 \dots 5,0$ МПа; $\psi = 2,0$ для $p > 5,0$ МПа.

Тиск на виході гідроциліндра $p_{зл}$ у формулах (16.10, 16.11 і 16.12) визначається величиною втрат тиску в зливній лінії від гідроциліндра до бака. На даному етапі проектування величину цього тиску можна прийняти рівною $p_{зл} = (0,05 \dots 0,10) p$.

Якщо в гідроциліндрі з одностороннім штоком необхідно отримати однакові швидкості робочого і холостого ходів, застосовують диференціальну схему включення гідроциліндра. В цьому випадку тиск у поршневій порожнині p_n дорівнює $p_n = p_{ум} = p$; $\psi = 2$; і діаметр поршня визначається за наступною формулою:

$$D = 2\sqrt{2R/(\pi\eta_{мех}p)}. \quad (16.13)$$

Діаметр поршня гідроциліндра двосторонньої дії з двостороннім штоком визначається за формулою:

$$D = 2\sqrt{R/[\pi\eta_{мех}(p - p_{зл})/\psi]}. \quad (16.14)$$

Після обчислення діаметра поршня D отримане значення заокруглюють до найближчого більшого значення, що регламентується нормативними документами [19]:

- основний ряд, мм 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800.

- додатковий ряд, мм 14, 18, 22, 28, 36, 45, 50, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 360, 450, 560, 710, 930.

Діаметр штока d_{um} визначається за формулою:

$$d_{um} = D\sqrt{1 - 1/\psi}. \quad (16.15)$$

Розраховане значення діаметра штока d_{um} округлюють до найближчого більшого значення, що регламентується.

При диференціальній схемі включення гідроциліндра діаметр штока визначають за формулою $d_{um} = D/2$ (значення D відповідає прийнятому згідно нормативу) і його розраховане значення не заокруглюється.

Хід поршня вибирається з умови забезпечення функціонування приводного механізму. З метою попередження втрати поздовжньої стійкості гідроциліндра відношення ходу поршня S до діаметра циліндра D не повинно перевищувати 10, тобто. $S/D < 10$. Якщо ця умова не виконується, необхідно задатися меншим тиском і повторити розрахунки для внутрішнього діаметра циліндра.

Потім з урахуванням вибраних стандартних діаметрів циліндра і штока перераховують коефіцієнт мультиплікації: $\psi = D^2/(D^2 - d_{um}^2)$.

А потім при стандартних значеннях D і d_{um} визначають уточнені значення тиску і приймають, що ці значення є розрахунковими (робочими) тисками $p_{p.ц}$ у гідроциліндрі:

- для гідроциліндра двосторонньої дії з одностороннім штоком при роботі на його висунення

$$p_{p.ц} = 4R/(\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{ц.мех}) + p_{зл}/\psi; \quad (16.16)$$

- для гідроциліндра двосторонньої дії з одностороннім штоком при роботі на втягування штока

$$p_{p.ц} = [4R/(\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{ц.мех}) + p_{зл}] \psi; \quad (16.17)$$

- для гідроциліндра двосторонньої дії з двостороннім штоком

$$p_{p.ц} = 4R\psi/(\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{ц.мех}) + p_{зл}; \quad (16.18)$$

- для гідроциліндра з одностороннім штоком і диференціальною схемою включення

$$p_{p.ц} = 8R/(\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{ц.мех}). \quad (16.19)$$

Усі результати розрахунків рекомендується звести у табличну форму (табл. 16.1).

Значення	$p_{p.ц}$, МПа	D , мм	$d_{шт}$, мм	ψ	$p_{зл}$, МПа	$\eta_{ц.мех}$
Початкове						
Кінцеве						

16.13.4. Ущільнення поршня і штока

Для запобігання перетікання (а також витоків) робочої рідини, яка знаходиться в гідроциліндрі під тиском, через проміжки в стику двох рухомих або нерухомих твердих поверхонь (штока, поршня, гільзи циліндра, прямої для штока) потрібні ущільнення. Для ущільнення контактних поверхонь у гідроприводах найчастіше застосовують металеві кільця (для ущільнення поршня), гумові кільця і манжетні ущільнення (для поршня і штока).

Силу тертя при ущільненні гумовими кільцями визначають за формулою

$$R_{тер} = \pi \cdot D \cdot b \cdot f \cdot p_{p.ц}, \quad (16.20)$$

де D – діаметр поршня, мм; f – коефіцієнт тертя (якщо твердість гуми 75 одиниць за Шором – $f = 0,0144 \dots 0,0265$, якщо твердість 90 одиниць – $f = (0,04 \dots 0,18)$); b – ширина контактної поверхні мм (приймається за графіком рис. 16.20); $p_{p.ц}$ – уточнене значення тиску у гідроциліндрі, МПа.

Якщо шток ущільнюється гумовими кільцями, у формулу (16.20) замість діаметра поршня D підставляють значення діаметра штока $d_{шт}$, мм.

Якщо поршень ущільнюється металевими кільцями, то ступінь герметичності залежить від числа кілець n , яке в свою чергу залежить від тиску і діаметра поршня (додаток Б). Ширину кілець b приймають залежно від діаметра циліндра D (додаток Б). Відстань між кільцями не впливає на герметичність ущільнення.

Силу тертя металевих кілець при ущільненні визначають за формулою:

$$R_{тер} = \pi \cdot D \cdot b \cdot n \cdot (p_k + p_{p.ц}) \cdot f_k, \quad (16.21)$$

де p_k – контактний тиск, що приймається рівним $0,1 \dots 0,2$ МПа; f_k – коефіцієнт тертя, рівний $0,07$ при $v_n > 0,1$ м/с і $0,15$ при $v_n < 0,1$ м/с; v_n – швидкість поршня, (м/с).

Ущільнення з шевронних манжет застосовують як для ущільнення поршня, так і штока. Манжети мають U-подібну (рис. 16.19, б) і шевронну форми (рис. 16.19, в). У манжетах шевронного профілю ущільнення складається з опорного кільця 1, натискного кільця 2 і пакета манжет 3 (рис. 16.19, в). Герметичність з'єднання забезпечується за рахунок деформації манжет опорним і натискним кільцями при монтажі і тиском робочої рідини. Кількість манжет у пакеті залежить від діаметра і тиску і може бути від двох до шести штук. Матеріал для виготовлення манжет і кілець – domestік, просочений з двох сторін сумішшю, в яку входять графіт і гума.

Сила тертя $R_{тер}$ при такому ущільненні визначається за формулою:

$$R_{тер} = \pi \cdot D \cdot b \cdot n \cdot k, \quad (16.22)$$

де b – ширина манжети, мм; n – кількість манжет; k – питома сила тертя, рівна 0,22 Па [1; 5].

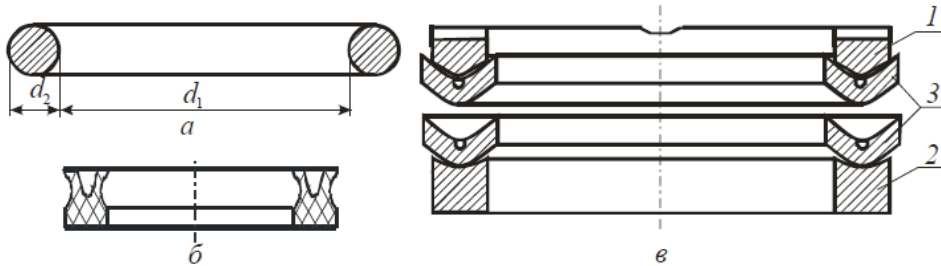


Рис. 16.19. Види ущільнень

Кількість манжет і їх розміри приймають залежно від величини тиску і ущільнюваного діаметра (додаток Ж).

При ущільненні штока шевронними манжетами у формулу (16.23) замість значення діаметра поршня D підставляють значення діаметра штока $d_{шт}$.

В ущільненні з U-подібних манжет (рис. 16.19, б) герметизація забезпечується контактною поверхнею за рахунок деформації при монтажу і тиску робочої рідини. Для виготовлення манжет застосовують шкіру, спеціальні сорти гуми, поліхлорвініловий пластифікат. Сила тертя в цьому випадку визначається за формулою:

$$R_{тер} = \pi \cdot D \cdot b \cdot (p + p_k) \cdot f, \quad (16.23)$$

де b – ширина манжети, мм (додаток Д); $p_k = 2 \dots 5$ МПа – контактний тиск, який виникає при монтажі ущільнення; $f = 0,10 \dots 0,13$ – коефіцієнт тертя.

Якщо шток ущільнюється U-подібними манжетами, у формулу (16.23) замість значення діаметра поршня D підставляють значення діаметра штока $d_{шт}$.

Для попередніх розрахунків сили тертя $R_{тер}^n$ і $R_{тер}^{um}$, (Н) у місцях ущільнення поршня і штока можна визначити за формулою [10]:

$$R_{тер}^n = \alpha \cdot R, R_{тер}^{um} = \alpha \cdot R, \quad (16.24)$$

де α – коефіцієнт пропорційності; R – корисне навантаження на штоку гідроциліндра (Н): $\alpha = 0,1$ для $D = 32 \dots 62$ мм; $\alpha = 0,09$ для $D = 70 \dots 125$ мм; $\alpha = 0,08$ для $D > 125$ мм.

Визначивши втрати на тертя від ущільнень, необхідно визначити загальне зусилля $R_{заг}$ опору переміщення поршня гідроциліндра без врахування опору, що створюється тиском лінії зливу:

$$R_{заг} = R + R_{тер}^n + R_{тер}^{um}, \quad (16.25)$$

де $R_{тер}^n$ і $R_{тер}^{um}$ – сили тертя в ущільненнях, відповідно поршня і штока визначені згідно формул (16.20–16.25). При визначенні $R_{заг}$ для гідроциліндра з двостороннім штоком потрібно враховувати ущільнення штока з двох сторін.

Далі визначають механічний ККД гідроциліндра – $\eta_{ц.мех}$

$$\eta_{ц.мех} = R/R_{заг} \cdot \quad (16.26)$$

Якщо розрахований механічний ККД гідроциліндра відрізняється від прийнятого раніше у формулах (16.10–16.14), (16.16–16.19) більш ніж на 5%, то необхідно знову перерахувати параметри гідроциліндра згідно значення $\eta_{ц.мех}$, отриманого за формулою (16.26).

З урахуванням прийнятих стандартних діаметрів D і $d_{шт}$ визначають уточнений розрахунковий тиск в гідроциліндрі $p_{ц}^y$ за відсутності протитиску в зливній лінії за формулою

$$p_{ц}^y = R_{заг} / F_{н.ум} \cdot \quad (16.27)$$

де $F_{н.ум}$ – робоча площа поршня, при його стандартних діаметрах визначена за наступними формулами: $F_n = \pi D^2 / 4$ – для гідроциліндра двосторонньої дії з одностороннім штоком при подачі рідини в поршневу порожнину, а при подачі рідини в штокову порожнину – $F_{ум} = \pi \cdot (D^2 - d_{ум}^2) / 4$; для гідроциліндра двосторонньої дії з двостороннім штоком – $F_{ум} = \pi (D^2 - d_{ум}^2) / 4$; для гідроциліндра з диференціальною схемою включення – $F_n = \pi D^2 / 4$.

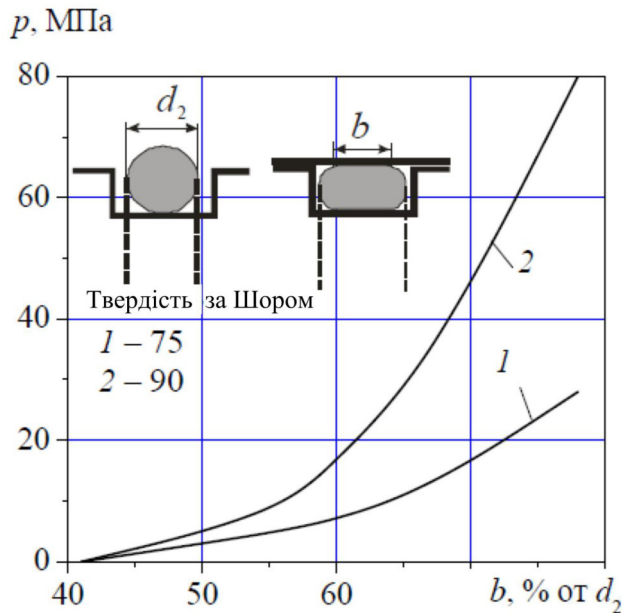


Рис. 16.20. Залежність ширини ущільнення від тиску в системі

16.13.5. Визначення параметрів необхідних для вибору гідромотора

Для вибору гідромотора необхідно визначити потужність $N_{p.o}$, Вт на валу робочого органа, який повинен приводитися в рух гідромотором

$$N_{p.o} = M_o \omega, \quad (16.28)$$

де M_o – момент опору робочого органа, Нм; $\omega = 2\pi n/60$ – кутова швидкість робочого органа; n – частота обертання робочого органа, хв^{-1} .

У більшості випадків на мобільних машинах застосовуються низькомоментні гідромотори (аксіально-поршневі і шестеренні), які з'єднуються з робочими органами через редуктори. Тому необхідна корисна потужність гідромотора $N_{м.к}$

$$N_{м.к} = N_{p.o} \eta_{ред}, \quad (16.29)$$

де $\eta_{ред}$ – ККД редуктора.

Значення $\eta_{ред}$ на цьому етапі можна прийняти рівним 0,9, а надалі його уточнюють. За знайденим значенням $N_{м.к}$ за каталогами або з додатків Е–Л знаходять найбільш близький за потужністю гідромотор. Номінальна потужність вибраного гідромотора $N_{м.ном}$ (наводиться у технічній характеристиці) має бути рівною або більшою $N_{м.к}$.

За каталогом або за даними відповідних таблиць у додатку вибирають гідромотор, виписують його тип і параметри при номінальному режимі: $N_{м.ном}$ – номінальну потужність, кВт; q_m – робочий об'єм (питома подача), $\text{м}^3/\text{об}$; $n_{м.ном}$ – частоту обертання, хв^{-1} ; $\Delta p_{г.м}$ – перепад тисків на гідромоторі, Па; M_m – крутний момент, Нм; ККД: загальний η_m , об'ємний $\eta_{м.о}$, механічний $\eta_{м.мех}$.

Визначають момент M_m на валу вибраного гідромотора, Нм:

$$M_m = q_m \Delta p_{г.м} \eta_{м.г.мех} / (2\pi), \quad (16.30)$$

де q_m – робочий об'єм (питома витрата) гідромотора, $\text{м}^3/\text{об}$; $\Delta p_{г.м.мех}$ – перепад тиску на гідромоторі, $\Delta p_{г.м} = p_{г.м.вх} - p_{г.м.вих}$, Па; $\eta_{м.г.мех}$ – гідромеханічний ККД гідромотора; $p_{г.м.вх}$, $p_{г.м.вих}$ – тиски, відповідно на вході і виході гідромотора, Па.

У зв'язку з обмеженим переліком гідромоторів найчастіше номінальна потужність вибраного гідромотора $N_{м.ном}$ більша за потужність на робочому органі $N_{p.o}$, а це означає, що вибраний гідромотор буде недовантажений по відношенню до номінальних значень або по моменту, який залежить від перепаду тиску $\Delta p_{г.м}$, або по частоті обертання n_m , або і по $\Delta p_{г.м}$ і n_m одночасно.

Завдання визначення режиму роботи гідромотора є оптимізаційним, у результаті рішення якого визначаються $\Delta p_{г.м}$ і n_m , що відповідають максимальному ККД гідромотора $\eta_{м.г.мех}$. Для вирішення цього завдання для вибраного гідромотора необхідно знати залежності $\eta_{м.г.мех}$ від $\Delta p_{г.м}$ і n_m , але така інформація в довідковій літературі, як правило, відсутня. Тому на практиці часто використовується спрощений підхід, у відповідності з яким приймається, що $\eta_{м.г.мех}$ – величина постійна, рівна значенню, що відповідає

номінальному режиму роботи гідромотора і не залежить від $\Delta p_{г.м}$ і n_m .

При виборі гідромоторів аксіально-поршневого типу необхідно враховувати, що їх недовантаження (по відношенню до номінальних значень) по моменту гірше, ніж однакове у процентному відношенні недовантаження по частоті обертання, оскільки супроводжується суттєвим зниженням $\eta_{м.г.мех}$. Тому треба прагнути як можна більш повно завантажити гідромотор по моменту.

Перепад тиску на гідромоторі $\Delta p_{г.м}$ і номінальний тиск в гідросистемі $p_{ном}$ мають бути пов'язані за наступною залежністю: $\Delta p_{г.м} = (0,8 \dots 0,9) p_{ном}$, ($p_{ном} = p$).

Після обчислення M_m визначається передавальне число редуктора, що встановлюється між гідромотором і робочим органом:

$$u_{ред} = M_o / (M_m \eta_{ред}). \quad (16.31)$$

Значення ККД редуктора $\eta_{ред}$ у формулі (16.29) необхідно уточнити і прийняти рівним $\eta_{ред} = \eta_{1n}^z$, де z – число ступенів у редукторі; η_{1n} – ККД однієї пари зачеплення з урахуванням втрач в підшипниках.

Для редуктора з циліндричним зубчастим зачепленням $\eta_{1n} = 0,98$. Число пар зачеплень в редукторі залежить від його передавального числа. Орієнтовне значення передавального числа редуктора визначається за формулою (16.31) для $\eta_{ред} = 1$. Для передавальних чисел до 8 використовуються одинарні редуктори, тобто $z = 1$. Для передавальних чисел: $8 \dots 40 - z = 2$; $40 \dots 250 - z = 3$.

Потрібна частота обертання вала гідромотора n_m дорівнює:

$$n_m = n \cdot u_{ред}. \quad (16.32)$$

Величина n_m не повинна перевищувати номінальну частоту обертання вала гідромотора.

Якщо момент на валу гідромотора M_m , визначений за формулою (16.30), виявиться рівним M_o , то в цьому випадку немає необхідності в установці редуктора.

Якщо $M_m > M_o$ необхідно, використовуючи формулу (16.30), визначити перепад тиску на гідромоторі $\Delta p_{г.м}$, прийнявши $M_m = M_o$.

Перепад тисків на гідромоторі у розрахунковому (робочому) режимі $\Delta p_{мр}$ (МПа) визначається за формулою:

$$\Delta p_{мр} = 6,28M / (q_m \cdot \eta_{м.г.мех}), \quad (16.33)$$

де M – момент опору на робочому органі машини (згідно вихідних даних), що приводиться в рух гідроприводом, Нм; $M_o = M$; $\eta_{м.г.мех}$ – гідромеханічний ККД гідромотора у розрахунковому (робочому) режимі; $\eta_{мех} = \eta_{м.мех}^y$; $\eta_{м.мех}^y$ – уточнений механічний ККД гідромотора у розрахунковому (робочому) режимі (16.34); q_m – робочий об'єм (питома витрата) підбраного гідромотора, (м³/об).

При необхідності між гідромотором і робочим органом в економічно обгрунтованих випадках може бути встановлений мультиплікатор (редуктор з

$u_{ред} < 1$).

Відповідно до викладеної методики здійснюється вибір всіх гідромоторів, що встановлюються в проєктованому гідроприводі.

16.13.6. Визначення ККД і витрати гідромотора

Значення ККД підбраного гідромотора (загального – η_M , об'ємного – $\eta_{M.o}$, механічного – $\eta_{M.mex}$) у номінальному режимі визначають за даними його технічної характеристики. Для розрахункового (робочого) режиму роботи гідропривода ці значення необхідно скорегувати згідно наступних залежностей

$$\eta_{M.mex}^y = 1 - \left(1 - \eta_{M.mex} \cdot \sqrt{p_{M.ном} / p_{M.p}}\right), \quad (16.34)$$

$$\eta_{M.o}^y = 1 - \left(1 - \eta_{M.o} \cdot n_{M.ном} / n_{M.p} \cdot p_{M.ном} / p_{M.p}\right), \quad (16.35)$$

де $\eta_{M.mex}^y, \eta_{M.o}^y$ – уточнені (скореговані) значення ККД гідромотора (механічний і об'ємний) з врахуванням фактичного режиму його роботи; $\eta_{M.mex}, \eta_{M.o}$ – значення ККД гідромотора (механічний і об'ємний), що відповідають номінальному режиму його роботи (згідно його технічної характеристики); $p_{M.ном}, p_{M.p}$ – тиски гідромотора, відповідно номінальний (згідно його технічної характеристики) та робочий ($p_{M.p} = p$) режими роботи; $n_{M.ном}, n_M$ – частоти обертання гідромотора, відповідно – номінальна (згідно його технічної характеристики) і потрібна (див. формулу 16.32).

Загальний ККД гідромотора у робочому режимі η_M

$$\eta_M = \eta_{M.mex}^y \cdot \eta_{M.o}^y. \quad (16.36)$$

Якщо в гідроприводі з одним насосом передбачена спільна робота кількох гідродвигунів, включених паралельно, то треба прагнути забезпечити рівність перепадів тисків на всіх гідродвигунах.

Витрату гідромотора $Q_{M.p}$ (м³/с) у розрахунковому (робочому) режимі визначають за формулою:

$$Q_{M.p} = q_M \cdot n_M / (60 \cdot \eta_{M.o}), \quad (16.37)$$

де q_M – стандартний робочий об'єм (питома подача) підбраного гідромотора, м³/об; n_M – частота обертання підбраного гідромотора, хв⁻¹ (див. формулу 16.32); $\eta_{M.o}$ – уточнене значення об'ємного ККД гідромотора.

Потрібна витрата $Q_{M.сум}$ в напірній лінії насоса для живлення всіх одночасно працюючих гідромоторів:

$$Q_{M.сум} = \sum_{i=1}^n Q_{M.i} / \eta_{o.i}, \quad (16.38)$$

де i – поточний номер гідромотора; n – число одночасно працюючих гідромоторів; $\eta_{o.i}$ – об'ємний ККД, що враховує витоки робочої рідини в розподільному пристрої, встановленому між насосом і i -м гідромотором.

16.13.7. Вибір робочої рідини і основного устаткування гідропривода

У гідроприводі робоча рідина є енергоносієм, за допомогою якого забезпечується зв'язок між насосом і гідродвигуном. Крім того, робоча рідина забезпечує змащення рухомих частин елементів, охолодження пар тертя і відведення тепла від них. Робоча температура рідини в гідроприводі приймається рівною 50° С.

Вибір робочої рідини для гідропривода (додаток П) визначається: діапазоном робочих температур, тиском в гідросистемі, швидкістю руху виконавчих механізмів, конструкційними матеріалами і матеріалами ущільнень, особливостями експлуатації гідросистеми (на відкритому повітрі або в закритому приміщенні), умовами зберігання машини під час перерв у роботі, можливостями попадання води в робочу рідину і її забрудненням.

Однією з найважливіших властивостей, які потрібно враховувати при виборі робочої рідини, є її в'язкість. Так, при використанні рідин з більш високою в'язкістю знижується ККД гідропривода і погіршуються умови роботи самовсмоктуючих насосів. З іншого боку, при використанні робочої рідини з малою в'язкістю зростають внутрішні і зовнішні витоки (що веде до зниження ККД гідропривода), підвищується небезпека порушення гідродинамічного режиму мастила у вузлах тертя і збільшується інтенсивність зносу. Так, за інших рівних умов, при номінальному тиску до 7 МПа рекомендується приймати для гідропривода робочу рідину, в'язкість якої при температурі 50° С знаходиться в межах $20 \cdot 10^{-6} - 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а при тисках від 7 до 20 МПа – $60 \cdot 10^{-6} - 110 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [15].

Робочу рідину вибирають також з урахуванням типу насосів і рекомендації заводів, що випускають ці насоси. Норматив рекомендує певні межі в'язкості оливи для нормальної роботи різних типів насосів (табл. 16.2). У проекті необхідно обґрунтувати прийнятий тип рідини і привести її повну технічну характеристику. Крім того, необхідно визначити густину робочої рідини для прийнятої робочої температури $t = 50^\circ \text{ С}$, якщо в технічній характеристиці вона була вказана для іншої температури.

Таблиця 16.2

Тип насоса	В'язкість, $10^{-6} \text{ (м}^2/\text{с)}$	
	Мінімальна	Максимальна
Аксіально-поршневий	6	2000
Пластинчастий	10	4500
Шестеренний	16	5000

Густина робочої рідини для прийнятої температури ρ_t визначається за формулою:

$$\rho_t = \rho_0(1 - \alpha \cdot \Delta t), \quad (16.38)$$

де ρ_0 – густина робочої рідини при відомій температурі, $\text{кг}/\text{м}^3$; α – коефіцієнт

температурного розширення рідини (в середньому для мінеральних олів приймають $\alpha = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ \text{C}$); Δt – різниця температур, $^\circ \text{C}$.

Вибір гідроапаратури. Гідравлічна апаратура застосовується в гідроприводі для зміни різних параметрів потоку робочої рідини (тиску, витрати, швидкості, напрямку руху) або для підтримки їх в необхідних співвідношеннях. Залежно від того, яку функцію виконує гідроапаратура, вона підрозділяється на розподільну, регулюючу і допоміжну. Велика частина гідроапаратури стандартизована, що дозволяє при розрахунках і проєктуванні вибирати наявні гідроапарати, а не проєктувати їх.

Вибір гідроапаратів необхідно проводити за їх технічними характеристиками, які наводяться у відповідній літературі.

Вибір гідроапаратури (відповідно до схеми гідропривода) здійснюється за значенням тиску в гідроциліндрі $p_{p.ц}$ (див. формули 16.16–16.19), і максимальною витратою рідини в гідросистемі (при всіх одночасно працюючих гідроциліндрах), яка, в свою чергу визначається за максимальною швидкістю робочого ходу поршня v_n (див. вихідні дані), або тиску p в гідросистемі та витрати всіх одночасно працюючих гідромоторів Q_m ($Q_{m.сум}$).

Параметри (p і Q) прийнятих в проєкті гідроапаратів, мають бути більшими, ніж розрахункові.

Визначення витрати робочої рідини гідроциліндрами. Витрату робочої рідини гідроциліндром – $Q_{ц}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) визначають з рівняння витрати:

- для гідроциліндра з одностороннім штоком

$$Q_{ц} = F_n \cdot \mathcal{G}_n / \eta_{ц.об}, \quad (16.39)$$

в окремому випадку, якщо задано число подвійних ходів поршня – n_n , ход/хв

$$Q_{ц} = F_n \cdot S \cdot n_n / (\eta_{ц.об} \cdot 60); \quad (16.40)$$

- для гідроциліндра з двостороннім штоком

$$Q_{ц} = (2 \cdot F_n - f_{ум}) \cdot S \cdot n_n / (\eta_{ц.об} \cdot 60), \quad (16.41)$$

де $F_n = \pi D^2/4$ – торцева площа поршня в робочій (безштоковій) порожнині гідроциліндра, м^2 ; v_n – швидкість поршня, ($\text{м}/\text{с}$); $f_{ум} = \pi \cdot d_{ум}^2/4$ – торцева площа штока, м^2 ; S – хід поршня, м ; $\eta_{ц.об}$ – об’ємний ККД гідроциліндра, для металевих кілець ущільнення $\eta_{ц.об} = 0,98 \dots 0,99$; для гумових кілець ущільнення $\eta_{ц.об} = 0,99 \dots 1,00$; для манжетних ущільнень $\eta_{ц.об} = 0,95 \dots 0,98$) [4].

Якщо максимальна швидкість робочого ходу v_n не задана, тоді її можна визначити за числом подвійних ходів вихідної ланки гідроциліндра n_n

$$\mathcal{G}_n = S \cdot n_n / 60. \quad (16.42)$$

У разі наявності двох, або більше гідродвигунів необхідно враховувати заданий порядок їх роботи: синхронно вони працюють або послідовно, один за одним. Наприклад, при загальному управлінні двома гідроциліндрами і їх синхронній роботі розрахункова витрата дорівнюватиме сумі їх максимальних витрат. Якщо вони працюють послідовно (відразу один, а потім інший), розрахункові величини тиску і витрати необхідно приймати

максимальні, а для забезпечення меншої витрати необхідно передбачити установку обмежувача витрати. Якщо в схемі встановлений дільник потоку, то уся гідроапаратура на нагнітальній лінії, включно і дільник потоку, підбираються також за сумою максимальних витрат обох гідродвигунів і за максимальною величиною тиску в гідроциліндрі. Уся гідроапаратура, що розташована за дільником потоку підбирається за параметрами кожного гідродвигуна. Що стосується зливної лінії, то витрата в ній визначається витратою гідроциліндра в зливній порожнині, яку необхідно розрахувати за швидкістю робочого ходу і площею поршня з боку зливної лінії, де тиск обумовлений її гідравлічним опором. Згідно практики проектування, його величину можна приймати в межах $p_{зл} = (0,05 \dots 0,10) p$.

При виборі гідроапаратури в пояснювальну записку необхідно записати для кожного апарата усі дані його технічної характеристики: марку; максимальні витрати і тиск; втрати тиску і витоків рідини; масу гідроапарата. Крім того, необхідно записати призначення кожного апарата у відповідності зі схемою гідропривода і привести його умовне позначення відповідно до прийнятих позначень.

Гідророзподільники. Розподільні пристрої призначені для створення напрямку руху робочої рідини в системі гідропривода, для зміни напрямку руху об'ємного гідродвигуна або зміни послідовності роботи гідродвигунів, встановлених у різних контурах. За принципом дії усі розподільні пристрої діляться на три основні типи: золотникові, крани і клапани. Найчастіше в системах гідропривода застосовують дво- і трипозиційні гідророзподільники золотникового типу.

Важливою вимогою, яку необхідно враховувати при проектуванні гідропривода, є забезпечення розвантаження насоса при установці золотникових гідророзподільників у позицію «нейтральна». При цьому напірна лінія насоса з'єднується зі зливом, внаслідок чого зменшується тиск в напірній лінії і, відповідно відбір потужності на привод насоса.

Гідроклапани. Для оберігання гідравлічної системи від надмірно високих тисків встановлюють запобіжні клапани. Іноді необхідно підтримувати тиск в гідросистемі на постійному рівні, що забезпечується установкою переливних клапанів. Запобіжні і переливні клапани можуть мати однакове конструктивне виконання. При цьому вони можуть бути прямої і непрямої дії.

У гідравлічній схемі можуть використовуватися зворотні клапани, що забезпечують пропускання потоку рідини в одному напрямку, а також керовані зворотні клапани – гідрозамки. Розрізняють гідрозамки односторонні і двосторонні. Односторонні гідрозамки служать для замикання однієї з порожнин гідроциліндра. Двосторонній гідрозамок дозволяє надійно замкнути обидві порожнини гідроциліндра і зафіксувати його шток в певному положенні.

Для пониження тиску в окремих гідролініях гідросистем використовують редуційні клапани, які теж можуть бути прямої і непрямої

дії. Вони в основному використовуються там, де від одного насоса працює декілька гідродвигунів, причому, частина з них працює при тисках менших, ніж розвиває насос.

Гідродроселі. Для отримання необхідних характеристик функціонування гідроприводів, а саме для регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна, в схемах часто використовують апарати, які називаються гідродроселями. У разі, коли необхідно в гідролінії забезпечити постійну витрату незалежно від тиску в ній, використовують регулятор витрати. Для забезпечення синхронізації рухів вихідних ланок у гідроприводі можуть бути використані пристрої, які називаються дільниками потоку.

Фільтри. Термін служби гідравлічних пристроїв в значній мірі залежить від якості очищення робочої рідини. Дослідженнями встановлено, що при підвищенні тонкості фільтрації рідини в гідравлічній системі з 20–25 мкм до 5 мкм збільшується термін служби насосів більш ніж в 10 разів, а гідроапаратури в 5–7 разів [4].

Згідно вимог до тонкості очищення рідин розрізняють фільтри грубого, нормального, тонкого і особливо тонкого очищення, що затримують частки забрудника з умовним діаметром відповідно більше 100, 10, 5 і 1 мкм.

Фільтри поділяються на лінійні і вбудовані. Лінійні фільтри встановлюють в трубопроводи. Вбудовані фільтри встановлюють в кришки гідробаків. При проектуванні гідроприводів важливе значення має визначення місця установки фільтра. Найбільш ефективна установка насоса на всмоктувальній лінії, оскільки в цьому випадку очищається увесь потік рідини на вході в гідросистему. Проте в цьому випадку при забрудненні фільтра в процесі експлуатації і збільшенні втрат у всмоктуючому трубопроводі може порушитися працездатність насоса внаслідок виникнення кавітації. Тому на всмоктувальних лініях найчастіше встановлюються фільтри грубого очищення. Установка в напірній лінії насоса дозволяє ефективно очищати робочу рідину, але при цьому збільшується маса фільтра, корпус якого в цьому випадку знаходиться під дією високих тисків. Виходячи з вказаного, в гідроприводах з розімкненою циркуляцією найчастіше застосовується повнопотокова фільтрація робочої рідини на зливі. У гідроприводах із замкненою циркуляцією фільтр найчастіше встановлюють у напірній лінії насоса підживлення. Вибір фільтра здійснюється за номінальною витратою робочої рідини в місці його установки, а також необхідною для цього гідропривода тонкістю фільтрації. Необхідно враховувати також номінальний тиск, на який розрахован фільтр.

Фільтри з циліндричними паперовими елементами для установки в зливних гідролініях виготовляють відповідно до галузевих стандартів і технічних умов. Втрати тиску на фільтри зі збільшенням в'язкості робочої рідини зростають. В'язкість же збільшується при пониженні температури. Тому при розробці принципової схеми гідропривода фільтр на зливі рекомендується встановлювати перед теплообмінником.

Визначення витоків рідини і витрати в напірній лінії. Для

визначення необхідної подачі насоса необхідно знати величину витоків рідини $\Sigma Q_{вит}$, які виникають в гідроприводі внаслідок наявності проміжків і нещільностей. Загальні витoki рідини складаються з витоків у гідроапаратурі, що знаходиться на напірній лінії між насосом і гідродвигуном при робочому ході штока гідроциліндра. Якщо величина витоків $Q_{вит}$ впливає на роботу гідропривода, то вона вказується в технічній характеристиці гідроапарата. Величина робочої (розрахункової) витрати в напірній лінії за наявності в гідроприводі одного гідродвигуна рівна $Q_p = Q_{ц.м} + \Sigma Q_{вит}$ ($Q_{ц.м}$, див. формули 16.39...16.43). За наявності в гідроприводі кількох гідродвигунів величина подачі насоса залежить від схеми включення гідродвигунів. При послідовній роботі гідродвигунів подача насоса визначається за гідродвигуном, що має максимальну витрату з урахуванням витоків рідини у гідроапаратурі на гідролініях цього гідродвигуна. Наприклад, якщо $(Q_{ц.м1} + \Sigma Q_{вит1}) > (Q_{ц.м2} + Q_{вит2})$, витрата в напірній лінії рівна $Q_p = (Q_{ц.м1} + \Sigma Q_{вит1})$. При паралельній роботі гідродвигунів подача насоса визначається як сума витрат кожного гідродвигуна і витоків рідини в гідроапаратурі $Q_p = (Q_{ц.м1} + \Sigma Q_{вит1}) + (Q_{ц.м2} + \Sigma Q_{вит2})$.

Вибір трубопроводів. Елементи гідропривода, що знаходяться на відстані один від одного, з'єднуються між собою гідролініями (трубопроводами). Вибір трубопроводів (визначення типів, довжин, діаметрів, видів з'єднань) залежить від номінального тиску в гідроприводі, призначення трубопроводу, просторового розташування вузлів, що сполучаються, умов експлуатації машини і інших чинників. Залежно від призначення розрізняють гідролінії всмоктуючі, зливні, напірні і дренажні. При проектуванні об'ємного гідропривода розрахунку підлягають тільки напірна і зливна лінії. Внутрішній діаметр трубопроводу знаходять з рівняння нерозривності

$$Q = \rho \cdot F_{mp} = \rho \cdot \pi \cdot d_{mp}^2 / 4, \quad (16.43)$$

де Q – найбільша витрата робочої рідини у розрахунковій ділянці трубопроводу; F_{mp} – площа поперечного перерізу трубопроводу; v – допустима швидкість руху робочої рідини; d_{mp} – внутрішній діаметр трубопроводу.

Вибір допустимої швидкості руху робочої рідини, здійснюється на основі досвіду, накопиченого при проектуванні гідроприводів. При великих швидкостях зменшуються маса і вартість гідроліній, але збільшуються втрати тиску на подолання гідравлічних опорів. Вважається, що швидкість потоку робочої рідини буде оптимальною у тому випадку, коли втрати в трубопроводах не перевищують 5–20% від p (прийнятий тиск в гідросистемі). Виходячи з цієї вимоги визначені допустимі швидкості руху рідини: у всмоктуючих трубопроводах – 1,2 м/с; зливних – 2 м/с; напірних для тиску до 2,5 МПа – 3 м/с; для $p = 2,5...5,0$ МПа – 4 м/с; для $p = 5,0...10,0$ МПа – 6 м/с; для $p = 10,0...15,0$ МПа – 10 м/с, [4; 14].

Витрата в зливній лінії для гідроциліндра з двостороннім штоком

дорівнює витраті в напірній лінії $Q_{зл} = Q_p$; для гідроциліндра з одностороннім штоком, при роботі на висунення штока – $Q_{зл} = Q_p/\psi$; для гідроциліндра з одностороннім штоком, при роботі на втягування штока, – $Q_{зл} = Q_p \cdot \psi$. Таким чином, знаючи витрату рідини в лінії Q і допустиму швидкість v , визначають внутрішній діаметр трубопроводу d_{mp}

$$d_{mp} = \sqrt{4Q/(\pi \cdot v)}. \quad (16.44)$$

Розрахований діаметр заокруглюють до найближчого більшого стандартного значення. Визначення товщини стінок труб є перевірочним розрахунком на міцність підібраних трубопроводів. Якщо в них вказаний зовнішній діаметр d_n і приведена товщина стінки δ , то внутрішній діаметр трубопроводу визначають за виразом $d_{mp} = d_n - 2\delta$. Для з'єднання вузлів гідропривода можуть використовуватися жорсткі і еластичні трубопроводи. Тип трубопроводу вибирають залежно від призначення і режиму роботи гідросистеми з урахуванням таких чинників, як віброміцність, герметичність, маса, компенсація монтажних перекосів і т. д. Жорсткі трубопроводи для гідроприводів машин в основному виготовляють з суцільнотягнутих труб, виконаних із сталей Ст10 і Ст20. Для гідросистем низького тиску можуть бути застосовані зварні труби, а для ліній управління і підключення контрольних приладів – мідні труби. Товщина стінки труби δ , мм, визначається з умови забезпечення міцності при заданому номінальному тиску. Якщо труби тонкостінні ($d_n/\delta \geq 16$), то товщина стінки визначається за виразом

$$\delta = p \cdot d_{mp} \cdot n / (2[\sigma_\delta]), \quad (16.45)$$

де p – максимальний статичний тиск в трубопроводі, МПа; $[\sigma_\delta]$ – межа тимчасового опору матеріалу труби (при розрахунку прямих труб приймаємо для сталі Ст10 $[\sigma_\delta] = 33,4$ МПа, сталі Ст20 – $[\sigma_\delta] = 41,2$ МПа, міді – $[\sigma_\delta] = 19,6$ МПа, для гнутих труб $[\sigma_\delta]$ зменшується на 25%; $n = 3$ – коефіцієнт запасу. Якщо труба товстостінна ($d_n/\delta < 16$), то товщина стінки визначається за виразом:

$$\delta = d_{mp} / n \cdot \sqrt{2[\sigma_p] + p / ([\sigma_p] - p) - 1}, \quad (16.46)$$

де $[\sigma_p]$ – допустима напруга матеріалу труб на розрив (зазвичай приймається рівною 30–35% від $[\sigma_\delta]$).

Розраховане значення δ має бути меншим, ніж товщина, прийнята за стандартними значеннями. Слід мати на увазі, що з врахуванням можливих механічних ушкоджень товщина стінок сталевих труб має бути не меншою 0,5 мм, а мідних – не меншою 0,8 мм.

У якості еластичних трубопроводів використовуються гумовотканеві рукави, а також рукави високого тиску з металевим обплетенням, що виготовляються відповідно до стандарту і інших нормативних документів. Виходячи з прийнятого діаметру трубопроводу обчислюють фактичну швидкість руху рідини за формулою (16.43).

Розрахунок гідроліній. Розрахунки втрат тиску виконують для напірної Δp_n і зливної Δp_{zl} ліній. Втрати тиску у будь-якій лінії визначають за формулою:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{дов.}i} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{м.}i} + \sum_{k=1}^s \Delta p_{\text{г.а.к}}, \quad (16.47)$$

де $\Delta p_{\text{дов.}i}$ – втрати тиску на тертя по довжині на i -тій ділянці, Па; $\Delta p_{\text{м.}i}$ – втрати тиску в місцевих опорах, розташованих на i -тій ділянці, Па; $\Delta p_{\text{г.а.к}}$ – втрати тиску в k -тому гідроапараті, Па (s – кількість гідроапаратів).

Втрати напору в гідролініях на тертя по довжині. Втрати напору $h_{\text{мп}}$, або тиску $\Delta p_{\text{дов}}$ на тертя по довжині обчислюють за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$h_{\text{мп}} = \lambda l / d_y v^2 / (2g) \text{ або } \Delta p_{\text{дов}} = 10^{-6} \rho g \lambda l / d_y v^2 / (2g), \quad (16.48)$$

де $h_{\text{мп}}$ – втрати напору на тертя по довжині на ділянці напірного трубопроводу з однаковим внутрішнім діаметром, м; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; l – довжина ділянки трубопроводу з однаковим діаметром умовного проходу d_y , м; v – середня швидкість руху робочої рідини на ділянці трубопроводу з однаковим діаметром умовного проходу d_y , (м/с); g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\Delta p_{\text{дов}}$ – втрати тиску на тертя по довжині на ділянці напірного трубопроводу з однаковим внутрішнім діаметром, МПа; ρ – густина робочої рідини, кг/м³.

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначають за емпіричними формулами.

Розрізняють три зони гідравлічних опорів залежно від співвідношення висоти виступів шорсткості Δ і товщини ламінарної плівки δ трубопроводів для турбулентного режиму:

а) якщо $\delta \gg \Delta$, ламінарна плівка повністю покриває виступи шорсткості ($2300 < Re < 20d/\Delta$), має місце зона гідравлічно гладких труб, в якій λ визначається за формулою Блазіуса

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}; \quad (16.49)$$

б) якщо $\delta \approx \Delta$ ($20d/\Delta < Re < 500d/\Delta$) – перехідна зона, в ній λ визначається за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11(\Delta/d + 68/Re)^{0,25}; \quad (16.50)$$

в) якщо $\delta \ll \Delta$ ($Re > 500d/\Delta$), то має місце квадратична зона, в якій λ визначається за формулою Шіфрінсона

$$\lambda = 0,11(\Delta/d)^{0,25}. \quad (16.51)$$

Втрати напору на подолання місцевих опорів. Місцеві опори – це порівняно короткі ділянки труб, у межах яких виникають порушення рівномірності потоків через наявність перешкод. Втрати напору h_ξ , м або тиску Δp_ξ , МПа на подолання таких гідравлічних опорів визначаються за формулою Вейсбаха:

$$h_\xi = v^2 / (2g) \sum \xi_i \text{ або } \Delta p_\xi = 10^{-6} \rho g v^2 / (2g) \sum \xi_i, \quad (16.52)$$

де ξ_i – коефіцієнти місцевих опорів, які при турбулентному режимі залежать лише від виду і відносних розмірів.

Коефіцієнти місцевих опорів приймаються згідно наступних даних: для входу в трубу – 0,5; для виходу з труби в циліндр – 1,0; для коліна під кутом 90° – 1,14; для прямокутних трійників для розділення або об'єднання потоків – 0,9–2,5; для штуцерів і перехідників для труб – 0,10–0,15; косинці з поворотом на 90° – 0,12–0,15. Для інших видів місцевих опорів значення коефіцієнтів ξ можна знайти в довідковій літературі. Види місцевих опорів і їх кількість на нагнітальній і зливній лініях приймаються безпосередньо із заданої схеми гідропривода. Втрати тиску $\Delta p_{\text{га.маx}}$ в гідроапаратах (гідрозподільниках, гідрозамках, фільтрах і т.п.) для максимальних витрат $Q_{\text{маx.і}}$ визначають з довідкової літератури. Для розрахункових витрат Q_i втрати тиску у гідроапаратах перераховують за формулою:

$$\Delta p_{\text{га.і}} = \Delta p_{\text{га.маx}} (Q_i / Q_{\text{маx.і}})^n, \quad (16.53)$$

де показник степені $n = 2$ для усіх гідроапаратів, окрім фільтра, для якого $n = 1$. Слід враховувати, що гідророзподільник є гідроапаратом, через який робоча рідина проходить двічі (з насоса в гідроциліндр і з гідроциліндра на злив). Для відкритої системи гідропривода втрати тиску в зливній лінії $\Delta p_{\text{зл}}$ мають дорівнювати тиску на виході з гідроциліндра $p_{\text{зл}}$. Якщо розраховане значення втрат тиску $\Delta p_{\text{зл}}$ відрізняється від прийнятого раніше у формулах (16.31–16.33) значення тиску $p_{\text{зл}}$ більш ніж на 5%, то необхідно прийняти $p_{\text{зл}} = \Delta p_{\text{зл}}$ і перерахувати параметри гідроциліндра повторно. Усі розрахунки рекомендується звести в табличну форму (табл. 16.3).

Таблиця 16.3

Трубопровід	d , м	Q , м ³ /с	v , м/с	Re	λ	$\sum \xi$	Δp , МПа
Напірний							
Зливний							

Визначення тиску на вході в напірну лінію гідропривода і попередній вибір насоса. Розрахунковий (робочий) тиск насоса – $p_{\text{нр}}$ визначається залежно від прийнятої схеми гідросистеми і типу гідродвигуна, Вибір гідронасоса виконують за двома параметрами: -необхідним розрахунковим тиском у напірній лінії насоса $p_{\text{нр}}$ і значенням витрати робочої рідини в його напірній лінії Q_p , потрібної для живлення усіх одночасно працюючих гідродвигунів. Тиск насоса $p_{\text{нр}}$ має бути достатнім для подолання заданого (корисного) зусилля навантаження виконавчого органа, втрат тиску в ущільненнях гідроциліндра і подолання втрат тиску в напірній і зливній гідролініях гідросистеми. Отже, тиск насоса $p_{\text{нр}}$, МПа визначається за наступними формулами: для гідропривода з гідроциліндром і відкритою схемою циркуляції робочої рідини

$$p_{\text{нр}} = p_{\text{ц}}^y + \Delta p_{\text{нап.зл}}, \quad (16.54)$$

де $p_{\text{ц}}^y$ – уточнений розрахунковий тиск у гідроциліндрі, МПа (див.

формулу 16.27); $\Delta p_{\text{нап.зл}}$ – втрати тиску в напірній, зливній гідролініях гідросистеми, МПа.

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{нап.зл}} &= \Delta p_{\text{дов.нап.зл}} + \Delta p_{\xi \text{ нап.зл}} = \\ &= 10^{-6} \rho \cdot g \cdot \lambda_{\text{нап.зл}} \cdot l_{\text{нап.зл}} / d_{\text{у.нап.зл}} \cdot g_{\text{нап.зл}}^2 / (2g) + \\ &+ 10^{-6} \rho \cdot g \cdot g_{\text{нап.зл}}^2 / (2g) \sum \xi_{i \text{ нап.зл}} + \sum \Delta p_{i \text{ .га.нап.зл}}, \end{aligned} \quad (16.55)$$

де $\Delta p_{\text{дов.нап.зл}}$ – втрати тиску по довжині в напірній, зливній гідролініях системи (див. формулу 16.48); $\Delta p_{\xi \text{ нап.зл}}$ – втрати тиску в місцевих опорах напірної, зливної гідролініях системи, включно $\sum \Delta p_{i \text{ .га.нап.зл}}$ – сумарні втрати тиску у гідроапаратах напірної, зливної гідроліній гідросистеми.

Для гідропривода з гідроциліндром, закритою схемою циркуляції робочої рідини та системою підживлення

$$p_{\text{нр}} = p_{\text{ц}}^y + \Delta p_{\text{нап.зл}} + p_{\text{нж}}, \quad (16.56)$$

де $\Delta p_{\text{нап.зл}}$ – сумарні втрати тиску в напірній і зливній гідролініях гідросистеми, МПа, включно $\sum \Delta p_{i \text{ .га.нап.зл}}$ – сумарні втрати тиску у гідроапаратах напірної і зливної гідроліній гідросистеми; $p_{\text{нж}}$ – тиск робочої рідини в системі підживлення, який приймається рівним 0,8–1,0 МПа.

Для гідропривода з гідромотором і відкритою схемою циркуляції робочої рідини

$$p_{\text{нр}} = \Delta p_{\text{мр}} + \Delta p_{\text{нап}}, \quad (16.57)$$

де $\Delta p_{\text{мр}}$ – перепад тиску на гідромоторі; $\Delta p_{\text{нап}}$ – втрати тиску у напірному трубопроводі на ділянці від насоса до гідромотора, включно $\sum \Delta p_{i \text{ .га.нап}}$ – сумарні втрати тиску у гідроапаратах напірної гідролінії гідросистеми

$$\Delta p_{\text{мр}} = 6,28 M_{\text{м}} / q_{\text{м}}, \quad (16.58)$$

де $M_{\text{м}}$ – розрахунковий момент на валу гідромотора, Нм; $\eta_{\text{м.г.мех}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора у розрахунковому (робочому) режимі; $q_{\text{м}}$ – робочий об'єм (питома витрата) підбраного гідромотора, см³/об.

Для гідропривода з гідромотором, закритою схемою циркуляції робочої рідини та системою підживлення

$$p_{\text{нр}} = \Delta p_{\text{мр}} + \Delta p_{\text{нап}} + p_{\text{нж}}. \quad (16.59)$$

Для гідропривода з дросельним регулюванням, якщо дросель встановлюється «на вході» або «на виході» у формули 16.54, 16.57–16.59 додають значення гідравлічних втрат у дроселі $\Delta p_{\text{др}} = (0,2 \dots 0,3)$ МПа.

У схемах з дроселем, встановленим «паралельно гідромотору» втрати у дроселі не враховуються.

При роботі насоса на два послідовно працюючих гідроциліндри розраховують тиск p_p для напірної лінії кожного з гідроциліндрів, а вибір насоса здійснюють за більшим значенням p_p .

Методика підбору насоса. Виходячи з отриманих значень Q_p , визначають витрати робочої рідини гідроциліндрами із формул 16.37 і 16.38 (для визначення витрати гідромоторами) і $p_{\text{нр}}$ з довідкової літератури або за

даними табл. 16.6 вибирають насос. При цьому треба прагнути до того, щоб номінальні подача $Q_{ном}$ і тиск $p_{ном}$ насоса були як можна ближчі до потрібної витрати Q_p і тиску $p_{нр}$ в напірній лінії гідропривода, але не менше їх: $Q_{ном} \geq Q_p$; $p_{ном} \geq p_{нр}$; $Q_m < Q_p$ (Q_m – витрата усіх гідромоторів). При цьому необхідно проаналізувати недоліки і переваги всіх можливих типорозмірів насосів, що задовільняють вказаним умовам.

З технічної характеристики прийнятого насоса виписують тип насоса і його параметри для номінального режиму: подачу – $Q_{ном}$, тиск – $p_{ном}$, робочий об'єм – q_n , частоту обертання – $n_{ном}$, ККД: загальний – η_n , об'ємний – $\eta_{нo}$ і механічний – $\eta_{н.mex}$.

Для розрахункового (робочого) режиму роботи гідропривода значення ККД насоса корегуються згідно наступних залежностей:

$$\eta_{н.mex}^y = 1 - \left(1 - \eta_{н.mex} \sqrt{p_n / p_{нр}}\right); \quad (16.59)$$

$$\eta_{н.o}^y = 1 - \left(1 - \eta_{н.o} \cdot p_n / p_{нр}\right), \quad (16.60)$$

де $\eta_{н.mex}^y$, $\eta_{н.o}^y$ – уточнені (скореговані) значення ККД гідромотора (механічний і об'ємний) з врахуванням фактичного режиму його роботи; $\eta_{н.mex}$, $\eta_{н.o}$ – значення ККД гідромотора (механічний і об'ємний), що відповідають номінальному режиму його роботи (згідно його технічної характеристики); $p_{ном}$, $p_{нр}$ – тиски гідронасоса, що відповідають номінальному (згідно його технічної характеристики) та розрахунковому (робочому) режимам роботи.

Загальний ККД гідронасоса у робочому режимі η_n^y

$$\eta_n^y = \eta_{н.mex}^y \cdot \eta_{н.o}^y. \quad (16.61)$$

На практиці найчастіше застосовують шестеренні або пластинчаті нерегульовані насоси. Ці насоси прості за конструкцією, надійні в експлуатації, зручні в обслуговуванні, мають низьку вартість.

У деяких випадках для забезпечення необхідної подачі в однопотоковому гідроприводі встановлюють паралельно два насоси. З метою уніфікації бажано використовувати однотипні гідромашини.

З урахуванням того, що в технічних характеристиках найчастіше відсутні відомості про подачу, а наводиться значення робочого об'єму q_n , подачу насоса визначають за формулою:

$$Q_n = q_n \cdot n_{ном} \cdot \eta_{н.o}, \quad (16.62)$$

де $\eta_{н.o}$ – об'ємний ККД насоса (у деяких джерелах коефіцієнт подачі); q_n – робочий об'єм (питома подача) насоса, м³/об.; $n_{ном}$ – частота обертання насоса, с⁻¹.

Величина розрахованого значення Q_n повинна як можна ближче відповідати значенню, Q_p встановленому для підбору насоса, тобто необхідній витраті в проєктованому гідроприводі.

З метою наближення подачі до необхідного значення рекомендується скористатися значеннями номінальних частот обертання насосів і гідромоторів, регламентованими стандартами, величини яких представлені в

Номинальна частота, $n_{ном}$							
об/с	об/хв	об/с	об/хв	об/с	об/хв	об/с	об/хв
0,01	0,6	0,1	6	1	60	10	600
-	-	-	-	1,25	75	12,5	750
0,016	0,96	0,16	9,6	1,6	96	16	960
-	-	-	-	2,0	120	20	1200
0,025	1,5	0,25	15	2,5	150	25	1500
-	-	-	-	3,2	192	32	1920
0,04	2,4	0,4	24	4,0	240	40,0	2400
-	-	-	-	5,0	300	50,0	3000
0,063	3,78	0,63	37,8	6,3	378	63,0	3780
-	-	-	-	8,0	480	80	4800
-	-	-	-	8,3	500		

Номинальною частотою обертання $n_{ном}$ називається найбільша частота обертання, при якій гідромашини (насоси і гідромотори) працюють впродовж встановленого терміну служби із збереженням параметрів в межах норм. Для насосів з приводом від електродвигунів допускається застосовувати номінальні частоти обертання валів асинхронних електродвигунів.

Вибравши насос, з довідкової літератури необхідно в пояснювальну записку виписати його технічну характеристику.

Методика визначення ККД гідропривода. ККД визначають за умов виконання робочої операції за наступною формулою:

$$\eta = N_n / N_n, \quad (16.63)$$

де N_n – корисна потужність, що розвивається вихідною ланкою гідроциліндра; N_n – потужність, споживана насосом (що підводиться до насоса).

Корисна потужність N_n , що розвивається вихідною ланкою гідроциліндра

$$N_n = R \cdot \rho_p, \quad (16.64)$$

де R – навантаження на штоці; ρ_p – швидкість виконання операції.

Потужність N_n , споживана насосом

$$N_n = p_n \cdot Q_n / \eta_n, \quad (16.65)$$

де p_n , Q_n , η_n – робочий тиск, подача і ККД насоса, які визначаються згідно його режиму роботи у точці C_0 (рис. 16.23).

Методика вибору допоміжного устаткування гідропривода. Вибір гідробака. Основне функціональне призначення гідробака – розміщення об'єму робочої рідини, необхідної для роботи гідросистеми. Крім того, через гідробак здійснюється теплообмін між робочою рідиною і навколишнім середовищем, у ньому відбувається виділення з робочої рідини повітря,

піногасіння і осідання механічних і інших домішок. При проектуванні бака повинні бути забезпечені нормальні умови всмоктування і деаерації робочої рідини. Місткість бака мобільної машини приймається в 1,5–2,0 рази більше сумарної місткості усіх елементів гідросистеми (порожнин гідроциліндрів, трубопроводів, фільтрів, гідроаккумуляторів і т. д.), але не менше 3-хвилинної подачі насоса. Вважаючи, що корисний об'єм $V_{\bar{o}}$, дм^3 , гідробака дорівнює трьом об'ємам робочої рідини, що перекачується насосом за хвилину отримасмо

$$V_{\bar{o}} = 3 \cdot Q_n. \quad (16.66)$$

У цьому виразі подача насоса Q_n має розмірність літр за хвилину. Бак заповнюється робочою рідиною приблизно на 80% від його повного об'єму $V_{\bar{o}.нов}$. Двадцять відсотків вільного об'єму призначені для компенсації температурного розширення робочої рідини, а також забезпечення виділення повітря. Тоді повний об'єм гідробака $V_{\bar{o}.нов}$

$$V_{\bar{o}.нов} = 1,2 \cdot V_{\bar{o}}. \quad (16.67)$$

Отримане значення, $V_{\bar{o}.нов}$ (дм^3), слід округлити у більшу сторону відповідно до стандартних значень (табл. 16.5).

Таблиця 16.5

Номінальні місткості масляних баків, дм^3									
0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8
1	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0
10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000
10000	12500	16000	20000	25000	32000	40000	50000	63000	80000

Відповідно до приведеного ряду вибираються також об'єми гідроаккумуляторів, пневмоаккумуляторів і ресиверів. Розміри і форма бака тісно пов'язані з температурним режимом у гідроприводі, оскільки через стінки бака в навколишнє середовище передається значна частина теплової енергії, що виділяється в процесі функціонування гідросистеми. Для баків, виконаних у формі циліндра, куба і паралелепіпеда, найбільшу площу охолодження S має бак, виготовлений у вигляді паралелепіпеда з рекомендованим співвідношенням стінок $a \times b \times h = 1 \times 2 \times 3$, де a , b , h – відповідно ширина, довжина і висота гідробака. В цьому випадку повний об'єм гідробака $V_{\bar{o}.нов} = a \cdot b \cdot h = 6 \cdot a^3$, ширина a гідробака

$$a = \sqrt[3]{V_{\bar{o}.нов} / 6}. \quad (16.68)$$

Площа бака $F_{\bar{o}}$, через яку відбувається теплообмін (охолодження) визначається розміром його поверхні, що контактує з робочою рідиною:

$$F_{\bar{o}} = ab + 2ha + b. \quad (16.69)$$

Вибір теплообмінника. Теплообмінники призначені для забезпечення необхідного температурного режиму гідропривода. Рішення про необхідність установки теплообмінника приймається на основі розрахунку теплового режиму гідропривода. В процесі функціонування гідропривода частина переданої йому механічної енергії переходить у теплову, що супроводжується зростанням температури робочої рідини. Перехід механічної енергії у теплову обумовлений наявністю гідравлічних опорів, а також викликаний об'ємними і механічними втратами. Як відомо, зі збільшенням температури зменшується в'язкість робочої рідини, що може призвести до значного збільшення об'ємних втрат у гідроприводі, порушенню режиму змащування поверхонь тертя, інтенсифікації окислювальних процесів у робочій рідині і процесів виділення смолянистих осадів. Тепловий потік N_m , що виділяється в гідроприводі, еквівалентний втратам потужності

$$N_m = N_n - N_n, \quad (16.70)$$

де N_n – потужність насоса; N_n – корисна потужність гідроциліндра, яка визначається згідно координат точки C_0 (див. рис. 16.23).

Тепловий аналіз гідропривода ґрунтується на рівнянні теплового балансу, яке для стаціонарного режиму має наступний вигляд:

$$N_m = N_{розс}, \quad (16.71)$$

де $N_{розс}$ – тепловий потік, що передається в довкілля (розсіюється).

$$N_{розс} = (k_{\delta} \cdot F_{\delta} + k_m \cdot F_m)(t_p - t_0), \quad (16.72)$$

де k_{δ} і k_m – коефіцієнт теплопередачі для бака і магістралей, Вт/(м²·°С); F_{δ} і F_m – площа поверхні теплообміну бака і магістралей, м²; t_p – температура робочої рідини, °С; t_0 – температура довкілля, °С. Розміри поверхні теплообміну магістралей гідропривода можна визначити за наступною залежністю:

$$F_m = \pi \cdot d_n \cdot l_n + d_{зл} \cdot l_{зл}. \quad (16.73)$$

Коефіцієнти теплопередачі для магістралей можна прийняти 12–16 Вт/(м²·°С), для гідробака 8–12 Вт/(м²·°С). З рівняння (16.72) визначають температуру робочої рідини t_p і порівнюють її з допустимою $t_{\delta on}$. Допустиме значення температури робочої рідини $t_{\delta on}$ визначається мінімальним значенням в'язкості, при якій рекомендується експлуатувати насоси і гідромотори. При експлуатації гідроприводів стаціонарних машин $t_{\delta on} = 60^\circ \text{C}$, а в гідроприводах мобільних машин $t_{\delta on} = 80^\circ \text{C}$. У разі $t > t_{\delta on}$ необхідно збільшити площу поверхні теплообміну шляхом установки теплообмінника. Рівняння теплового балансу для стаціонарного режиму, якщо установлений теплообмінник, має наступний вигляд:

$$N_{розс} = (k_{\delta} \cdot F_{\delta} + k_m \cdot F_m + k_m \cdot F_m) \cdot (t_{\delta on} - t_0), \quad (16.74)$$

де k_m – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, Вт/(м²·°С); F_m – площа поверхні тепловіддачі теплообмінника, м². Коефіцієнт теплопередачі для теплообмінника $k_m = 35 \dots 120$ Вт/(м²·°С) в умовах примусового обдування можна приблизно визначити за наступною залежністю:

$$\text{при } v_n > 5 \text{ м/с } k_m = 7,5 g_n^{0,78},$$

де v_n – швидкість обдування, яка приймається в межах 5–30 м/с.

З рівняння 16.74 визначають F_m і підбирають тип теплообмінника. При виборі теплообмінника необхідно також враховувати витрату рідини, що проходить через нього. Теплообмінники встановлюють зазвичай на зливі, де робоча рідина має найбільшу температуру.

При роботі машин в умовах від’ємних температур може виявитися, що тепловий баланс забезпечується при дуже низьких значеннях температури робочої рідини. При цьому, так само як і у разі надмірного підвищення температури, може порушитися працездатність гідропривода. Пояснюється це збільшенням втрат на тертя по довжині трубопроводів, порушенням умов, при яких можлива безкавітаційна робота насосів і забезпечуються необхідні режими змащування поверхонь тертя. Для забезпечення працездатності гідропривода в цьому випадку необхідно передбачити установку маслопідігрівача.

Методика розрахунку металоемності гідропривода. Однією з переваг використання гідропривода в порівнянні з іншими є його невелика металомісткість, що обумовлено досягненням у гідроприводах високих тисків робочої рідини. Металомісткість гідропривода характеризується коефіцієнтом q_N , який визначається за формулою:

$$q_N = G_{zn} \cdot N_n, \quad (16.75)$$

де G_{zn} – загальна сила тяжіння гідропривода. Загальна сила тяжіння гідропривода включає силу тяжіння гідроциліндра з врахуванням розрахованих розмірів (товщина стінки, кришок, ходу поршня), напірного і зливного трубопроводу (з урахуванням заданої довжини, розрахованих діаметрів і прийнятої товщини стінок), а також усієї гідравлічної апаратури (згідно заданої схеми), яка приймається з технічних характеристик.

Обґрунтування способу регулювання швидкості вихідної ланки гідропривода. У процесі експлуатації гідропривода часто виникає необхідність змінити швидкості руху його виконавчих механізмів. Це можна здійснити шляхом регулювання, яке буває дросельним, об’ємним, об’ємно-дросельним, або за допомогою двигуна, який приводить у рух насос.

При дросельному регулюванні швидкість вихідної ланки гідродвигуна регулюється за рахунок зміни робочих характеристик гідросистеми при постійній подачі насоса. Дросель (регульований гідравлічний опір), за допомогою якого можна регулювати кількість рідини (а отже, і швидкість), що подається в одиницю часу в гідродвигун (гідроциліндр або гідромотор), може бути встановлений згідно одній з наступних схем: на вході в гідродвигун; на виході з гідродвигуна; на вході і виході; на відгалуженні від напірної лінії (паралельно гідродвигуну).

При об'ємному регулюванні зміну швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна можна здійснити за наступними схемами: маючи нерегульований насос і регульований гідродвигун; маючи регульований насос і нерегульований гідродвигун; маючи регульований насос і регульований гідродвигун. Вибір способу регулювання визначається багатьма чинниками: величиною потужності; характером зусилля, яке необхідно долати; вимогами до стабільності руху виконавчих механізмів; вартістю комплектуючого устаткування і іншими чинниками.

Аналіз схем встановлення дроселів в об'ємних гідроприводах.

Гідропривод з дроселем на вході (рис. 16.21, а). Рідина подається насосом 1 через дросель 2 і розподільний пристрій 3 в одну із порожнин силового циліндра 4. Перед дроселем встановлений переливний клапан 5, за допомогою якого підтримується постійний тиск p_1 , що встановлюється з урахуванням максимального навантаження на виході привода. При цьому запобіжний клапан виконує функцію переливного, оскільки частина рідини минає силовий циліндр і зливається в бак. Кількість рідини, що поступає в силовий циліндр, дорівнює пропускній здатності (витраті) дроселя, яка в свою чергу, залежить від перепаду тиску на ньому і величини його прохідного перетину. Швидкість поршня Q_n визначиться рівнянням:

$$Q_n = Q_u / F_n = Q_{dp} / F_n = 1 / F_n \cdot \mu_{dp} \cdot f_{dp} \cdot u_{dp} \sqrt{2 \Delta p_{dp} / \rho}, \quad (16.76)$$

де Q_u і Q_{dp} – витрати, відповідно циліндра і дроселя; F_n і f_{dp} – площі поршня і прохідної щілини дроселя при його максимальному відкритті; $u_{dp} = F_x / f_{dp}$ – параметр регулювання дроселя; F_x – площа відкритої прохідної щілини дроселя; $\Delta p_{dp} = p_1 - p_2$ – перепад тиску на дроселі; μ_{dp} – коефіцієнт витрати дроселя.

Тиск p_1 перед дроселем визначається налаштуванням запобіжного клапана і в процесі роботи гідропривода залишається практично незмінним. Тиск p_2 за дроселем залежить від навантаження R на штоці і опору гідромагістралей. Нехтуючи останнім, можна записати:

$$\Delta p_{dp} = p_1 - R / F_n. \quad (16.77)$$

З врахуванням цього, рівняння (16.76) прийме вигляд:

$$Q_n = 1 / F_n \cdot \mu_{dp} f_{dp} u_{dp} \sqrt{2(p_1 - R / F_n) / \rho}. \quad (16.78)$$

Із збільшенням сили R збільшується тиск p_2 , зменшується перепад тиску на дроселі, внаслідок чого зменшується витрата робочої рідини через нього і,

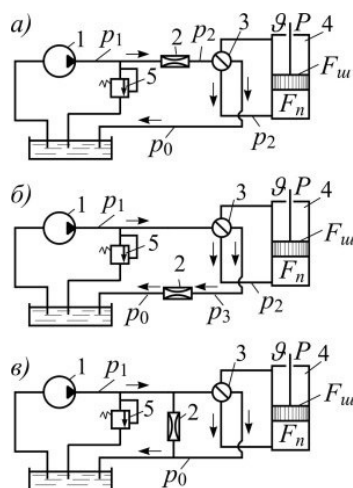


Рис. 16.21. Схеми об'ємних гідроприводів з дросельним регулюванням

відповідно, зменшується швидкість руху поршня. При зменшенні сили R швидкість поршня збільшиться, оскільки зменшиться тиск за дроселем, зросте перепад тиску і збільшиться витрата рідини через дросель. Таким чином, в гідроприводі із дроселем на вході швидкість вихідної ланки не є постійною, а змінюється залежно від навантаження. Тому такий привод застосовується, головним чином, в системах з постійним навантаженням. Крім того, гідропривод з дроселем на вході допускає регулювання швидкості вихідної ланки тільки у тому випадку, якщо напрям дії навантаження не співпадає з напрямом руху вихідної ланки (від'ємне навантаження). При позитивному навантаженні, коли його напрям співпадає з напрямом руху вихідної ланки, поршень переміщається під дією цього навантаження, долаючи тільки силу тертя і протитиск в зливній лінії, обумовлений її опором. Це може призвести до розриву потоку рідини в робочій порожнині гідроциліндра і неконтрольованого збільшення швидкості поршня.

Гідроприводи з дроселем на виході. У цій схемі позначення такі ж, що і на рис. 16.21, а. Дросель встановлюється на зливній лінії. Якщо знехтувати зміною втрат тиску, то $p_1 = p_2$ і тиск у напірному трубопроводі залишатиметься постійним, незалежно від навантаження R , оскільки він визначається налаштуванням запобіжного клапана 5. Тиск p_3 перед дроселем залежить від величини навантаження, прикладеного до поршня. Перепад тиску на дроселі визначиться з умов рівноваги поршня:

$$p_2 F_n = p_3 F_{ш} + R, \quad (16.79)$$

або, оскільки $p_3 = \Delta p_{др}$,

$$\Delta p_{др} = p_3 = p_1 \cdot F_n / F_{ш} - R / F_{ш}, \quad (16.80)$$

де $F_{ш}$ – площа поршня зі сторони штокової порожнини.

Це рівняння аналогічне рівнянню (16.77), тому швидкість поршня \mathcal{S}_n , як і у разі установки дроселя на вході залежатиме від витрати через дросель і визначатиметься за формулою (16.76).

Схема включення дроселя менш економічна, ніж схема з дроселем на вході, оскільки при ній додатково витрачається потужність двигуна на подолання протитиску. Проте завдяки двосторонньому тиску на поршень схема з включенням дроселя на виході зручніша для умов роботи із знакоперемінним навантаженням. У цих випадках дроселі можуть використовуватись як гальма.

Гідропривод з дроселем, встановленим паралельно гідродвигуну. У цьому випадку (див. рис. 16.21, в) потік рідини, що поступає від насоса, розділяється за двома напрямками: до гідродвигуна 4 через розподільник 3 і до дроселя 2. Швидкість поршня залежить від витрати дроселя і буде максимальною при закритому дроселі. Під час відкриття дроселя частина рідини через нього відводиться в резервуар і швидкість гідродвигуна зменшується. Оскільки перепад тиску в дроселі, який визначається рівнянням:

$$\Delta p_{\partial p} = R/F_n - p_0, \quad (16.81)$$

залежить від навантаження двигуна, то схема з паралельним включенням дроселя також не забезпечує постійної швидкості поршня при змінному навантаженні.

Механічна характеристика гідропривода з паралельно включеним дроселем має вигляд:

$$Q_n = Q_n/F_n - 1/F_n \cdot \mu_{\partial p} f_{\partial p} u_{\partial p} \sqrt{2(R/F_n - p_0)/\rho}, \quad (16.82)$$

де Q_n – подача насоса; p_0 – тиск у зливній лінії (див. рис. 16.21, в).

У такому гідроприводі потужність, яка споживається насосом, пропорційна навантаженню гідродвигуна, тому такий гідропривод економічніший, ніж у випадку з послідовним включенням дроселя, де потужність насоса залишається постійною, незалежно від навантаження двигуна.

Істотним недоліком розглянутих схем включення дроселя є нестабільність швидкості при зміні навантаження, що виходить з приведених вище формул. У цьому відношенні найбільш вигіднішим є гідропривод з дроселем на вході і виході, причому в якості регулятора швидкості доцільно використовувати дроселюючі гідророзподільники, які поєднують функції дроселя і розподільника. Для такої схеми регулювання швидкість руху вихідної ланки виконавчого механізму визначається за виразом [5]:

$$Q_n = 1/F_n \cdot \mu_{\partial p} f_{\partial p} u_{\partial p} \sqrt{2(0,5 p_1 - R/F_n)/\rho}. \quad (16.83)$$

Згідно цього рівняння, вплив зміни навантаження на швидкість руху вихідної ланки менший, ніж в схемах з дроселем тільки на вході або тільки на виході, проте нагрів робочої рідини в такій схемі більший за рахунок подвійного дроселювання потоку.

Усі розглянуті схеми дросельного регулювання не забезпечують постійної швидкості вихідної ланки гідродвигуна при зміні навантаження, і тому застосовуються в гідроприводах з навантаженнями, що мало змінюються. Там, де вимагається забезпечити стабільну швидкість незалежно від коливань навантаження, застосовуються спеціальні гідроапарати – регулятори потоку, що складаються з регульованого дроселя і редуційного клапана, який при зміні навантаження R , а відповідно, і тиску підтримує постійний тиск перед дроселем, забезпечуючи тим самим значення витрати через дросель постійним, а, отже, і стабільну швидкість.

Як видно, кожна з схем регулювання має свої переваги і недоліки. Виходячи з цього, з урахуванням принципової схем проєктованого гідропривода і напряду дії прикладених навантажень, необхідно прийняти відповідний спосіб регулювання, якщо він не вказаний в завданні на проєктування.

16.13.8. Рекомендації з розробки принципової схеми гідропривода

Гідравлічна принципова схема гідропривода містить інформацію про елементну базу, зв'язки між елементами і дає уявлення про принципи роботи гідропривода. Вибір елементної бази здійснюється з урахуванням рекомендацій, викладених вище. Схема, що розробляється, має бути простою і містити мінімальну кількість елементів. При викреслюванні схеми необхідно керуватися стандартами: Правила виконання гідравлічних і пневматичних схем; Позначення умовні графічні, елементи гідравлічних і пневматичних мереж; Позначення умовні графічні. Апаратура розподільна і регулююча гідравлічна і пневматична; Позначення умовні графічні. Насоси і двигуни гідравлічні і пневматичні; Позначення умовні графічні. Елементи трубопроводів; Позначення умовні графічні в схемах. Позначення загального застосування.

Умовні графічні позначення насосів, двигунів, елементів гідравлічних, розподільної і регулюючої гідравлічної апаратури, елементів трубопроводів представлені в додатку С. На схемі гідравлічні пристрої рекомендується зображати так, щоб передача енергії здійснювалася знизу у верх (внизу – насоси, вгорі – гідродвигуни, в середині – розподільна, контрольно-регулююча і допоміжна апаратура). Необхідно, щоб гідролінії мали найменшу довжину з мінімальною кількістю поворотів і, по можливості, без перехрещення. Циліндри і розподільники показуються в горизонтальному положенні. Усі пристрої зображаються в нейтральному положенні. Викресливши принципову схему гідропривода, необхідно описати принцип її роботи для усіх положень розподільного пристрою.

16.13.9. Характеристики сумісної роботи насоса і гідромережі системи гідропривода

Взагалі під визначенням характеристика сумісної роботи розуміють залежність тиску p_n на початку його напірної лінії від витрати в ній $Q_{mp} = f(p_{mp})$ і характеристик насоса: $Q_n = f_1(p_n)$, $\eta_n = f_2(p_n)$ і $N_n = f_3(p_n)$ представлені у графічній формі і суміщені на одному графіку, або в аналітичній формі – у вигляді системи рівнянь.

Вказані характеристики гідропривода дозволяють проаналізувати умови його роботи при різних режимах, уточнити споживану насосом потужність і зробити остаточний вибір насоса, оцінити прийнятий спосіб регулювання швидкості вихідної ланки гідропривода, визначити основні параметри роботи при різних режимах. Вони можуть створюватися за допомогою різних програмних засобів або вручну.

Побудова характеристик об'ємних насосів. Основними характеристиками насоса є залежності витрати, ККД і споживаної потужності від тиску, тобто $Q_n = f_1(p_n)$, $\eta_n = f_2(p_n)$ і $N_n = f_3(p_n)$. Оскільки такі графічні характеристики насосів у технічній літературі практично відсутні, то при їх побудові використовують спрощені методи. Відповідно до теорії насосів

об'ємної дії, їх теоретична подача не залежить від тиску, і тому теоретична характеристика $Q_{н.т} = f(p_n)$ (рис. 16.22, лінія 1) матиме вигляд прямої лінії, проведеної паралельно осі ординат (вісь тисків p) через розрахункове значення подачі насоса $Q_t = Q_{ном}/\eta_o$, відкладене на осі абсцис. Фактична подача насоса залежить від тиску, з підвищенням якого збільшуються витоки (перетоки) робочої рідини. Тому фактична характеристика $Q_{н.ф} = f(p_n)$ при номінальному тиску $p_{ном}$ відхилиться ліворуч на величину витоків $\Delta Q_{вит}$, рівну $(1/\eta_o - 1) Q_{ном}$. Через точки Q_t і A проводять пряму лінію (лінія 2, рис. 16.22), яка є фактичною характеристикою насоса.

Для побудови характеристики $\eta_n = f(p_n)$ (див. рис. 16.22, лінія 3) використовують значення загального ККД насоса η , яке визначають за виразом $\eta = \eta_{ном} = \eta_o \eta_{мех} \eta_г$, де η_o і $\eta_{мех}$ – відповідно об'ємний і механічний ККД насоса, які наводяться в технічній характеристиці вибраного насоса; $\eta_г$ – гідравлічний ККД, який враховує втрати на подолання гідравлічних опорів у самому насосі ($\eta_г \cong 1$).

Значенню $\eta_{ном}$ насоса відповідає точка з параметрами $Q_{ном}$ і $p_{ном}$, яка є точкою номінального режиму роботи насоса (точка А, рис. 16.22). Інші точки, необхідні для побудови залежності $\eta_n = f(p_n)$, отримують із співвідношень: $\eta_1 = 0$ для $p_1 = 0$; $\eta_2 = 0,9 \eta_{ном}$ для $p_2 = 0,5 p_{ном}$; $\eta_3 = \eta_{ном}$ для $p_3 = p_{ном}$; $\eta_4 = 0,9 \eta_{ном}$ для $p_4 = 1,5 p_{ном}$. Для побудови залежності $N_n = f(p_n)$ (лінія 4, рис. 16.22) потрібно для усіх значень вирахованих ККД визначити споживану насосом потужність за формулою

$$N_n = p_n \cdot Q_n / \eta. \quad (16.84)$$

Значення p_n і Q_n знімають з характеристики насоса $Q_n = f(p_n)$ для точок, що відповідають значенням $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$.

Побудова характеристики гідромережі. Характеристикою гідромережі є залежність тиску p_n на початку напірної лінії гідропривода від витрати $Q_{тр}$ у ній – $p_{тр} = f(Q_{тр})$. За координатами p_p (див. формули 16.53...16.59) і Q_p визначають допоміжну точку В на характеристиці $p_{тр} = f(Q_{тр})$ (рис. 16.23). Побудову характеристики гідропривода здійснюють за рівняннями

$$p_{тр} = p_{ц}^y + k_n \cdot Q_{н.тр}^n + k_{зл} \cdot Q_{зл.тр}^n, \quad (16.85)$$

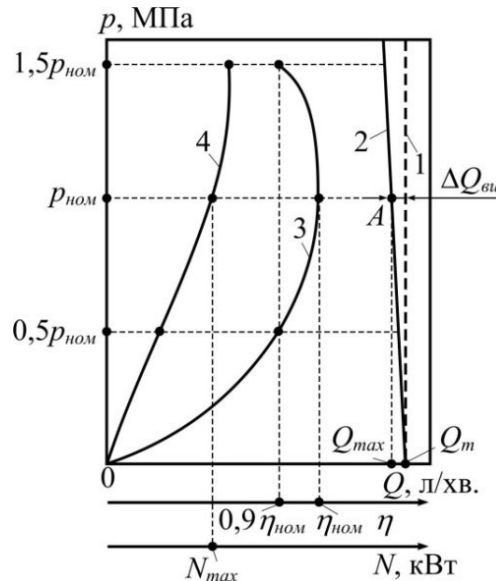


Рис. 16.22. Характеристики об'ємного насоса

$$\text{або } p_{mp} = p_{ц}^y + K \cdot Q_{mp}^n, \quad (16.86)$$

де $p_{ц}^y$ – уточнений розрахунковий тиск у гідроциліндрі, якщо відсутній протитиск у зливній лінії (16.27); $k_n, k_{зл}$ – коефіцієнти опору, відповідно, напірної і зливної гідроліній; $n_n, n_{зл}$ – коефіцієнти степені, що враховують режим руху рідини, відповідно у напірній і зливній гідролініях гідросистеми; K – сумарний коефіцієнт опору гідромережі; $K \cdot Q^n$ – гідравлічні втрати тиску у гідромережі, МПа (при умові, що режими руху робочої рідини у напірному і зливному трубопроводах однакові).

Визначення коефіцієнта опору гідромережі і методика побудови характеристик сумісної роботи насоса і гідромережі. Коефіцієнт опору гідромережі (при умові, що режими руху робочої рідини у напірному і зливному трубопроводах однакові) визначається за формулою

$$K = \Delta p_{zc} / Q_c^2, \quad (16.87)$$

де Δp_{zc} – загальні втрати тиску у гідросистемі, МПа

$$\begin{aligned} \Delta p_{zc} &= \Delta p_{\text{дов.нл+зл.л}} + \Delta p_{\xi_{\text{нл+зл.л}}} = \\ &= \sum 10^{-6} \rho \cdot g \cdot l / d_y \cdot Q^2 / (2g) + 10^{-6} \rho \cdot g \cdot l \cdot Q^2 / (2g) \cdot \sum \xi_i + \\ &+ \sum \Delta p_{\text{га.нл+зл.л.i}}, \end{aligned} \quad (16.88)$$

де $\Delta p_{\text{дов.нл+зл.л}}$ – втрати тиску по довжині напірної і зливної гідроліній системи, МПа; $\Delta p_{\xi_{\text{нл+зл.л}}}$ – втрати тиску у місцевих опорах напірної і зливної гідроліній системи, МПа, включно втрати тиску у гідроапаратах напірної і зливної гідроліній системи – $\sum \Delta p_{\text{га.нл+зл.л.i}}$, МПа, $Q_c = Q_p$ – розрахункова (робоча) витрата у гідросистемі, м³/с.

При ламінарному режимі течії робочої рідини у напірному і зливному трубопроводах втрати тиску пропорційні витраті в першій степені ($n_n = n_{зл} = 1$), тому характеристику гідропривода можна побудувати за двома точками: $p = p_{ц}^y$ для $Q = 0$ (точка G) і для $Q = Q_p, p = p_{н.p}$ (точка B) ($p_{н.p}$ – тиск насоса розрахунковий). Отже, характеристика гідропривода є прямою лінією, що проходить через точки G і B (лінія 3, рис. 16.23).

При турбулентному режимі характеристика гідропривода – не пряма лінія. Отже, крім точок: $p = p_{ц}^y$ для $Q = 0, p = p_v$ для $Q = Q_p$ необхідно за рівнянням (16.47) обчислити кілька значень Δp при різних величинах витрати в діапазоні від 0 до Q_p , за якими побудувати достовірну характеристику гідропривода (див. рис. 16.23, а, лінія 5-6).

Перетин характеристики гідромережі з характеристикою насоса $Q_n = f(p_n)$ визначить робочу точку гідропривода (точка C_0 , рис. 16.23) при відсутності регулювання. Якщо в точці C_0 витрата більша розрахункової (робочої) Q_p , то поршень гідроциліндра буде рухатися зі швидкістю більшою заданої. Далі необхідно побудувати характеристику запобіжного клапана,

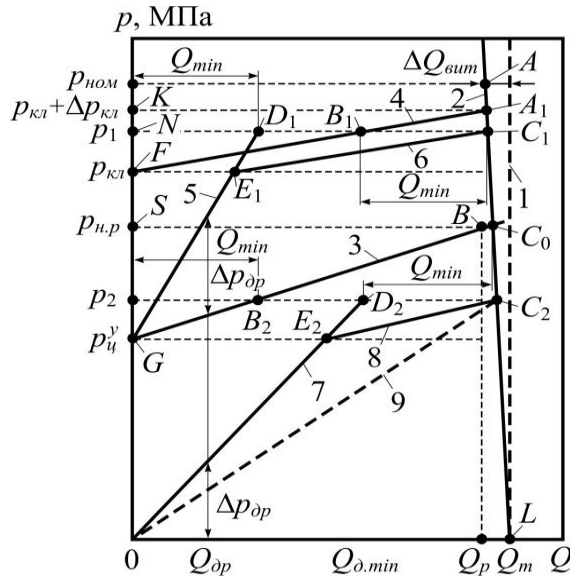


Рис. 16.23. Характеристики спільної роботи об'ємного насоса з запобіжним (переливним) клапаном і гідромережі

якою є залежність тиску його спрацювання від витрати, що проходить через нього, тобто $p_{кл} = f(Q)$. Для цього на осі ординат відкладають точку F , що відповідає тиску початку спрацювання запобіжного клапана, який приймається на 20–30% більшим тиску розрахункового $p_{н.р}$, тобто $p_{кл} = (1,2 \dots 1,3)p_{н.р}$. Від цієї точки вгору відкладають величину втрат тиску в клапані $\Delta p_{кл}$, отриману точку K (див. рис. 16.23), що відповідає значенню $p_1 = p_{кл} + \Delta p_{кл}$ проєктують на характеристику насоса і визначають точку A_1 , рис. 16.23. Для спрощення побудов характеристик можна прийняти, що режим руху в клапані і дроселі ламінарний. Тоді характеристика клапана представлятиме пряму лінію 4 (FA , рис. 16.23), а величину $\Delta p_{кл}$ визначають за залежністю

$$\Delta p_{кл} = \Delta p_{max} \cdot Q_p / Q_{max}, \quad (16.89)$$

де Q_{max} і Δp_{max} – максимальна витрата через клапан і втрати тиску в ньому при цій витраті, що приймаються згідно технічної характеристики. Через точки F і A_1 проводять лінію, яка є характеристикою запобіжного клапана (лінія 4, рис. 16.23). Подальша побудова характеристик гідропривода залежить від місця розміщення дроселя, за допомогою якого здійснюється регулювання швидкості його вихідної ланки.

Аналіз схеми гідропривода з розміщенням дроселя на напірній або зливній лінії (див. рис. 16.21, *a* і *б*). В цьому випадку витрата гідроциліндра $Q_{цл}$ дорівнює витраті через дросель (регулятор швидкості) $Q_{др}$, а надлишок витрати робочої рідини, що дорівнює $\Delta Q = Q_n - Q_{кл}$, має зливатися в бак через запобіжний клапан, який в даному випадку є переливним. Побудову характеристики спільної роботи гідромережі і запобіжного клапана в цьому

випадку виконують наступним чином. Визначається мінімальна витрата гідроциліндра Q_{min} , що відповідає мінімальній швидкості \mathcal{G}_{min} руху його вихідної ланки $\mathcal{G}_{min} = 0,25 \mathcal{G}_p$:

$$Q_{min} = \mathcal{G}_{min} \cdot F_n / \eta_{ц.об} + \sum Q_{вум}, \quad (16.90)$$

де F_n – робоча площа поршня при здійсненні робочого ходу, обрахована раніше; $\eta_{ц.об}$ – об’ємний ККД гідроциліндра, прийнятий раніше в залежності від типу ущільнення поршня; $\sum \Delta Q_{вум}$ – сумарні витоки робочої рідини в гідравлічній апаратурі на гідролінії насос-гідроциліндр.

Згідно умов спільної роботи насоса з запобіжним клапаном і гідромережі необхідно на характеристиці запобіжного клапана $p_{кл} = f(Q_{кл})$, (лінія 4, рис. 16.23) знайти таку точку B_1 , для якої відстань по горизонталі від неї до її проекції на характеристику насоса (лінія 2, рис. 16.23) – точки C_1 дорівнювала б величині мінімальної витрати гідропривода Q_{min} . В цьому випадку точка C_1 буде точкою спільної роботи насоса і гідромережі при застосуванні регулятора швидкості на напірній лінії гідросистеми.

Далі через точки B_1 і C_1 необхідно провести горизонтальну лінію до перетину з віссю ординат (точка N), від неї відкласти значення Q_{min} (точка D_1 , рис. 16.23). Потім через точки $p_{ц}^y$ і D_1 проводять лінію 5 (див. рис. 16.23), яка є характеристикою гідросистеми з прикритим дроселем (регулятором швидкості). Вона має вигляд прямої лінії, оскільки вірогідність наявності турбулентного режиму у гідромережі системи при мінімальній швидкості руху виконавчого механізму дуже мала. Як видно з характеристики 5 (рис. 16.23), у точці E_1 (для тиску $p_{кл}$) включається запобіжний клапан, і чим більше стає тиск, тим більша кількість робочої рідини зливається через нього в бак і при тиску p_1 в точці C_1 витрата Q_{min} надходить у гідроциліндр, забезпечуючи рух вихідної ланки з мінімальною швидкістю. Частина подачі насоса $\Delta Q_n = Q_n - Q_{min}$ при цьому зливається в бак через переливний клапан. Побудова характеристики спільної роботи дроселя (регулятора швидкості) із запобіжним клапаном (лінія 6, рис. 16.23) здійснюється графічним способом шляхом складання при однакових тисках витрат через дросель (регулятор швидкості) і запобіжний клапан.

Як видно з отриманих характеристик (див. рис. 16.23), зміна швидкості руху вихідної ланки в межах $v_{min} \dots v_p$ відповідає зміна тиску в межах $p_1 - p_p$ та потужності $N_1 - N_p$. Зона регулювання у цьому випадку знаходиться між точками C_1 і C_0 фактичної характеристики насоса $Q_n = f(p_n)$.

Для остаточного вибору насоса необхідно визначити потужність, яка буде витрачатись при спрацюванні запобіжного клапана, тобто за параметрами точки A_1 . Отримане значення не повинне перевищувати потужність, визначену за технічною характеристикою підбраного насоса. У випадку, якщо вона виявиться більшою, необхідно підібрати інший насос. За значенням степені збільшення кута нахилу лінії 5 (див. рис. 16.23) порівняно з лінією 3 можна визначити, який коефіцієнт гідравлічного опору був встановлений у дроселі, для забезпечення витрати Q_{min} у гідроприводі.

Коефіцієнт гідравлічного опору дроселя $\xi_{др}$ для будь-якої витрати через нього для ламінарного режиму дорівнює

$$\xi_{др} = \Delta p_{др} / Q_{др}, \quad (16.91)$$

де $\Delta p_{др}$ – збільшення величини тиску в напірній лінії гідропривода, якщо прикритий дросель і незмінна витрата через нього $Q_{др}$.

Аналіз схеми гідропривода з розміщенням дроселя на відгалуженні від напірної лінії (див. рис. 16.21, в). В цьому випадку витрата робочої рідини, що надходить у гідроциліндр дорівнює Q_{min} , а частина подачі насоса $\Delta Q_n = Q_n - Q_{min}$ зливається в бак через дросель (регулятор швидкості), (див. рис. 16.21, в). Перетин характеристики гідромережі (лінія 3, рис. 16.23) і вертикальної лінії, проведеної через точку на осі абсцис зі значенням Q_{min} , визначає точку B_2 . Провівши через цю точку горизонтальну лінію до перетину з характеристикою насоса (лінія 2, рис. 16.23), визначають точку C_2 (точку спільної роботи насоса і гідромережі при застосуванні регулятора швидкості на відгалуженні від напірного трубопроводу). Потім від точки C_2 відкладають величину Q_{min} по горизонталі ліворуч і на ній визначають точку D_2 . Через точку D_2 і початок координат проводять лінію 7 (див. рис. 16.23), яка є характеристикою дроселя для ламінарного режиму руху рідини у випадку коли вимагається забезпечити мінімальну швидкість руху виконавчого механізму.

Провівши горизонтальну лінію через точку на осі ординат з координатою p_c^y до перетину з характеристикою дроселя (лінія 7, рис. 16.23), визначають точку E_2 , яка відповідає тиску в гідроциліндрі рівному p_c^y . При такому тиску поршень гідроциліндра ще нерухомий і його швидкість $v_n = 0$. При підвищенні тиску поршень починає рухатись і при $p = p_2$ (точка C_2 , рис. 16.23) його швидкість буде мінімальною $v_{n.min}$.

Провівши через точки E_2 і C_2 лінію 8 (див. рис. 16.23), отримаємо характеристику спільної роботи гідросистеми з дроселем (регулятором швидкості), який встановлений на відгалуженні від напірної лінії і забезпечує рух поршня гідроциліндра з мінімальною швидкістю. Значення ординат цієї характеристики (лінія 8, рис. 16.23) дорівнюють сумам витрат через дросель і гідроциліндр при однакових тисках. Цю лінію отримують шляхом підсумовування при однакових тисках витрат через гідроциліндр і дросель (регулятор швидкості).

Таким чином, якщо дросель (регулятор швидкості) розміщений на відгалуженні від напірної лінії, то зміні швидкості в межах $v_{min}-v_p$ відповідає зміна тиску в межах p_2-p_p і потужності в межах N_2-N_p . Зона регулювання в цьому випадку розташована на ділянці між точками C_2 і C_0 (див. рис. 16.23) характеристики насоса. При повному відкритті дроселя (регулятора швидкості) уся робоча рідина зливається через нього в бак і характеристика в цьому випадку пройде через точку C_2 (лінія 9, рис. 16.23). Витрата гідроциліндра і швидкість руху його вихідної ланки дорівнюватимуть нулю.

При такому регулюванні є можливість понизити тиск налаштування запобіжного клапана, оскільки усе регулювання відбувається в межах тиску, що відповідає точці C_0 . Це дозволяє понизити енерговитрати при роботі гідропривода. За величиною збільшення кута нахилу лінії 5 у порівнянні з лінією 3 (див. рис. 16.23) можна визначити, який був створений коефіцієнт гідравлічного опору в дроселі, щоб забезпечити необхідну витрату в гідроприводі Q_{min} . Коефіцієнт гідравлічного опору дроселя для будь-якої витрати через дросель за ламінарного режиму визначається за формулою (16.91).

Дросельне регулювання гідроприводів за умови турбулентного режиму руху робочої рідини в гідромережі. Для турбулентного режиму характеристика гідромережі не є прямою лінією (рис. 16.24 – характеристики мережі). Отже, крім точок (див. рис. 16.23): 1) $p = p_{ц}^y$ для $Q = 0$ (точка 0) і 2) $p = p_p$ для $Q = Q_p$ (точка B), необхідно за рівнянням (16.85) і (16.86), (для $n = 2$) обчислити кілька (3...6) значень p_{mp} для різних величин витрат у діапазоні від 0 до Q_p , за якими побудувати характеристику гідропривода (лінія 5, 6, див. рис. 16.24). Розрахунки рекомендується звести у табличну форму (табл. 16.6):

Таблиця 16.6

$Q_{mp.i=1,\dots,n}, \text{М}^3/\text{с}$	$Q_{mp.i=1} = 0$	$Q_{mp.i=2}$	$Q_{mp.i=3}$	$Q_{mp.i=4}$	$Q_{mp.i=5}$	$Q_{mp.i=n} = Q_p$
$p_{mp.i=1,\dots,n}, \text{Па}$	$p_{mp.i=1} = p_{ц}^y$	$p_{mp.i=2}$	$p_{mp.i=3}$	$p_{mp.i=4}$	$p_{mp.i=5}$	$p_{mp.i=n} = p_p$

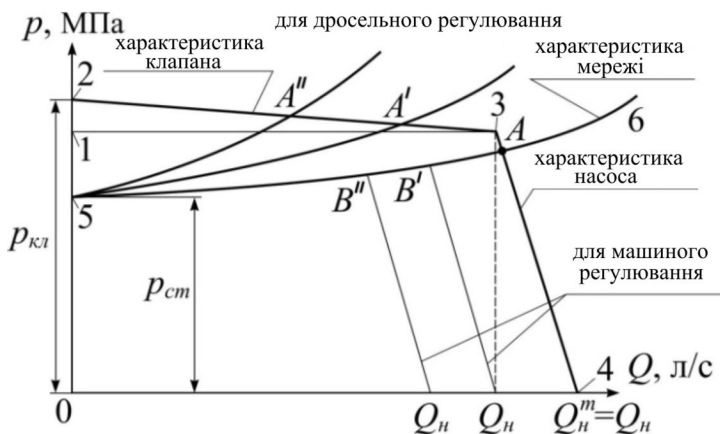


Рис. 16.24. Характеристика спільної роботи об'ємного насоса із запобіжним клапаном і гідромережі для турбулентного режиму в ній для дросельного та машинного регулювання

На характеристику насоса і запобіжного клапана наносять характеристику мережі – лінія 5-6 (див. рис. 16.24), точка перетину А є робочою точкою гідропривода, якщо дросель повністю відкритий. Якщо

дросель частково відкритий, то подача насоса буде зменшуватись – точки А', А'' (див. рис. 16.24).

Особливості розрахунку характеристик гідромереж. Рівняння характеристик гідромережі при умові, що витрата робочої рідини у їх напірній і зливній гідролініях однакова

$$p_{mp} = p_{ц}^y + K \cdot Q_{mp}^n, \text{ для гідроциліндрів}$$

$$p_{mp} = \Delta p_{mp} + K \cdot Q_{mp}^n, \text{ для гідромоторів,}$$

де p_{mp} – тиск насоса, який потрібний для подачі робочої рідини Q у гідросистему; $p_{ц}^y$ – уточнений розрахунковий тиск у гідроциліндрі, якщо відсутній протитиск у зливній лінії; n – коефіцієнт степені, який залежить від режиму руху робочої рідини у напірній і зливній гідролініях ($n = 1$ – ламінарний режим, $n = 2$ – турбулентний режим); K – сумарний коефіцієнт опору гідромережі (за умови, що витрата робочої рідини у напірній і зливній гідролініях гідросистеми однакова); $K \cdot Q^n$ – гідравлічні втрати тиску у гідромережі; Δp_{mp} – перепад тиску на гідромоторі у розрахунковому (робочому) режимі, (Па).

Для гідросхем з гідравлічними циліндрами $p_{ц}^y$ визначається за формулою (16.27).

Для гідросхем з гідравлічними моторами Δp_{mp} визначається за формулою (16.33).

1. Для дросельного регулювання з гідроциліндром односторонньої дії сумарний коефіцієнт гідравлічного опору мережі K , МПа/(л/с)² дорівнює

$$K = 0,5 \cdot K_{н.мп} + 0,5 \cdot K_{зл.мп} F_{зл} / F_{н} + K_{др}, \quad (16.92)$$

якщо величина втрат тиску у напірній і зливній частинах трубопроводів неоднакова, коефіцієнти у першій і другій складових рівняння (16.92) визначаються, виходячи з співвідношення втрат тиску у цих частинах трубопроводів (сума цих коефіцієнтів повинна дорівнювати 1).

2. Для дросельного регулювання з гідромотором і гідроциліндром двосторонньої дії

$$K = K_{mp} + K_{др}. \quad (16.93)$$

Для дросельного регулювання «паралельно гідромотору» та для машинного регулювання з гідромотором або гідроциліндром з двостороннім штоком

$$K = K_{mp}. \quad (16.94)$$

Для машинного регулювання з гідроциліндром односторонньої дії

$$K = 0,5 \cdot K_{н.мп} + 0,5 \cdot K_{зл.мп} F_{зл} / F_{н}, \quad (16.95)$$

якщо величина втрат тиску у напірній і зливній частинах трубопроводів неоднакова, коефіцієнти у першій і другій складових рівняння (16.95) визначаються, виходячи з співвідношення втрат тиску у цих частинах трубопроводів (сума цих коефіцієнтів повинна дорівнювати 1).

$$K_{mp} = 8 \cdot 10^{-12} \cdot \rho (\lambda \cdot l / d_y + \sum \xi_i) / (\pi^2 \cdot d_y^4), \quad (16.96)$$

$$\text{або } K_{mp} = 8,27 \cdot 10^{-12} \cdot \gamma (\lambda \cdot l / d_y + \sum \xi_i) / (g \cdot d_y^4), \quad (16.97)$$

де ρ – густина робочої рідини, кг/м³; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; l – довжина ділянки трубопроводу з однаковим діаметром умовного проходу d_y , м; $\sum \xi_i$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів; g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\gamma = \rho \cdot g$ – питома (об'ємна) сила тяжіння робочої рідини, Н/м³. $F_{зл}$ – площа поршня зі сторони порожнини з тиском лінії зливу, м²; F_n – площа поршня зі сторони порожнини з тиском лінії напору, м².

Машинне регулювання гідропривода за умови турбулентного руху робочої рідини в гідромережі. Якщо регулювання машинне, характеристика мережі не змінюється, а зміна робочого об'єму насоса призводить до зміни його подачі ($Q_n = q_n n$) (лінія 3-4, рис. 16.24) переміщується паралельно ліворуч. Точки B' і B'' є робочими точками сумісної роботи для машинного регулювання насосом.

Величину паралельного переміщення характеристики насоса, якщо керують насосом вручну, можна визначити виходячи із значення потрібної подачі або швидкості руху вихідної ланки гідропривода.

У гідроприводах більшості сучасних мобільних машин процес об'ємного регулювання автоматизований і здійснюється у залежності від необхідної швидкості руху вихідної ланки гідропривода або інших параметрів, які можуть бути заданими наперед або невідомими завчасно.

Побудова навантажувальної характеристики гідропривода. Характеристика навантаження об'ємного гідропривода – це залежність швидкості вихідної ланки гідропривода від прикладеного до неї навантаження. Характеристика навантаження гідропривода поступального руху – це залежність швидкості переміщення робочого органа $v_{p.o}$ від навантаження R : $v_{p.o} = f(R)$. Для гідропривода обертального руху – залежність числа обертів n від моменту опору на робочому органі $n = f(M)$ – рис. 16.25, б.

Вид характеристики навантаження і її жорсткість залежать від способу регулювання гідропривода.

Усі попередні розрахунки дійсні при умові постійного навантаження на штоці. При зміні навантаження швидкість робочого органа може істотно змінюватися.

На рис. 16.25 крива 1-5 є характеристикою мережі, що побудована для дроселя, який максимально відкритий і заданого навантаження на робочому органі. Якщо навантаження змінилося, то змінюється тільки величина $p_{cm} = R_{заз}/F_p$, а гідравлічні втрати залишаються незмінними. Значить, якщо $R = 0$, характеристика мережі проходить через нуль, а максимальному навантаженню відповідає точка 2. Таким чином, визначивши p_{cm} для різних навантажень, переносимо паралельно характеристики мережі, точки їх перетину з характеристикою насоса і запобіжного клапана покажуть витрати

в гідросистемі.

За формулами (16.32), (16.42) визначаємо швидкість або число обертів робочого органа.

За парними значеннями R і v_{po} або M і n будують навантажувальну характеристику. За максимального навантаження – точка 2 (див. рис. 16.25) подача насоса рівна нулю, тому і швидкість робочого органа рівна нулю.

Визначення часу t здійснення робочої операції, с

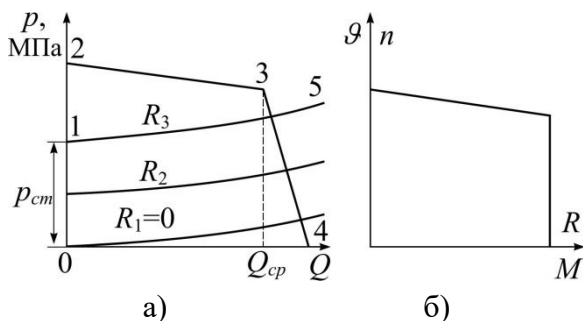


Рис. 16.25. Характеристики навантаження гідропривода

$$t = F_p \cdot S / Q_c, \quad (16.98)$$

де F_p – торцева площа поршня зі сторони дії більшого тиску, m^2 ; S – хід поршня, м; Q_c – витрата, що надходить у гідродвигун робочого органа, m^3/s .

16.14. Методика розрахунку гідросистеми рульового управління мобільних машин

Визначення моменту повороту проводиться для гідросистем рульового управління, якщо машина повертається на місці на важких розпушених ґрунтах. Номінальний момент повороту для колісних машин з керованими колесами або шарнірно-зчленованих машин типу «одновісний тягач з напівпричепом» для максимального кута повороту від 25° і більше визначається за виразом

$$M_n = 0,25 \cdot \theta \cdot G, \quad (16.99)$$

де M_n – номінальний момент повороту, $kH \cdot m$; θ – максимальний кут повороту від положення для прямолінійного руху, рад.; G – навантаження на міст з керованими колесами або на міст одновісного тягача, kH .

Для шарнірно-зчленованих машин з максимальним кутом складання від положення для прямолінійного руху в межах $20-50^\circ$ і з положенням з'єднуючого шарніра, що характеризується відношенням $l/L = 0,25 \dots 0,5$ можна використовувати наступну залежність

$$M_n = 0,5 \cdot \theta (G_1 + l/L + G_2), \quad (16.100)$$

де G_1 , G_2 – навантаження на міст меншої і більшої секцій, kH ; l – довжина меншої секції (відстань від шарніра до найближчого моста), м; L – колісна база машини, м.

На підставі аналізу кінематики рульового привода і отриманих значень моменту повороту керованих коліс або секцій шарнірно-зчленованих машин, що складаються, виконується розрахунок зусиль на шток виконавчого гідроциліндра.

Типовою схемою об'ємного гідрульового управління є схема,

представлена на рис. 16.26.

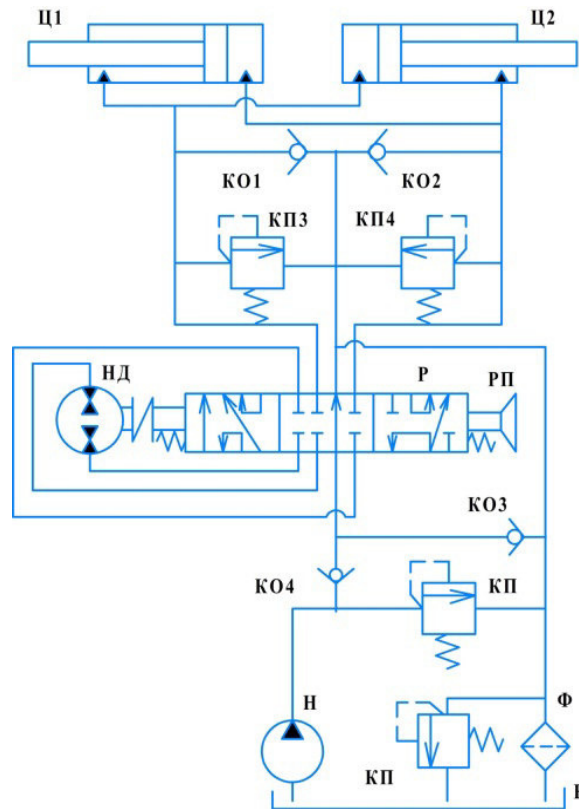


Рис. 16.26. Схема гідравлічна принципова рульового управління

Основні елементи об'ємного гідрорульового управління: виконавчі циліндри Ц1, Ц2; живильний насос Н; насос-дозатор НД; розподільник Р; запобіжні клапани КЗ1, КЗ2; протиударні клапани КП3, КП4; зворотні клапани КЗв1, КЗв2, КЗв3, КЗв4; фільтр Ф.

Вказана схема працює таким чином. У нейтральному положенні золотника розподільника Р потік робочої рідини поступає від живильного насоса Н в розподільник Р, проходить через нього і по зливній гідролінії виходить у гідробак Б через фільтр Ф. У робочому положенні, якщо рульове колесо РК обертається, потік робочої рідини від насоса Н поступає через розподільник Р, насос-дозатор НД, знову розподільник Р у відповідні порожнини циліндрів Ц1 і Ц2.

Площі штокової і поршневої порожнин гідроциліндрів визначаються за виразом

$$F = R/p, \quad (16.101)$$

де F – сумарна площа поршневої і штокової порожнин гідроциліндрів, m^2 ; R – зусилля на штоках виконавчих циліндрів, Н; p – тиск у гідроприводі рульового управління, Па.

Аналізуючи кінематику керованих коліс або шарнірно-зчленованої рами, конструктивно вибираємо необхідний хід поршнів S .

Приймаючи відношення площі поршня до площі штока $\psi = 1,25$ або $\psi = 1,5$, визначаємо мінімальний діаметр поршня за виразом

$$D = \{4F/[\pi(2-1/\psi)]\}^{1/2}. \quad (16.102)$$

Підбір виконавчих гідроциліндрів здійснюється аналогічно за методикою, викладеною раніше.

На підставі вибраних діаметрів і необхідного ходу поршня визначається об'єм робочої рідини V , необхідний для переміщення поршнів виконавчих гідроциліндрів з одного крайнього положення в інше.

Виходячи з умови необхідності повороту керованих коліс, для частин шарнірної рами з одного крайнього положення в інше за 5 обертів командного органа визначається робочий об'єм насоса-дозатора

$$q_{нд} = V/5. \quad (16.103)$$

Для об'ємного гідрорувльового управління рекомендується вибирати насоси-дозатори з робочим об'ємом $80 \cdot 10^{-6}$, $125 \cdot 10^{-6}$, $160 \cdot 10^{-6}$, $240 \cdot 10^{-6}$, $320 \cdot 10^{-6}$, м³/об [12].

Швидкість переміщення штоків виконавчих гідроциліндрів визначається за виразом

$$\mathcal{G} = Q_{нд}/F, \quad (16.104)$$

$$Q_{нд} = q_{нд} \cdot n_{нд}, \quad (16.105)$$

де $Q_{нд}$ – подача від насоса-дозатора до виконавчих гідроциліндрів визначається добутком робочого об'єму насоса-дозатора $q_{нд}$ і частоти обертання його ротора – $n_{нд}$.

Для розрахунків об'ємного гідрорувльового управління частоту обертання командного органа, а значить і насоса-дозатора $n_{нд}$, приймають рівною $1,5 \text{ с}^{-1}$, що відповідає максимальному значенню.

Корисна потужність об'ємного гідрорувльового управління, визначається потужністю гідроциліндрів $N_{ц}$, (одного або двох), необхідною для реалізації вихідних параметрів, зусилля і швидкості

$$N_{ц} = R \cdot \mathcal{G}, \quad (16.106)$$

де $N_{ц}$ – потужність гідроциліндрів, кВт; R – зусилля, що діє на штоки гідроциліндрів, кН; \mathcal{G} – швидкість переміщення штоків, м/с.

Корисна потужність гідронасоса $N_{н}$ визначається виходячи з потрібної потужності гідроциліндрів з урахуванням втрат енергії при її передачі від насоса до двигуна

$$N_{н} = k_{3y} \cdot k_{3c} \cdot N_{ц}, \quad (16.107)$$

де k_{3y} – коефіцієнт запасу за зусиллям, що враховує втрати тиску по довжині і місцеві; k_{3c} – коефіцієнт запасу за швидкістю, що враховує витоки рідини і зменшення подачі насоса внаслідок перевантаження двигуна машини. Значення коефіцієнтів k_{3y} і k_{3c} приймаються згідно довідкової літератури.

Для вибору гідронасоса необхідно знати номінальний тиск і робочий об'єм насоса. Тиск p у об'ємному гідроприводі рульового управління вибирається виходячи з умов роботи машини.

Робочий об'єм насоса q_n визначають за виразом

$$q_n = N_n / (p \cdot n_n), \quad (16.108)$$

де q_n – робочий об'єм живильного насоса, м³/об; N_n – корисна потужність гідронасоса, кВт; p – прийнятий тиск у гідросистемі рульового управління, кПа; n_n – частота обертання насоса, с⁻¹.

У розрахунках об'ємного гідрорульового управління частота обертання вала насоса його привода повинна складати 60% від частоти обертання двигуна (якщо насос встановлений на двигуні без редуктора).

З урахуванням отриманих значень тиску p і робочого об'єму q_n вибирається насос. Для об'ємного гідрорульового управління дорожно-будівельних машин у якості живильного насоса рекомендується застосовувати шестеренні насоси.

За технічною характеристикою вибраного насоса визначається дійсна мінімальна подача насоса $Q_{d.min}$ за формулою

$$Q_{d.min} = q_n \cdot n_{n.min} \cdot \eta_{n.ob}, \quad (16.109)$$

де $Q_{d.min}$ – дійсна мінімальна подача насоса, м³/с; q_n – робочий об'єм вибраного насоса, м³/об; $n_{n.min}$ – мінімальна частота обертання насоса, с⁻¹; $\eta_{n.ob}$ – об'ємний ККД насоса.

За умовою $Q_{d.min} < Q_d$ робиться перевірка забезпечення витрати робочої рідини насоса-дозатора. Якщо вказана умова виконується, то необхідно збільшити робочий об'єм живильного насоса.

Дійсна подача живильного насоса, якщо частота обертання номінальна, визначається за виразом

$$Q_d = q_n \cdot n_n \cdot \eta_{n.ob}. \quad (16.110)$$

Інші розрахунки та підбір необхідної гідроапаратури виконується аналогічно методиці, яка представлена в розділі 3.

17. МЕТОДИКА ФУНКЦІОНАЛЬНОГО АНАЛІЗУ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДА

Інженерні методи функціонального аналізу гідропривода ґрунтуються на поелементному розгляді проєктованої системи і в основному дотримуються наступного порядку.

1. Виділення дисипативних елементів, на кожному з яких визначаються втрати фазової змінної потенціалу (тиску).

2. Визначення сумарних втрат, які порівнюються з енергією, підведеною до гідропривода, і відповідно в результаті визначення ККД усієї системи.

У представлений методиці розглядається математична модель у якій гідропривод є єдиною складною нелінійною системою, що знаходиться у взаємодії з зовнішнім середовищем. При складанні графічної моделі принципова схема може спрощуватись, щоб математична модель була не дуже громіздкою і легкою у розумінні, за умови збереження основних фізичних властивостей і характеристик. Нижче представлена математична модель системи (рис. 17.1), в якій гідромотор і гідроциліндри працюють не одночасно.

17.1. Приклад побудови графічної моделі

На підставі початкової принципової схеми гідропривода (див. рис. 17.1) будується графічна модель. У цій моделі позначені номери гідроліній (ділянок), але не враховані розподільник, клапани і фільтр (рис. 17.2). Кількість ділянок на початковій принциповій схемі (див. рис. 17.1) і на графічній моделі (див. рис. 17.2) однакова для забезпечення можливості аналізу режимів руху робочої рідини на всмоктувальній і зливній гідролініях насоса. Для кожної ділянки відомі витрата, місцевий опір і інші дані. На рис. 17.2 показані графічні моделі для: *a* – холостого ходу; *b* – якщо працює гідромотор; *в* – якщо працює гідроциліндр.

Для моделювання роботи гідропривода приймаються наступні допущення:

1) шток гідроциліндра повертається в початкове положення під дією сили навантаження миттєво.

2) витоки в гідроапаратах, а також дренажних лініях насосів і гідромоторів приймаються рівними нулю;

3) не враховуються сили інерції, що діють на механічні частини, а також на робочу рідину;

4) властивості робочої рідини в процесі виконання операції технологічного процесу залишаються незмінними;

5) стисливість робочої рідини не враховується.

Графічна модель, представлена на рис. 17.2, *a*, містить три ділянки, а графічні моделі, представлені на рис. 17.2, *b* і 17.2, *в*, мають 5 ділянок.

17.2. Методика побудови математичної моделі

Математична модель розробляється на основі графічної моделі. В якості фазових координат приймаються тиски і витрати. Математична модель включає: 1) рівняння насоса; 2) рівняння гідродвигунів; 3) рівняння балансу тисків на ділянках; 4) рівняння балансу миттєвих об'ємних витрат.

Насос у моделі представляють як джерело потоку або джерело потенціалу. У такому разі рівняння насоса – це рівняння подачі Q_n , м³/с

$$Q_n = q_n \cdot n_n \cdot \eta_{он}, \quad (17.1)$$

де q_n – робочий об'єм насоса, м³/об; n_n – частота обертання вала насоса, с⁻¹; $\eta_{он}$ – об'ємний ККД насоса.

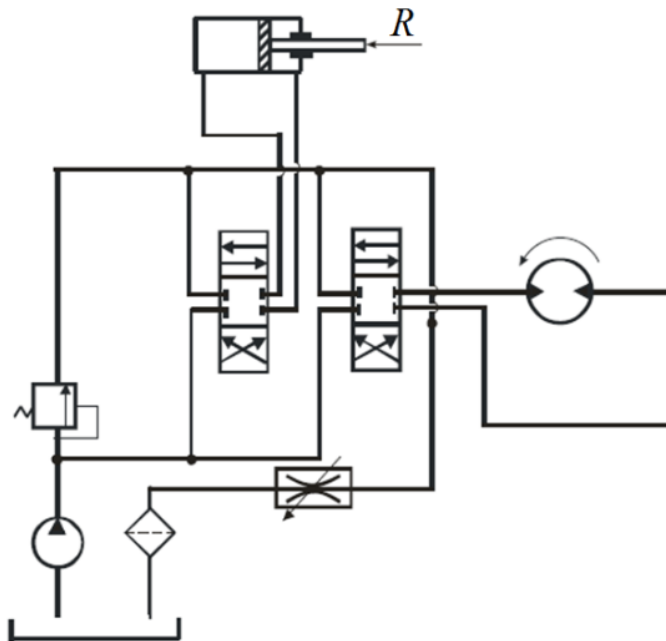


Рис. 17.1. Гідравлічна схема гідропривода

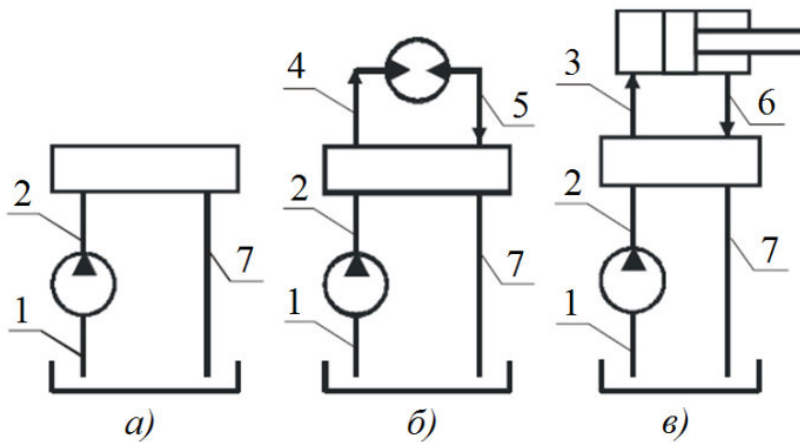


Рис. 17.2. Графічні схеми гідропривода

Рівняння гідродвигунів отримують на підставі рівнянь рівноваги (рівняння сил або моментів). Таке рівняння для гідроциліндра з одностороннім штоком при його роботі на виштовхування штока має наступний вигляд

$$p_n = R / (F_n \cdot \eta_{ц.мех}) + p_{зл} / \psi, \quad (17.2)$$

де p_n – тиск в поршневій порожнині гідроциліндра, Па; R – навантаження на вихідній ланці гідроциліндра (штоці), Н; $p_{зл}$ – тиск (зливний) на виході гідроциліндра, Па; F_n – торцева площа поршня в робочій (безштоковій) порожнині гідроциліндра, м²; $\eta_{ц.мех}$ – механічний ККД гідроциліндра; ψ – коефіцієнт мультиплікації, чисельно рівний відношенню торцевих площ поршневої і штокової порожнин гідроциліндра, $\psi = D^2 / (D^2 - d_{шт}^2)$; D і $d_{шт}$ – відповідно діаметри гідроциліндра (внутрішній) і штока, м.

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, робочий хід якого здійснюється при подачі робочої рідини у його безштокову порожнину $F_n = \pi \cdot D^2 / 4$.

Рівняння гідромотора – це рівняння, записане відносно тиску:

$$p_{м.вх} = p_{м.вих} + 2\pi \cdot M_m / (g_m \cdot \eta_{гм}), \quad (17.3)$$

де $p_{м.вх}$, $p_{м.вих}$ – тиски, відповідно на вході і виході гідромотора, Па; M_m – момент, що створюється на валу гідромотора, Нм, $M_m = M_0$ (M_0 – момент опору на валу гідромотора, що дорівнює максимальному моменту навантаження на робочому органі, приведену до вала двигуна); g_m – робочий об'єм гідромотора (питома витрата), м³/об; $\eta_{гм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора.

Рівняння балансу тиску для ділянки гідромережі має наступний вигляд:

$$p_{вх} = p_{вих} + p_{дов} + p_m + p_{га}, \quad (17.4)$$

де $p_{вх}$ – тиск на вході (на початку) ділянки; $p_{вих}$ – тиск на виході (в кінці) ділянки; $p_{дов}$ – втрати тиску на тертя по довжині ділянки; p_m – втрати тиску в

місцевих гідравлічних опорах; p_{2a} – втрати тиску в гідроапаратах.

Втрати тиску на тертя по довжині ділянки $p_{\text{дов}}$ визначаються за наступною формулою:

$$p_{\text{дов}} = 44,56 \cdot \nu \cdot l \cdot \rho / d^4 \cdot Q + 0,81 \cdot k_{\xi} \cdot l \cdot \rho / d^5 \cdot Q^2, \quad (17.5)$$

де ν – кінематична в'язкість робочої рідини, $\text{м}^2/\text{с}$; l – довжина ділянки, м ; ρ – густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$; d – діаметр трубопроводу на ділянці, м ; k_{ξ} – коефіцієнт шорсткості.

У загальному випадку рівняння балансу миттєвих об'ємних витрат має наступний вигляд:

$$\sum_{i=1}^n Q_{ni} = \sum_{j=1}^k Q_{oj}, \quad (17.6)$$

де Q_{ni} – витрата рідини в i -тому трубопроводі в напрямі до вузла; i – кількість трубопроводів, по яких рідина підходить до вузла; Q_{oj} – витрата рідини в j -тому трубопроводі в напрямі від вузла; j – кількість трубопроводів, по яких рідина рухається в напрямі від вузла.

Дана математична модель відображає роботу гідропривода в режимі роботи гідроциліндра або гідромотора окремо. Вихідним параметром математичної моделі є загальний ККД гідропривода, на підставі якого ми можемо визначити доцільність використання тих або інших пристроїв.

Математична модель, що відповідає графічній моделі, представленій на рис. 17.2, а (холостий хід), має наступний вигляд:

$$p_{\text{вих.1}} = a_{11} \cdot Q_n + a_{12} \cdot Q_n^2, \quad (17.7)$$

де $p_{\text{вих.1}}$ – тиск на виході ділянки 1; a_{11} , a_{12} – коефіцієнти рівняння, в них перший індекс – номер гідролінії, другий індекс – номер коефіцієнта в рівнянні

$$p_{\text{вих.2}} = p_{\text{вих.2}} + a_{21} \cdot Q_n + a_{22} \cdot Q_n^2; \quad (17.8)$$

$$p_{\text{вих.2}} = p_{\text{вих.7}}; \quad (17.9)$$

$$p_{\text{вих.7}} = a_{71} \cdot Q_n + a_{72} \cdot Q_n^2; \quad (17.10)$$

$$Q_n = \eta_{o.n} \cdot g_n \cdot n_n; \quad (17.11)$$

$$N_n = (p_{\text{вих.2}} + p_{\text{вих.1}}) Q_n / \eta_n. \quad (17.12)$$

Математична модель, що відповідає графічній моделі при роботі гідромотора, представленій на рис. 17.2, б, має наступний вигляд:

$$p_{\text{вих.1}} = a_{11} \cdot Q_n + a_{12} \cdot Q_n^2; \quad (17.13)$$

$$p_{\text{вих.2}} = p_{\text{вих.2}} + a_{21} \cdot Q_n + a_{22} \cdot Q_n^2; \quad (17.14)$$

$$p_{\text{вих.2}} = p_{\text{вих.4}}; \quad (17.15)$$

$$p_{\text{вих.4}} = p_{\text{вих.4}} + a_{41} \cdot Q_n + a_{42} \cdot Q_n^2; \quad (17.15)$$

$$p_{\text{вих.4}} = p_{\text{вих.5}} + 2 \cdot \pi \cdot M_m / (g_m \cdot \eta_{2m}); \quad (17.16)$$

$$P_{ex.5} = P_{вих.5} + a_{51} \cdot Q_H + a_{52} \cdot Q_H^2; \quad (17.17)$$

$$P_{вих.5} = P_{ex.7}; \quad (17.18)$$

$$P_{ex.7} = a_{71} \cdot Q_H + a_{72} \cdot Q_H^2; \quad (17.19)$$

$$Q_H = \eta_{o.H} \cdot g_H \cdot n_H; \quad (17.20)$$

$$N_H = (p_{ex.2} + p_{вих.1}) \cdot Q_H / \eta_H; \quad (17.21)$$

$$N_M = M_M \cdot \omega_M; \quad (17.22)$$

$$\eta_{zn} = N_M / N_H. \quad (17.23)$$

Математична модель, що відповідає графічній моделі при роботі на виштовхування штока гідроциліндра на рис. 17.2, в має наступний вигляд:

$$P_{вих.1} = a_{11} \cdot Q_H + a_{12} \cdot Q_H^2; \quad (17.24)$$

$$P_{ex.2} = P_{вих.2} + a_{21} \cdot Q_H + a_{22} \cdot Q_H^2; \quad (17.25)$$

$$P_{вих.2} = P_{ex.3}; \quad (17.26)$$

$$P_{ex.3} = P_{вих.3} + a_{31} \cdot Q_H + a_{32} \cdot Q_H^2; \quad (17.27)$$

$$P_{вих.3} = R / (\eta_{mц} \cdot S_n) + p_{ex.6} / \psi; \quad (17.28)$$

$$P_{ex.6} = P_{вих.6} + a_{61} (Q_H / \psi) + a_{62} (Q_H / \psi)^2; \quad (17.29)$$

$$P_{вих.6} = P_{ex.7}; \quad (17.30)$$

$$P_{ex.7} = a_{71} (Q_H / \psi) + a_{72} (Q_H / \psi)^2; \quad (17.31)$$

$$N_n = R \cdot v_n; \quad (17.32)$$

$$Q_H = \eta_{o.H} \cdot g_H \cdot n_H; \quad (17.33)$$

$$N_H = (p_{ex.2} + p_{вих.1}) Q_H / \eta_H; \quad (17.34)$$

$$\eta_{zn} = N_n / N_H. \quad (17.35)$$

У наведених рівняннях: Q_H , Q_M – подача і витрата насоса, м³/с; N_H , N_M – потужності насоса і гідромотора, Вт; η_H , η_M – ККД насоса і гідромотора; g_H , g_M – робочі об'єми (питомі подача і витрата), м³/об; M_M – крутний момент на валу гідромотора, Нм; η_{zn} – ККД гідропривода; ω_M – кутова швидкість обертання гідромотора, с⁻¹; n_H , n_M – частота обертання валів насоса і гідромотора, с⁻¹.

Значення коефіцієнтів, що входять у системи рівнянь, розраховуються за наступними формулами:

$$a_{i1} = 44,56 \cdot v \cdot l_i \cdot \rho / d_i^4; \quad a_{i2} = 0,81 \cdot \rho / d_i^4 (k_{\xi_i} \cdot l_i / d_i + \xi_i), \quad (17.36)$$

де $i = 1, 2, 3$ – номери гідроліній. У процесі функціонального аналізу в якості одного з керованих параметрів приймається температура робочої рідини t . Параметр математичної моделі, залежний від температури, – це кінематична в'язкість ν . Значення кінематичної в'язкості залежно від температури t° С, розраховуються за наступною формулою:

$$v = v_{50} (50/t)^n, \quad (17.37)$$

де v_{50} – кінематична в'язкість робочої рідини для $t = 50^\circ \text{C}$, $\text{м}^2/\text{с}$; n – показник степені, залежний від чисельного значення v_{50} . Значення n визначаються за наступною формулою:

$$n = \lg v_{50} + 2,7. \quad (17.38)$$

Цю формулу можна застосовувати у діапазоні температур $30\text{--}150^\circ \text{C}$, (значення v_{50} треба підставляти у стоксах, $\text{см}^2/\text{с}$).

17.3. Методика аналізу ефективності гідропривода

Функціональний аналіз, перш за все, призначений для оптимізації параметрів системи. Для цього необхідно задатися відповідними вхідними і вихідними параметрами. Вхідні параметри в гідроприводі – це довжина ліній трубопроводу, коефіцієнти місцевого опору, внутрішні діаметри труб, а також температура робочої рідини. Вихідний параметр, за яким можна визначити ефективність роботи системи, – це ККД гідропривода. Використовуючи сучасне програмне забезпечення Mathcad, на основі моделі роботи гідропривода, можна провести розрахунки ККД гідропривода для різних вхідних параметрів: залежність ККД гідросистеми від температури робочої рідини; залежність ККД гідропривода від діаметра напірної лінії; залежність ККД гідропривода від значення коефіцієнта місцевого опору напірної лінії; залежність ККД гідропривода від довжини напірної гідролінії. Також можна отримати залежність впливу втрат тиску у напірному трубопроводі на ККД гідропривода.

18. МЕТОДИКА ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ

Якщо проектується гідропривод, особливо працюючий із змінними навантаженнями і в режимі «пуск-зупинка», виникає необхідність аналізу динаміки гідравлічних механізмів, тобто їх здатності забезпечити виконання заданих рухів при несталих процесах у гідросистемі. При проведенні динамічних розрахунків гідропривода (математичне моделювання) вирішуються досить складні і трудомісткі задачі. Розв'язок їх зазвичай проводять чисельними методами з використанням ЕОМ. Не менш складним є постановка завдання на математичне моделювання, тобто переклад фізичних процесів, що відбуваються в гідроприводі, в математичні залежності. В даному підрозділі викладена методика, що дозволяє провести математичне моделювання роботи гідропривода.

Якщо проводиться динамічний розрахунок, насамперед необхідно отримати рівняння його складових частин. Розглянемо отримання цих залежностей для найбільш важливих елементів гідропривода.

Першою складовою частиною є трубопровід. Нехай рідина густиною ρ рухається по горизонтальному трубопроводу довжиною l із постійною площею поперечного перерізу F_{mp} . Будемо вважати, що у такому трубопроводі є втрати тиску (місцеві і втрати на тертя), сумарну величину яких позначимо Δp_{Σ} . Величина Δp_{Σ} визначається за залежністю:

$$\Delta p_{\Sigma} = K_{\Sigma 1} \cdot Q + K_{\Sigma 1} \cdot Q^2. \quad (18.1)$$

З урахуванням прийнятих позначень рівняння Бернуллі для початкового 1-1 і кінцевого 2-2 перерізів трубопроводу при несталій течії рідини прийме наступний вигляд:

$$p_1/(\rho \cdot g) = p_2/(\rho \cdot g) + \Delta p_{\Sigma}/(\rho \cdot g) + d\vartheta/dt \cdot l/g.$$

Останній доданок у рівнянні прийнято називати інерційним напором. Для більш зручного вигляду кожний доданок рівняння помножимо на площу поперечного перерізу трубопроводу F_{mp} , прискорення вільного падіння g і поділимо на довжину l . Потім перепишемо рівняння таким чином, щоб усі доданки з тисками були записані праворуч, а доданок зі швидкістю – ліворуч:

$$d(\vartheta \cdot F_{mp})/dt = F_{mp}/(\rho \cdot l)p_1 - F_{mp}/(\rho \cdot l)p_2 - F_{mp}/(\rho \cdot l)\Delta p_{\Sigma}.$$

Враховуючи, що $Q = v \cdot F_{mp}$ і позначив $k = F_{mp}/(\rho \cdot g)$, одержимо диференціальне рівняння руху робочої рідини у трубопроводі

$$dQ/dt = k \cdot p_1 - k \cdot p_2 - k \cdot \Delta p_{\Sigma}, \quad (18.2)$$

коефіцієнт k враховує інерцію рідини у трубопроводі.

Далі представлені математичні залежності для моделювання роботи гідроциліндра. Якщо рідина подається у безштокову порожнину, то поршень масою m рухається, наприклад, праворуч, долаючи силу R опору на штоку t . Причому, в загальному випадку, ця сила змінна по ходу поршня, тобто $R = R(x)$. Тиск p_1 у лівій порожнині гідроциліндра діє на площу поршня F_{n1} ,

тиск p_2 у правій порожнині – на кільцеву площу F_{n2} . Нехтуючи втратами на тертя поршня, запишемо рівняння рівноваги поршня для несталого руху:

$$p_1 \cdot F_{n1} - p_2 \cdot F_{n2} = R(x) + m \cdot d\vartheta_n/dt.$$

Розділивши кожен доданок у рівнянні на масу поршня m , після перетворення одержимо диференціальне рівняння поршня гідроциліндра:

$$d\vartheta_n/dt = F_{n1}/m \cdot p_1 - F_{n2}/m \cdot p_2 - 1/m \cdot R(x). \quad (18.3)$$

Зв'язок між ходом поршня і швидкістю його переміщення визначається рівнянням:

$$dx/dt = \vartheta_n. \quad (18.4)$$

У більшості гідроприводів джерелом гідравлічного живлення є насос (або насосна установка). Для опису роботи насосних установок можна використовувати звичайні алгебраїчні рівняння, описавши з їх допомогою графічні залежності, показані на рис. 18.1. Для цього доцільно використовувати лінійні рівняння наступного виду:

$$p = B - k_n \cdot Q. \quad (18.5)$$

Розглянемо характеристику об'ємного нерегульованого насоса з переливним клапаном.

Переливний клапан, на відміну від запобіжного, постійно бере участь у роботі насосної установки, забезпечуючи необхідну величину тиску живлення гідросистеми. Під характеристикою насосної установки в цьому випадку розуміється залежність, що визначає спільну роботу насоса і переливного клапана. Цю характеристику можна отримати в результаті графічного віднімання характеристики клапана з характеристики насоса у відповідності із рівнянням:

$$Q_{ну} = Q_n - Q_{кл}. \quad (18.6)$$

Результуючу характеристику $p_{ну} = f(Q_{ну})$ можна побудувати на основі наступної методики.

1. На графіку в координатах Q і p будують характеристику об'ємного насоса (лінія 1 на рис. 18.1).

2. На цьому ж графіку будують характеристику клапана (лінія 2 на рис. 18.1), для чого визначають координати точки F [$Q = 0$ і $p = p_{кл} = (1, 2 \dots 1, 3) p_{н.р}$] і точки A_1 , яка, в свою чергу визначається як точка перетину горизонтальної проєкції точки K на характеристику насоса (лінія 2, рис. 18.1); при цьому координати точки K визначається за залежністю $p_k = p_{кл} + \Delta p_{кл}$; $\Delta p_{кл}$ – перепад тиску на переливному клапані приймається за технічною характеристикою клапана. У більшості випадків

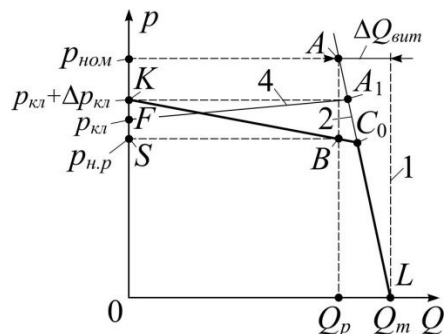


Рис. 18.1. Побудова характеристик насосних установок з переливним клапаном

характеристика переливного клапана достатньо точно описується лінійним рівнянням:

$$p_{кл} = (1,2\dots 1,3)p_{н.р} + K_k \cdot Q_{кл}, \quad (18.7)$$

де $p_{кл} = (1,2\dots 1,3) p_{н.р}$ – тиск налаштування переливного клапана; $p_{н.р}$ – тиск насоса розрахунковий; K_k – коефіцієнт, що враховує жорсткість пружини клапана.

4. Після побудови характеристик насоса (лінія 2) і клапана (лінія 10) – рис. 18.1 проводять їх графічне віднімання у відповідності з формулою (18.6). Для цього точка S переноситься в положення B , а точка A_1 – в положення K (рис. 18.1). Потім точки K і B з'єднуються прямою лінією. У результаті отримують характеристику насосної установки – ламана лінія KC_0L на рис. 18.1.

Величини B і k_n необхідно знаходити окремо для ліній KC_0 і C_0L (положення точок L , C_0 і K).

Крім насоса, в якості джерела гідравлічної енергії використовується гідроаккумулятор. Покажемо рівняння для пневматичного гідроаккумулятора як найбільш поширеного. Враховуючи, що швидкості руху рухомих частин гідроаккумулятора (і рідини в ньому) істотно менші швидкостей руху рідини в трубопроводах, інерцією цих мас знехтуємо. Таку математичну модель прийнято називати безінерційним гідроаккумулятором. Початковими умовами для пневматичного гідроаккумулятора є параметри при максимальному об'ємі газової порожнини W_k і тиску зарядки $p_{зар}$. У процесі роботи гідроаккумулятора параметри W і p змінюються у відповідності із законом $pW_k^n = const$. Виходить, що об'єм рідини в робочій камері гідроаккумулятора $W_p = W_{кор} - W$, де $W_{кор}$ – корисний об'єм пневматичного гідроаккумулятора в процесі розрядки, тобто при зміні в ньому тиску від максимального p_{max} до мінімального p_{min} ; W – об'єм газу гідропневмоаккумулятора, що відповідає тиску $p_{зар}$.

Виразимо з формули $p_{зар} \cdot W_k^n = p \cdot W^n$ поточне значення об'єму W_k і підставимо його у вираз для W_p

$$W_p = W_{кор} - W_k \cdot \sqrt[n]{p_{зар}} \cdot 1/p^{1/n},$$

Продиференціювавши це рівняння за часом, отримуємо величину витрати робочої рідини з акумулятора при падінні тиску

$$Q = d \cdot W_p / dt = W_k \cdot \sqrt[n]{p_{зар}} / n \cdot 1/p^{1+1/n} \cdot dp/dt.$$

Позначивши константи

$$1/A = W_k \cdot \sqrt[n]{p_{зар}} / n \quad \text{і} \quad \alpha = 1 + 1/n,$$

одержимо диференціальне рівняння пневматичного гідроаккумулятора:

$$dp/dt = A \cdot p^\alpha \cdot Q. \quad (18.8)$$

Таким чином, можна виділити чотири типи рівнянь для опису роботи різних елементів гідропривода. У рівняннях першого типу змінним

параметром, що стоїть під знаком диференціалу, є витрата рідини або величина пропорційна йому – швидкість. Це рівняння гідроліній (руху робочої рідини у трубопроводі) (18.2) і гідроциліндрів (18.3). До рівнянь другого типу відносять залежності, в яких змінним є хід виконавчого пристрою, що стоїть під знаком диференціала. Таким рівнянням є формула для швидкості вихідної ланки гідроциліндра (18.4). Рівняння третього типу мають в якості невідомого параметра, що стоїть під знаком диференціала, тиск в точці (вузлі) гідропривода. Таким рівнянням є залежність (18.8), записана для пневматичного гідроаккумулятора. Тиск в окремих вузлах може також визначатися алгебраїчними (недиференціальними) рівняннями. Наприклад, залежність (18.5), записана для насоса. Такі рівняння відносять до рівнянь четвертого типу.

Маючи математичні залежності для моделювання роботи окремих елементів гідропривода (18.2–18.7), необхідно їх об'єднати в систему рівнянь. Це є постановкою задачі для динамічного розрахунку гідропривода, тобто для математичного моделювання його роботи у несталих режимах.

Покажемо цю задачу на конкретному прикладі. Нехай джерелами гідравлічного живлення в приводі (рис. 18.2, *a*) є насосна установка *a* і пневматичний гідроаккумулятор *б*. Від них потоки робочої рідини рухаються по трубопроводах 1 і 2, з'єднуються в гідророзподільнику *c* (див. рис. 18.2, *a*) і далі загальний потік надходить у гідроциліндр 3, на шток якого діє змінне по ходу навантаження $R(x)$. Втратами трубопроводів від розподільника до гідроциліндра 3 нехтуємо. З штокової порожнини гідроциліндра 3 рідина рухається по трубопроводу 4 і в точці *e* розгалужується на два потоки. Один з них надходить в бак через фільтр і трубопровід 5, а другий також в бак – через дросель і трубопровід 6. У загальному випадку будемо вважати, що в трубопроводах 1, 2, 5 і 6 є як втрати на тертя по довжині, так і втрати в місцевих опорах. Наведену схему доцільно спростити (рис. 18.2, *б*). При спрощенні виділяють «проточні» елементи (гідролінії і гідроциліндр): 1, 2, 3, 4, 5 і 6, а також «вузлові» точки, тобто точки початку і закінчення проточних елементів: *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g*. Стрілками на схемі (див. рис. 18.2, *б*) показані позитивні напрямки витрат. Причому витрата рідини, що підводиться до гідроциліндра у вузлі *c* (Q_{3c}), і витрата, що відводиться від нього у вузлі *d* (Q_{3d}), різні. Ця розбіжність спричинена різними величинами площ поршня в безштоковій F_{n1} і штоковій F_{n2} порожнинах гідроциліндра. Витрати Q_{3c} і Q_{3d} пов'язані зі швидкістю руху поршня v_n наступним чином:

$$Q_{3c} = \mathcal{G}_n \cdot F_{n1} \text{ і } Q_{3d} = \mathcal{G}_n \cdot F_{n2}. \quad (18.9)$$

Для об'єднання математичних рівнянь окремих елементів у загальну систему записуємо баланси витрат для внутрішніх вузлів *c*, *d* і *e*:

$$\begin{aligned} \text{- вузол } c & \quad Q_1 + Q_2 = Q_{3c}; \\ \text{- вузол } d & \quad Q_{3d} = Q_4; \\ \text{- вузол } e & \quad Q_4 = Q_5 + Q_6. \end{aligned} \quad (18.10)$$

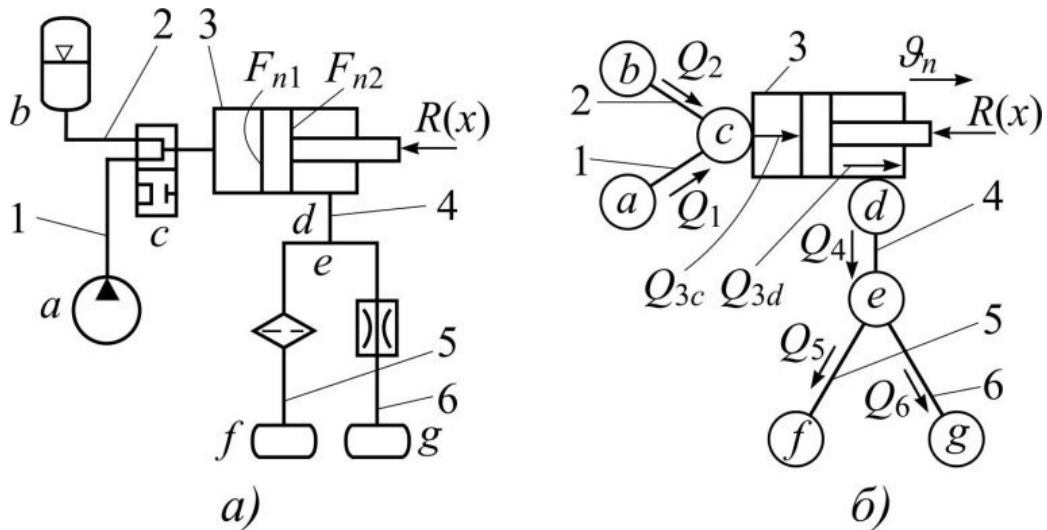


Рис. 18.2. Схема гідропривода для динамічного розрахунку

Підставивши (18.9) у (18.10), продиференціювавши і провівши алгебраїчні перестановки доданків, отримують систему наступних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 dQ_1/dt + dQ_2/dt - F_{n1} \cdot dv_n/dt &= 0; \\
 F_{n2} \cdot dv_n/dt - dQ_4/dt &= 0; \\
 dQ_4/dt - dQ_5/dt - dQ_6/dt &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{18.11}$$

Потім підставляють у цю систему значення похідних, використовуючи рівняння (18.2) і (18.3). При цьому параметри, що відносяться до відповідних «протічних» елементів записують з індексами 1–6, а параметри вузлових точок – з індексами *a–g*. Тоді отримують:

$$\left. \begin{aligned}
 k_1 \cdot p_a - k_4 \cdot p_c - k_2 \cdot \Delta p_1 + k_2 \cdot p_e - k_2 \cdot p_c - k_2 \cdot \Delta p_2 - \\
 - F_{n1}^2/m \cdot p_c + F_{n1} \cdot F_{n2}/m \cdot p_d + F_{n1}/m \cdot R(x) &= 0; \\
 F_{n1} \cdot F_{n2}/m \cdot p_c - F_{n2}^2/m \cdot p_d - F_{n2}/m \cdot R(x) - \\
 - k_4 \cdot p_d + k_1 \cdot p_e + k_4 \cdot \Delta p_4 &= 0; \\
 k_4 \cdot p_d - k_4 \cdot p_e - k_4 \cdot \Delta p_4 - k_5 \cdot p_e - k_4 \cdot p_f + k_5 \cdot \Delta p_5 - \\
 - k_6 \cdot p_e + k_6 \cdot p_g + k_6 \cdot \Delta p_6 &= 0.
 \end{aligned} \right\}
 \tag{18.12}$$

Перенесемо ліворуч невідомі тиски p_c , p_d і p_e . Якщо у вихідному рівнянні відсутній доданок з якимось з цих тисків, то його додають з нульовим коефіцієнтом.

$$\left. \begin{aligned}
& p_d \cdot (-k_1 - k_2 + F_{n1}^2/m) + p_d \cdot (F_{n1} \cdot F_{n2}/m) + p_e(0) = \\
& = -k_1 \cdot p_a + k_1 \cdot \Delta p_1 - k_2 \cdot p_e + k_2 \cdot \Delta p_2 - F_{n1}/m \cdot R(x); \\
& p_c \cdot (F_{n1} \cdot F_{n2}/m) + p_d \cdot [F_{n2}^2/(m-k)] + p_e(-k_4) = \\
& = F_{n2}/m \cdot R(x) - k_4 \cdot \Delta p_4; \\
& p_c(0) + k_4 \cdot p_d + p_e \cdot (-k_4 - k_5 - k_6) = \\
& = k_4 \cdot \Delta p_4 \cdot p_e - k_5 \cdot p_f - k_5 \cdot \Delta p_5 - k_6 \cdot p_g - k_6 \cdot \Delta p_6.
\end{aligned} \right\} \quad (18.13)$$

Отримана система лінійна відносно тисків у внутрішніх «вузлових» точках (p_c , p_d і p_e). Для її вирішення може бути використаний один з відомих математичних методів, наприклад, метод Рунге-Кутти. Найбільш складним при його реалізації є визначення правих частин системи (18.13) на кожному кроці обчислень. Обчислення правих частин рівнянь може бути здійснено при відомих тисках p_a , p_e , p_f і p_g у «глухих» вузлах a , b , f і g , силі на штоку R і витрат у гідролініях 1, 2, 4, 5 і 6.

Тиск p_a може бути визначено за (18.8) при попередній (або початковій) витраті Q . Тиск p_e доцільно прийняти на першому циклі обчислень рівним початковому, а потім по передньому значенню, визначаючи його на кожному кроці обчислень з використанням залежності (18.14).

Для відомого діапазону робочих тисків $p_{max} \dots p_{min}$ у пневмогідроакумуляторі, політропному закону зміни газового стану відповідають рівняння:

$$p_{зар} \cdot W_{\kappa}^n = p_{max} \cdot W_{z.min}^n = p_{зар} (W_{z.min} + W_{кор})^n, \quad (18.14)$$

де $p_{зар}$ – тиск зарядки пневмогідроакумулятора (тиск газу в середині, коли в ньому відсутня рідина); $W_{z.min}$ – мінімальний об'єм, що займає газ, при максимальному тиску в середині пневматичного гідроакумулятора; $W_{кор}$ – корисний об'єм пневматичного гідроакумулятора в процесі розрядки, тобто при зміні в ньому тиску від максимального p_{max} до мінімального p_{min} ; W_{κ} – конструктивний об'єм гідропневоакумулятора – об'єм його внутрішньої порожнини.

Втрати тиску в гідролініях Δp_1 , Δp_2 , Δp_4 , Δp_5 і Δp_6 можуть бути обчислені за початковим значенням витрат Q_1 , Q_2 , Q_4 , Q_5 і Q_6 , а потім за кожним попереднім значенням. Аналогічним чином слід визначати силу на штоці гідроциліндра R за попереднього значення ходу поршня x . Чисельна реалізація цього рішення може бути виконана з використанням стандартних або спеціально розроблених програм.

АЛФАВІТНО-ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

- Автогрейдери**, 123
- Аналіз**
 - гідросхем, 196, 202, 204
- Баланс потужності**, 15
- Бульдозери**, 106
- Ведучі мости**, 40
- Гідродинамічні**
 - муфти, 53
 - трансформатори, 53
- Гідроклапани**, 184
- Гідророзподільник**, 184
- Гідросистеми**, 106
- Гідроциліндри**, 51
- Динаміка приводів**, 9
- Дорожній коток**, 113
- Двигуни**
 - внутрішнього згоряння, 15, 65
 - електричні, 68
 - асинхронні, 70
 - постійного струму, 72
 - тягові електричні, 86
- Динаміка приводів**, 9
- Екскаватори**
 - каналокапачі, 123
 - одноківшеві, 126
 - багатоківшеві, 125
- Збільшувач крутного моменту**, 33
- Зчеплення**, 32
- Коефіцієнти**
 - гідравлічного опору, 201, 206
 - корисної дії, 192, 217
 - корисної дії загальний, 200
 - корисної дії механічний, 178
- Коробка передач**, 27
- Лісонавантажувачі**, 113
- Мікропроцесорна програма**, 59
- Мотор-колеса**, 55, 87
- Муфти**
 - некеровані, 64
 - фрикційні, 32, 40
- Навантаження динамічні**, 9
- Навантажувачі одноківшеві фронтальні**, 109
- Насоси**, 51, 191
- Підсилювач**, 57
- Передачі**
 - карданні, 43
 - кінцеві, 43
 - планетарні, 35
 - хвильові зубчасті, 32
 - центральні, 41
- Пневмоциліндр**
 - розрахунок, 97
 - мембранний, 99
- Потужність**
 - баланс, 15
- Приводи**
 - вимоги, 5
 - гідравлічні, 18
 - класифікація, 6
 - пневматичні, 20, 93
 - режими роботи, 6
 - характеристики, 7
- Регулятори**
 - дросельні, 205
- Робоча рідина**, 182
- Роздавальні коробки**, 38
- Розрахунок**
 - гідроциліндрів, 173
 - пневмоциліндрів, 97
- Система управління**, 56
- Скрепери**, 115
- Тиск у системі**, 173
- Трансмісія**, 22
 - електрична, 55
 - ступінчаста, 27
 - тракторна, 23
 - об'ємна гідравлічна, 49
- Трубопроводи**, 186
- Ущільнення поршня, штока**, 176
- Фільтр**, 185

ГЛОСАРІЙ ТЕРМІНІВ

Аналіз функціональний – різновид аналізу, що характеризується як метод виявлення функцій об'єкту і вивчення їх впливу на інші об'єкти.

Гідравлічний циліндр – гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки.

Гідроакумулятор – гідроємність, призначена для акумулювання і повернення енергії робочої рідини, що перебуває під тиском.

Гідроапарат – це пристрій, що управляє потоком робочої рідини, тобто змінює або підтримує заданий тиск або витрату рідини, або змінює напрямок потоку, служить для його пуску та зупинки.

Гідробак (бак) – гідроємність, призначена для живлення об'ємного гідропривода робочою рідиною. Розрізняють гідробаки під атмосферним тиском і під надлишковим тиском.

Гідродвигун – гідромашина, призначена для перетворення енергії потоку робочої рідини в енергію руху вихідної (веденої) ланки (штока).

Гідросель (дросель) – гідроапарат, у якому розміри робочого прохідного перетину змінюється від зовнішнього керуючого впливу. Призначений для створення опору потоку робочої рідини.

Гідроклапан (клапан) – гідроапарат, у якому розміри робочого прохідного перетину змінюються від впливу потоку робочої рідини, що проходить через гідроапарат.

Гідроклапани пропорційні (розподільники) – гідроапарат, який на виході реалізує сигнал пропорційний вхідному і який може регулюватись дистанційно-електронними пристроями.

Гідролінія – гідравлічний пристрій, призначений для руху робочої рідини або передачі тиску.

Гідромотор – гідродвигун з обертовим рухом вихідної ланки.

Гідронасос (насос) – гідромашина, що перетворює механічну енергію обертаючого або зворотно-поступального рухів в енергію потоку робочої рідини, необхідну для подолання всіх видів опорів, що виникли в гідросистемі.

Гідропривод (гідросистема) – сукупність гідропристроїв (гідромашин і гідроапаратів), призначених для передачі механічної енергії і перетворення руху за допомогою рідини.

Гідропристрій – будь-який технічний пристрій, що виконує певну самостійну функцію в гідроприводі шляхом взаємодії з робочою рідиною.

Гідророзподільник (розподільник) – гідроапарат, призначений для керування пуском, зупинкою й напрямком потоку робочої рідини у двох або більше гідролініях залежно від зовнішнього керуючого діяння.

Гідросистеми постійної витрати – системи в яких витрати робочої рідини (подачі насосів) підтримуються постійними.

Гідросистеми постійної витрати з відкритим центром – у них робоча рідина від насоса при відключених гідродвигунах в нейтральній позиції розподільника, проходить через його відкритий центр на злив у бак.

Гідросистеми постійної витрати з закритим центром – у них робоча рідина від насоса при відключених гідродвигунах надходить у бак через переливний клапан, не проходячи через розподільник.

Гідросистеми постійної витрати, що компенсовані за тиском – у них при регулюванні подачі дроселюючими розподільниками для забезпечення незмінності витрат потоку через них при зміні навантаження на гідродвигунах, застосовують редуційні і клапани співвідношення тисків для підтримання незмінними перепадів тиску на прохідних щілинах золотників розподільника.

Гідросистеми постійного тиску – в них тиск підтримується постійним, а витрати рідини можуть змінюватись.

Гідросистеми пропорційні чутливі до навантаження – забезпечують незалежність ККД системи від навантаження і підтримують його постійним.

Гідросистеми регулювання сумарного потоку – в зоні малих тисків величину і частоту обертання гідромоторів підтримуються за рахунок регулювання потоку спеціальним дроселюючим золотником, який виконує при цьому функцію переливного клапана; при великих тисках (навантаженнях), коли спеціальний золотник відкривається повністю, функцію регулювання (підтримання необхідного тиску і заданої частоти обертання гідромоторів приймає на себе регульований насос з регулятором тиску.

Гідросистеми чутливі до навантаження (СЧН) – у них подача насоса (відповідно і тиск) змінюється згідно сигналу, що надходить від гідродвигунів і відповідає величині їх навантаження, таким чином, що різниця тисків між насосом і гідролінією по якій надходить сигнал, залишається постійною.

Компонент – окрема частина системи (наприклад, циліндр, двигун, клапан, фільтр), що складається з одної або декількох деталей і яка проєктується як функціональний елемент гідросистеми.

Логічний клапан – клапан, який автоматично вибирає з двох гідроліній нагнітання лінію з найменшим тиском і направляє туди потік рідини.

Максимальний робочий тиск – найбільший тиск, при якому можлива стабільна експлуатація системи або її компонентів.

Мобільні машини – машини на базі транспортного засобу або ті, що має можливості для переміщення своїм ходом, наприклад, гусеничні і пневмоколісні одноківшеві та багатоківшеві екскаватори, стрілові самохідні крани, одноківшеві фронтальні навантажувачі, автогрейдери, грейдери-елеватори, бульдозери, розпушувачі, корчувачі і кущорізи, самохідні котки, снігоочисники і снігонавантажувачі, поливальні машини, а також машини для лісозаготівлі, лісосплаву і добування торфу, меліоративні, бурильні машини.

Моделювання математичне, динамічних процесів роботи гідропривода – перевід фізичних процесів, що відбуваються в гідрах під час його роботи в динамічному (нестационарному) режимі, в математичні залежності.

Об'ємна гідромашина – гідромашина, робочий процес якої ґрунтується на поперемінному заповненні робочої камери рідиною і витисненні її з робочої камери.

Охолоджувач (радіатор) – гідропристрій, призначений для охолодження робочої рідини до необхідної температури за рахунок проходження робочої рідини через тонкостінні трубки з ребрами невеликого прохідного перетину.

Поворотний гідродвигун – гідродвигун з обмеженим кутом повороту вихідного .

Привод – компонент, що перетворює енергію робочого середовища в механічну енергію (наприклад, двигун, циліндр).

Привод гідрооб'ємний – комплекс пристроїв призначений для передачі руху на відстань з можливою його зміною за видом (обертвий – зворотно-поступальний) за допомогою робочої рідини і об'ємних гідравлічних машин.

Привод гідравлічний з вторинним регулюванням зі зв'язком за тиском – у них, внаслідок застосування гідравлічних акумуляторів, підтримується постійний тиск, а подача робочої рідини забезпечується декількома регульованими насосами (при відкритих схемах циркуляції) з будь-якою кількістю паралельно приєднаних гідромашин, що можуть працювати як в режимах двигунів, так і в режимах насосів. Якщо гідромашина працює в режимі гідромотора енергія відводиться з системи, а при їх роботі в режимі насоса (режим рекуперації) енергія підводиться в систему і акумулюється в ній.

Пристрій виконавчий – пристрій, що перетворює вхідний сигнал і приводить в дію компонент системи (наприклад, важіль, магніт).

Пристрій управляючий – пристрій, що передає вхідний сигнал якомусь виконавчому пристрою (наприклад кулачку, перемикачу).

Редукційний клапан – автоматично діючий дросель, призначений для підтримання на постійному рівні тиску на вході.

Режим руху рідини нестационарний (неусталений) – коли гідродинамічні величини у всьому просторі, що зайнятий рідиною або у будь-якій частині його, змінюється з плином часу.

Режим руху рідини перехідний – форма руху рідини, проміжна між ламінарною і турбулентною.

Режим руху рідини стаціонарний (усталений) – якщо в кожній фіксованій точці простору, що належить області руху, всі гідродинамічні величини не залежать від часу.

Розрахунковий тиск – тиск при якому експлуатація компоненту системи можлива з достатнім числом циклів навантаження упродовж розрахункового терміну служби.

Схема гідравлічна – елемент технічної документації на якому за допомогою умовних позначень показана інформація про елементи гідравлічної системи та взаємозв'язки між ними.

Система трубопровідна – будь-яка комбінація з'єднувальних деталей, муфт або фітингів з трубопроводами, штангами або трубами, що забезпечує проходження робочого середовища між компонентами.

Сервоклапан (електрогідравлічні підсилювачі) – підсилювачі з електричним регулюванням.

Фільтр – гідропристрій, призначений для очищення від забруднюючих домішок робочої рідини, внаслідок проходження її через цей пристрій.

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Гідравліка, гідромашини та гідро пневмоавтоматика : підручник / Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук, В. П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В. Ф. Красніков. Київ : КНУБА, 2015. 340 с.
2. Колісніченко Е. В., Мандрика А. С., Панченко В. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій. Суми : Сумський державний університет, 2021. 176 с.
3. Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2013. 273 с.
4. Гідравліка і гідропривод : довідник / В. Г. Федоров, Н. С. Мамелюк, О. І. Кепко, О. С. Пушка ; за ред. В. Г. Федорова. Умань : Видавничо-поліграфічний центр «Візаві» , 2017. 135 с.
5. Григоров О. В. Гідравлічний привід підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин : навч. посіб. Харків : НТУ «ХПІ», 2005. 264 с.
6. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник. Київ : Наукова думка, 2002. 660 с.
7. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка машин. Київ : ЦП «Компринт», 2013. 227 с.
8. Мала гірнича енциклопедія : у 3 т. / за ред. В. С. Білецького. Д. : Донбас, 2007. Т. 2 : Л-Р. 652 с.
9. Машини для земляних робіт. Атлас конструкцій (Кінематичні схеми. Конструкції. Технічні характеристики. Креслення. Гідравлічні схеми. Інноваційні робочі органи) : навч. посіб. / Хмара Л. А. і ін. ; за заг. ред. д-ра техн. наук, проф. Л. А. Хмари. Дніпро : ДВНЗ «ПДАБА» ; Харків : ХНАДУ, 2021. 239 с.
10. Машини для земляних робіт : підручник / Л. А. Хмара, С. В. Кравець, М. П. Скоблюк та ін. ; за заг. ред. д-ра техн. наук, проф. Л. А. Хмари та д-ра техн. наук, проф. С. В. Кравця. Харків : ХНАДУ, 2014. 548 с.
11. Мельник Р. В. Ефективність роботи мобільних електрифікованих засобів сільськогосподарського призначення. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2015. Вип. 28. С. 202–208.
12. Нестеренко В. П. Гідравліка, гідро- і пневмоприводи : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2012. 331 с.
13. Носко С. В. Проектування пневмоприводів : електронне мережне навчальне видання. Київ : КПІ, 2022. URL: https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/48295/1/Projektuvannia_2022.docx (дата звернення: 25.02.2023).
14. Омельченко О. В., Цвіркун Л. О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2020. 100 с.
15. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідро-пневмопривод: підручник / В. О. Федорець, М. Н. Педченко, О. О. Федорець, В. Б. Струтинський, О. М. Яхно, Ю. В. Єлісеєв ; за ред. В. О. Федорця. Житомир : ЖІТІ, 1998.

412 с.

16. Яким Р. С. Приводи транспортних машин : навч. посіб. Дрогобич : Редакційно-видавничий відділ Дрогобицького державного педагогічного університету імені Франка, 2020. 240 с.

17. Ян Бурек, З. А. Стоцько. Приводи машин : навч. посіб. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. 152 с.

18. Ein Seilbagger in den Tropen. URL: [www/sennebogen.com/news/news-presse/ein-seilbagger-in-den-tropen](http://www.sennebogen.com/news/news-presse/ein-seilbagger-in-den-tropen) (дата звернення: 25.02.2023).

19. ISO 3320 : 2013. Fluid power system and components – Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios – Metric series.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Таблиця А.1

Кільця гумові круглі для ущільнення рухомих і нерухомих з'єднань
гідравлічних систем

Діаметр деталі, що ущільнюється		d_1 , мм	d_2 , мм
гідроциліндр D , мм	Шток d , мм		
10	6	5,7	2,4
12	8	7,6	2,4
14	10	9,6	2,4
16	12	11,5	2,4
18	14	13,5	2,4
20	16	15,5	2,4
22	18	17,5	2,4
25	20	19,5	3,0
28	22	21,2	3,6
32	25	24,2	4,1
40	32	31,2	4,7
45	38	37,2	4,1
50	42	40,8	4,7
65	55	53,5	5,8
70	60	58,5	5,8
80	70	68,5	5,8
90	80	78,5	5,8
100	90	88,5	5,8
110	100	97,5	5,8
125		112,5	5,8
140	130	127,5	5,8
160	150	146,5	5,8
180	170	166,5	5,8
200		180	8,6
220		200	8,6
250		230	8,6
320		299	8,6
360		338	8,6
400		378	8,6

ДОДАТОК Б
Таблиця Б.1

Ущільнення гідравлічних систем металевими кільцями

Робочий тиск p , МПа	Кількість кілець для						
	40–50	50–90	100–130	140–180	200–260	280–360	380–500
До 6,3	2	3	3	3	3	3	3
10	3	3	3	3	4	4	4
20	3	3	4	4	4	5	6
32	3	4	4	5	6	7	8

Таблиця Б.2

Ширина кілець b для діаметра поршня D , мм														
D	40	50	70	80	90	110	125	140	160	180	200	220	280	320
b	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	7	8	9	10

ДОДАТОК В
Таблиця В.1

Ущільнення гідравлічних систем шевронними манжетами

Ущільнювальний діаметр, мм	Ширина ущільнюючої манжети, мм	Кількість манжет у комплекті для тиску, МПа, не більше ніж				
		6,3	10,0	20,0	30,2	40,0
30–60	6,0	4	4	5	6	6
	7,5	3	4	4	5	5
	10,0	3	3	3	4	4
	12,5	3	3	3	4	4
60–100	7,5	4	4	5	6	7
	10,0	3	4	4	5	6
	12,5	3	3	3	4	5
100–220	7,5	4	5	6	7	8
	10,0	4	4	5	6	7
	15,0	3	3	4	5	6
220–500	15,0	4	5	6	7	8
	20,0	3	4	5	6	7

ДОДАТОК Д
Таблиця Д.1

Ущільнення гідравлічних систем манжетами U-подібної форми

Діаметр поршня D , мм	b , мм, для типів			Діаметр поршня D , мм	b , мм, для типів		
	1	2	3		1	2	3
12	6		5	6	6	4	5
14	6	4	5	8	6	4	5
16	6	4	5	10	6	4	5
18	6	4	5	12	6	4	5
20	6	4	5	14	6	4	5
22	6	4	5	16	7	6	7,5
25	7	6	7,5	18	7	6	7,5
28	7	6	7,5	20	7		9,5
32	7	8	9,5	22	7	8	
40	7	10	12	25	7		
45	7	10	12	32	7		
50	7	10	12	38			
65	9	10	12	42		10	12
70	9	10	12	55	9	10	
80	9	10	12	60		10	12
90	9	10	12	70	9		17
100	10	12,5	14	80	10	10	17
110	10	12,5	14,5	90	10	15	17
125	10	15	17	100	10	15	17
140	10	15	17	130		15	17
160	10	15	17	150		15	17
180	10	15	17	170		15	17
200	10	15	17				
220	10	15	17				
205	10	20	23				
320	10	20	23				
360	12,5	20	23				
400	12,5		23				

Гідромотори аксіально-поршневі типу Г15-2

Основні параметри	Г15-21Н	Г15-22Н	Г15-21М	Г15-23Н	Г15-23М	Г15-24Н	Г15-24М	Г15-25Н
Робочий об'єм V_o , см ³	11,2	20	20	40	40	80	80	160
Номінальна витрата оливи, л/хв	10,8	19,2	19,2	38,4	38,4	76,8	76,8	154
Тиск на вході, МПа:								
номінальний	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
максимальний	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
мінімальний	0,5	0,5	1	0,5	1	0,5	1	0,5
Частота обертання n , об/хв:								
номінальна	960	960	960	960	960	960	960	960
максимальна	2400	2100	2100	1800	1800	1500	1500	1300
мінімальна	40	30	40	20	30	20	20	20
Крутний момент не менше, Нм	9,4	16,7	14,7	33,3	29,4	66,7	58,8	133
Повний ККД η	0,87	0,87	0,8	0,87	0,8	0,87	0,8	0,87

ДОДАТОК Ж
Таблиця Ж.1

Насоси і гідромотори аксіальні поршневі

Тип насоса	q_n , см ³ /об	p_n , МПа	Q_n , л/с	n_n , об/хв	$\eta_{об}$	$\eta_n^{об}$	$\eta_n^{мех}$
ПД-0,5	3	10	0,145	2950	0,82	0,98	0,84
ПД-1,5	9	10	0,435	2950	0,82	0,98	0,84
ПД-2,5	16	10	0,765	2950	0,82	0,98	0,84
ПД-5	71	10	1,65	1440	0,93	0,97	0,96
ПД-10	142	10	3,3	1440	0,93	0,97	0,96
ПД-20	251	10	5,88	1440	0,93	0,97	0,96
ПД-30	501	10	8,0	980	0,91	0,97	0,94
ПД-50	790	10	12,5	980	0,91	0,97	0,94
207.12	11,6	16	0,52	2800	0,91	0,96	0,95
207.16	28,1	16	1,0	2240	0,91	0,96	0,95
207.20	54,8	16	1,59	1800	0,92	0,97	0,95
207.25	107	16	2,42	1400	0,92	0,97	0,95
207.32	225	16	4,1	1120	0,93	0,98	0,95
223.12	23,2	16	1,04	2800	0,91	0,96	0,95
223.16	56,2	16	2,02	2240	0,91	0,96	0,95
223.20	109,6	16	3,19	1800	0,92	0,97	0,95
223.25	214	16	4,84	1400	0,92	0,97	0,95
223.32	450	16	8,23	1120	0,93	0,98	0,95
НАР-16/200	16	20	0,372	1500	0,87	0,93	0,95
НАР-40/200	40	20	0,940	1500	0,89	0,94	0,93
НАР-63/200	63	20	1,49	1500	0,89	0,94	0,95
НАР-125/200	125	20	2,96	1500	0,9	0,95	0,95
НАР-250/200	250	20	5,95	1500	0,9	0,95	0,96
НАР-400/200	400	20	9,5	1500	0,9	0,95	0,96
НАР-20/320	20	32	0,470	1500	0,86	0,94	0,96
НАР-40/320	40	32	0,840	1500	0,96	0,94	0,91
НАР-80/320	80	32	1,88	1500	0,86	0,94	0,91
НАР-224/320	224	32	3,44	980	0,89	0,94	0,91
311.112	112	25	0,1344	1200	0,92	0,95	0,96
311.224	224	20	2,688	1200	0,92	0,95	0,96

продовження табл. Ж.1

Тип насоса-гідромотора	q_n , см ³ /об	p_n , МПа	Q_n , л/с	n , об/хв	M , Нм	η	$\eta^{об}$	$\eta^{мех}$
Аксiально-поршневі								
ІР-1.5	9	10	0,442	2950	12	0,82	0,98	0,84
ІР-2.5	16	10	0,762	2950	21	0,82	0,97	0,84
ІР-2.5А	32	10	0,743	1440	42	0,82	0,97	0,84
ІР-5	71	10	1,65	1440	105	0,93	0,97	0,96
ІР-10	142	10	3,3	1440	210	0,93	0,97	0,96
ІР-20	251	10	5,85	1440	370	0,93	0,97	0,96
ІР-30	501	10	7,95	980	740	0,93	0,97	0,96
ІР-50	790	10	12,5	980	1170	0,93	0,97	0,96
210.12	11,6	16	0,45	2400	28,1	0,905	0,955	0,948
210.16	28,1	16	0,865	1920	68,5	0,906	0,96	0,947
210.20	54,8	16	1,32	1500	133	0,912	0,965	0,946
210.26	107	16	2,08	1200	259	0,918	0,97	0,945
210.32	225	16	3,52	960	544	0,922	0,976	0,945
МНА40/200	40	20	1,0	1500	121	0,9	0,95	0,85
МНА63/200	63	20	1,57	1500	190	0,9	0,95	0,96
МНА100/200	100	20	2,37	1500	303	0,9	0,95	0,95
МНА125/200	125	20	2,96	1500	380	0,9	0,95	0,95
МНА160/200	160	20	3,8	1500	485	0,9	0,95	0,95
МНА200/200	200	20	4,75	1500	606	0,9	0,95	0,95
РМ І/32	32	25	0,785	1500	125	0,91	0,93	0,98
РМ І/63	63	25	1,55	1500	246	0,91	0,93	0,98
РМ І/125	125	25	3,06	1500	486	0,91	0,93	0,98
РМ І/250	250	25	6,12	1500	975	0,91	0,93	0,98
Шестеренні								
НШ-10	10	10	0,225	1500	12,5	0,7	0,9	0,78
НШ-32	31,7	10	0,715	1500	40	0,7	0,9	0,78
НШ-46	45,7	10	1,04	1500	61	0,75	0,9	0,83
НШ-32-2	31,5	14	0,925	1920	63,5	0,83	0,92	0,902
НШ-50-2	48,8	14	1,44	1920	100	0,84	0,92	0,915
НШ-87	69	14	1,60	1500	141	0,84	0,92	0,915
НШ-100-2	98,6	14	2,32	1500	199	0,85	0,94	0,905
НШ-140	140	14	3,73	1700	282	0,85	0,94	0,905
Пластинчасті (шиберні)								
ТЗВ-006	20	16	0,42	1500	48	0,86	0,92	0,92
ТІС-011	35	16	0,82	1500	80	0,85	0,93	0,91
ТІС-017	53	16	1,23	1500	122	0,85	0,93	0,91
Т2Д-028	88	16	2,05	1500	210	0,87	0,94	0,93
Т2Д-035	110	16	2,6	1500	268	0,9	0,95	0,95
Т2Д-038	119	16	283	1500	290	0,9	0,95	0,95

ДОДАТОК К
Таблиця К.1

Високомоментні нерегульовані радільні поршневі гідромотори типу МР

Тип гідромотора	q_M , см ³ /об	p_M , МПа	M_M , Нм	n_M , об/хв	η_M	$\eta_M^{об}$	$\eta_M^{мех}$
МР16/32	160	20	500	480	0,86	0,91	0,91
МР320/32	320	20	1000	480	0,89	0,94	0,96
МР630/32	630	20	2000	240	0,85	0,94	0,9
МР800/32	800	20	2500	240	0,85	0,95	0,89
МР1000/32	1000	20	3200	240	0,9	0,94	0,96
МР1250/32	1250	20	4000	192	0,9	0,95	0,95
МР1600/32	1600	20	5000	192	0,85	0,94	0,9
МР2000/32	2000	20	6400	130	0,87	0,96	0,9
МР2500/32	2500	20	8000	120	0,87	0,96	0,91
МР3200/32	3200	20	10000	120	0,9	0,95	0,94
МР 0,16	160	10	240	240	0,86	0,91	0,91
МР 0,25	250	10	380	240	0,89	0,94	0,95
МР 0,4	400	10	570	192	0,85	0,94	0,9
МР 0,63	630	10	900	150	0,85	0,95	0,89
МР 1,0	1000	10	1480	120	0,9	0,94	0,96
МР 1,6	1600	10	2390	96	0,9	0,95	0,96
МР 2,5	2500	10	3540	96	0,85	0,84	0,96
МР 4,0	4000	10	5700	96	0,9	0,94	0,96
МР 6,3	6300	10	9520	60	0,9	0,94	0,96
МР 450	452	21	1650	140	0,85	0,95	0,96
МР 700	707	21	2570	120	0,95	0,95	0,96
МР 7000	6993	21	25600	30	0,9	0,95	0,96

Гідромотори шестеренні ГМШ

Основні параметри	ГМШ-10	ГМШ-32-3	ГМШ50У-3	ГМШ50-3	ГМШ-100
Робочий об'єм V_o , см ³	12,5	32	49,1	50	100
Тиск на вході, МПа: номінальний	10	16	14	16	16
максимальний	12,5	17,5	16	17,5	17,5
Частота обертання n , об/хв:					
номінальна	3780	1500	1500	1500	1500
максимальна	4800	1920	1920	1920	1920
мінімальна	750	500	500	50	50
Крутний момент не менше, Нм	13,53	69,79	93	108,11	213,85
Повний ККД η	0,78	0,8	0,78	0,8	0,8

ДОДАТОК М
Таблиця М.1

Основні параметри гідроциліндрів (згідно нормалі ОН 22-176-69)

Діаметр циліндра D , (мм)	Діаметр штока, мм для		Хід поршня, мм для								
	$\varphi = 1,3$	$\varphi = 1,65$	$\varphi = 1,33$						$\varphi = 1,65$		
			60	80	100	125	160	200	250	320	400
32	16	20	60	80	100	125	160	200	250	320	400
40	20	25	80	100	125	160	200	250	320	400	500
50	25	32	100	125	160	200	250	320	400	500	630
60	32	40	125	160	200	250	320	400	500	630	710
70	36	40	160	200	250	320	400	500	630	710	800
80	40	50	160	200	250	320	400	500	630	800	1000
90	40	50	200	250	320	400	500	630	800	900	1120
100	50	60	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250
110	50	70	250	320	400	500	630	800	1000	1120	1400
125	60	80	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600
140	70	80	320	400	500	630	800	1000	1250	1400	1800
160	80	100	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
180	80	110	400	500	630	800	1000	1250	1600	1800	2240
200	100	125	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2250
220	110	140	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2240	2800

Примітка: $\varphi = F/(F - f)$; для $\varphi = 1,33$ $d = 0,5 D$; для $\varphi = 1,65$ $d = 0,625 D$.

ДОДАТОК Н

Таблиця Н.1

Характеристики регульованих дроселів типу ДР

Показники	Типорозміри						
	ДР-10	ДР-12	ДР-16	ДР-20	ДР-25	ДР-32	ДР-35
Витрати при повному відкритті дроселя, $Q_{др}$, л/с	0,267	0,417	0,667	1,05	1,67	2,67	3,25
Втрати тиску при повному відкритті дроселя, $\Delta p_{др}$, МПа	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3
Опір дроселя при повному його відкритті, $K_{др}$, МПа/(л/с) ²	2,8	1,15	0,45	0,18	0,103	0,042	0,028

ДОДАТОК П

Таблиця П.1

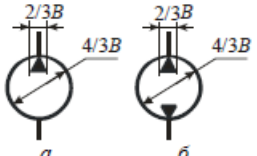




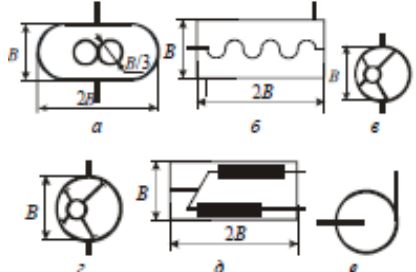
Технічні характеристики робочих рідин (олив)

Марка оливи	Густина, кг/м ³ , якщо $t = 50^{\circ}\text{C}$,	Кінематична в'язкість, $10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$, якщо $t = 50^{\circ}\text{C}$,	Температура, $^{\circ}\text{C}$		Діапазон використання t , $^{\circ}\text{C}$
			спалаху	застигання	
Індустріальне:					
И-20	885	20	180	-15	-5-85
И-25	890	25	180	-15	-5-85
И-30	890	30	2190	-15	-5-85
И-40	895	40	200	-15	-5-90
И-50	910	50	200	-20	-10-9
И-70	910	70	200	-10	0-90
И-100	920	100	210	-10	0-90
АМГ-10	870	10	90	-70	-50-60
ВМГЗ	860	10	135	-60	-40-65
МГ-30	980	30	190	-35	-10-85
МГ-20	985	20	180	-40	-15-80
ИС-30	915	30	190	-15	-5-80
Турбінне:					
22	900	22	180	-15	-5-85
30		30	180	-10	0-90
46		46	195	-10	0-90
ДП-8	885	52	200	-25	-20-50
ДП-11	890	82	190	-15	-10-90

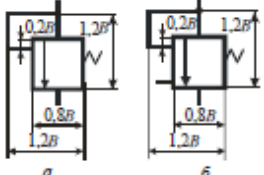
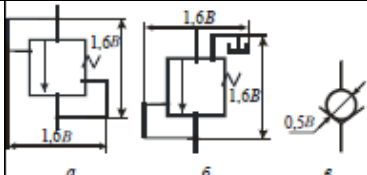
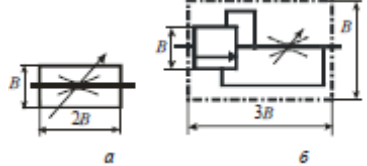
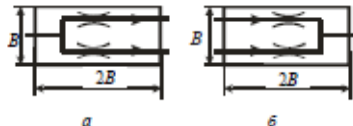
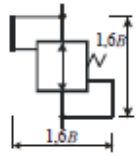
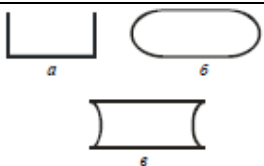
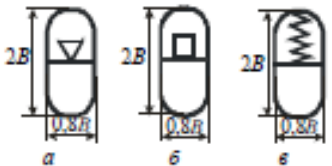
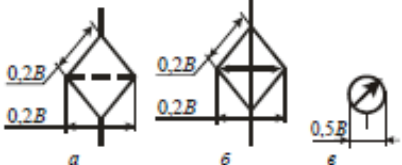
Значення коефіцієнтів місцевих опорів

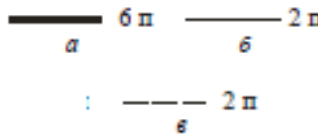


Вид опору	ξ
Золотникові розподільники в залежності від характеру руху і числа поворотів потоку рідини	1–2
Зворотні клапани	2–3
Вихід рідини із труби в бак	1,0
Вхід у силові циліндри, фільтри, акумулятори	0,8–0,9
Вихід із бака в трубу з гострими крайками: якщо труба виконана без виступів зі стінок резервуара; якщо труба вдвинута в бак	0,5 1,0
Плавні коліна трубопроводів під кутом 90°	0,12–0,15
Трійники з однаковими діаметрами усіх каналів	0,5–2,0
Фільтри	7–10

Умовні графічні позначення на гідравлічних схемах

Найменування	Позначення
Гідравлічні насоси та двигуни	
Насос з постійною подачею: <i>a</i> – з одностороннім потоком; <i>б</i> – з реверсивним потоком	
Насос з регульованою подачею: <i>a</i> – з одностороннім потоком; <i>б</i> – з реверсивним потоком	
Гідромотор нерегульований: <i>a</i> – з одностороннім потоком; <i>б</i> – з реверсивним потоком	
Гідромотор регульований: <i>a</i> – з одностороннім потоком; <i>б</i> – з реверсивним потоком	
Насос-двигун: <i>a</i> – нерегульований; <i>б</i> – регульований	
Насос: <i>a</i> – шестеренний; <i>б</i> – гвинтовий; <i>в</i> – пластинчастий; <i>г</i> – радіально-поршневий; <i>д</i> – аксіально-поршневий; <i>е</i> – відцентровий	

Найменування	Позначення
<p>Циліндр:</p> <p><i>a</i> – односторонньої дії; <i>б</i> – двосторонньої дії; <i>в</i> – з одностороннім гальмуванням; <i>г</i> – з двостороннім гальмуванням; <i>д</i> – плунжерний; <i>е</i> – телескопічний; <i>ж</i> – з двостороннім штоком</p>	
<p>Розподільник чотиреходовий трипозиційний (4/3) без вказівки типу керування</p>	
<p>Відображення проходів у розподільнику</p>	
<p>Розподільник двопозиційний з управлінням:</p> <p><i>a</i> – від рукоятки; <i>б</i> – від електромагніта з пружинним поверненням; <i>в</i> – від двох електромагнітів; <i>г</i> – електрогідравлічним</p>	

Найменування	Позначення
Контрольно-регулююча апаратура	
<p>Клапан запобіжний: <i>a</i> – прямої дії; <i>б</i> – з гідравлічним управлінням</p>	
<p>Клапан: <i>a</i> – диференціальний або напірний золотник; <i>б</i> – редукційний; <i>в</i> – зворотний</p>	
<p>Дросель: <i>a</i> – регульований; <i>б</i> – з регулятором тиску</p>	
<p>Двигун (<i>a</i>) та суматор (<i>б</i>) потоку</p>	
<p>Обмежувач витрат</p>	
Допоміжні пристрої гідропривода	
<p>Бак: <i>a</i> – під атмосферним тиском; <i>б</i> – під надлишковим тиском; <i>в</i> – під вакуумним тиском</p>	
<p>Акумулятор: <i>a</i> – газогідравлічний; <i>б</i> – вантажний; <i>в</i> – пружинний</p>	
<p><i>a</i> – фільтр; <i>б</i> – теплообмінник; <i>в</i> – манометр</p>	

Найменування	Позначення
Елементи трубопроводу	
Лінії зв'язку: <i>a</i> – всмоктування, напору, зливу; <i>б</i> – управління; <i>в</i> – дренажні	
З'єднання ліній зв'язку	
Перехрещення ліній зв'язку	

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ	
1.1. Визначення, режими роботи і вимоги до приводів машин	5
1.2. Класифікація приводів	6
1.3. Режими роботи приводів машин	6
1.4. Характеристики приводів	7
2. ДИНАМІКА ПРИВОДІВ	9
2.1. Динамічні параметри машин	9
2.2. Перехідні режими роботи приводів	9
3. СИЛОВІ УСТАНОВКИ ПРИВОДІВ МАШИН	15
3.1. Двигуни внутрішнього згоряння	15
3.2. Параметри вибору двигунів внутрішнього згоряння	15
3.3. Баланс потужності машини	15
3.4. Приводи з комбінованими силовими установками	16
4. ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ МАШИН	18
5. ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ	20
6. ТРАНСМІСІЇ МАШИН	22
6.1. Визначення і властивості трансмісій	22
6.2. Класифікація, структура та вимоги до трансмісій	22
6.3. Тракторні механічні трансмісії	23
7. ОБ'ЄМНІ ГІДРАВЛІЧНІ ТРАНСМІСІЇ	49
7.1. Принципи роботи і класифікація	49
7.2. Гідромашини об'ємних гідравлічних трансмісій	50
8. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	53
9. ЕЛЕКТРИЧНІ ТРАНСМІСІЇ	55
10. СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ МАШИН	56
10.1. Загальні відомості	56
10.2. Характеристики, умови використання і принцип дії систем управління	56
10.3. Вимоги до сучасних систем управління і їх принципові схеми	58
11. НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ СУЧАСНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ МАШИН	62
12. СИЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ МАШИН	63
12.1. Класифікація і склад силових установок машин	63
12.2. Двигуни внутрішнього згоряння і їх характеристики	65
12.3. Газотурбінні силові агрегати	68
12.4. Електричні двигуни	68
12.5. Зовнішні (механічні) характеристики асинхронних електродвигунів	70
12.6. Електричні двигуни постійного струму	72
13. ЕЛЕКТРИЧНИЙ ПРИВОД СУЧАСНИХ МАШИН	74
13.1. Сучасні електричні екскаватори та їх загальна характеристика	74

13.2. Принципи функціонування і основні складові систем регулювання сучасних електричних екскаваторів.....	74
13.3. Загальна характеристика електроустаткування екскаваторів з електричним приводом.....	76
13.4. Екскаваторна (саморозвантажувальна) характеристика	77
13.5. Структура приводів електричних екскаваторів	78
13.6. Електроустаткування для прийому і розподілу електроенергії електричних екскаваторів	79
13.7. Електроустаткування приводів головних механізмів електричних екскаваторів	81
13.8. Електроустаткування комплексів безперервної дії з електричним приводом.....	83
13.9. Багатоковішеві екскаватори з електричним приводом	83
13.10. Утворювачі відвалів і транспортно-відвальні мости з електричним приводом.....	85
13.11. Необхідність розробки нових машинно-тракторних агрегатів з електричним приводом.....	85
13.12. Сучасні тягові електричні двигуни	86
14. ПНЕВМОПРИВОДИ	93
14.1. Загальні відомості, методи розрахунків і класифікація пневмоприводів.....	93
14.2. Області застосування.....	93
14.3. Порівняльна оцінка пневматичних і гідравлічних приводів	94
14.4. Умовні позначення елементів пневмоприводів і принцип роботи пневматичних приводів	95
14.5. Пневматичні циліндри.....	97
14.6. Основи проектування пневмоприводів.....	105
15. ГІДРООБ'ЄМНИЙ ПРИВОД	106
15.1. Загальні питання	106
15.2. Типові гідравлічні схеми мобільних машин	106
15.3. Принципи дії об'ємних гідроприводів рульового управління мобільними машинами	138
16. СУЧАСНІ ГІДРОСИСТЕМИ МОБІЛЬНИХ МАШИН	145
16.1. Вимоги до гідросистем сучасних мобільних машин.....	145
16.2. Компонівка і склад сучасних гідросистем мобільних машин	145
16.3. Гідросистеми постійної витрати.....	145
16.4. Гідросистеми постійної витрати з відкритим центром	146
16.5. Гідросистеми постійної витрати з закритим центром.....	147
16.6. Гідросистеми постійного тиску.....	149
16.7. Розвантажені гідросистеми постійного тиску.....	150
16.8. Гідросистеми, чутливі до навантаження (Load sensing system LS).....	150
16.9. Фізичні основи роботи L-S систем та систем сумарного і пропорційного регулювання потоку об'ємних гідроприводів	151
16.10. Гідравлічний привод із вторинним регулюванням.....	159

16.11. Чутливість до навантаження і компенсація тиску	163
16.12. Системи керування об'ємних гідроприводів	167
16.13. Методика проектування об'ємних гідравлічних приводів	172
16.14. Методика розрахунку гідросистеми рульового управління мобільних машин	208
17. МЕТОДИКА ФУНКЦІОНАЛЬНОГО АНАЛІЗУ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДА.....	212
17.1. Приклад побудови графічної моделі.....	212
17.2. Методика побудови математичної моделі.....	213
17.3. Методика аналізу ефективності гідропривода.....	217
18. МЕТОДИКА ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ.....	218
АЛФАВІТНО-ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	224
ГЛОСАРІЙ ТЕРМІНІВ.....	225
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	229
ДОДАТКИ	231

Навчальне видання

*Нестеренко Володимир Павлович
Кравець Святослав Володимирович
Шатов Сергій Васильович
Нечидюк Анатолій Анатолійович*

ПРИВОДИ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ

Навчальний посібник

Технічний редактор

Г.Ф. Сімчук

*Видавець і виготовлювач
Національний університет
водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції РВ № 31 від 26.04.2005 р.*