

ЛЕКЦІЯ № 5

РЕГУЛЮВАННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

Матеріал лекції

Класифікація регулюємих гідроприводів.

У гідроприводах із дросельним регулюванням швидкість руху вихідних ланок гідродвигунів змінюється за допомогою регулюючих гідроагрегатів, а в гідроприводах з об'ємним з допомогою регульованих гідромашин.

У стабілізуючому гідроприводі швидкість руху вихідної ланки гідродвигуна підтримується постійною, у програмному гідроприводі-змінюється по заданій програмі, а в слідкуючому гідроприводі-змінюється по визначеному законіві в залежності від заданого впливу, величина якого заздалегідь невідома.

У сільськогосподарських машинах найбільше застосування знаходять гідроприводи з дросельним регулюванням, а в самохідних машинах з гідротрансмісією застосовуються гідропередачі з об'ємним регулюванням.

Гідроприводи з дросельним керуванням.

Дросельний спосіб регулювання швидкості через великі втрати потужності менш ефективний, особливо при експлуатації гідроприводів великої потужності. Однак гідравлічні схеми з дросельним регулюванням простіше і дешевше.

У гідроприводах із дросельним регулюванням застосовують переважно нерегульовані насоси, гідросхеми виконуються з розімкнутою циркуляцією. Характерно для цього способу нерівність:

$$Q_n > Q_d,$$

Тобто подача насоса Q_n більше, ніж витрата робочої рідини Q_d через гідродвигуни і частина робочої рідини постійно зливається в бак, не виконавши ніякої корисної роботи.

При дросельному регулюванні можливі два принципово різних способи включення регулюючого дроселя: послідовно з гідродвигуном і паралельно гідродвигуну.

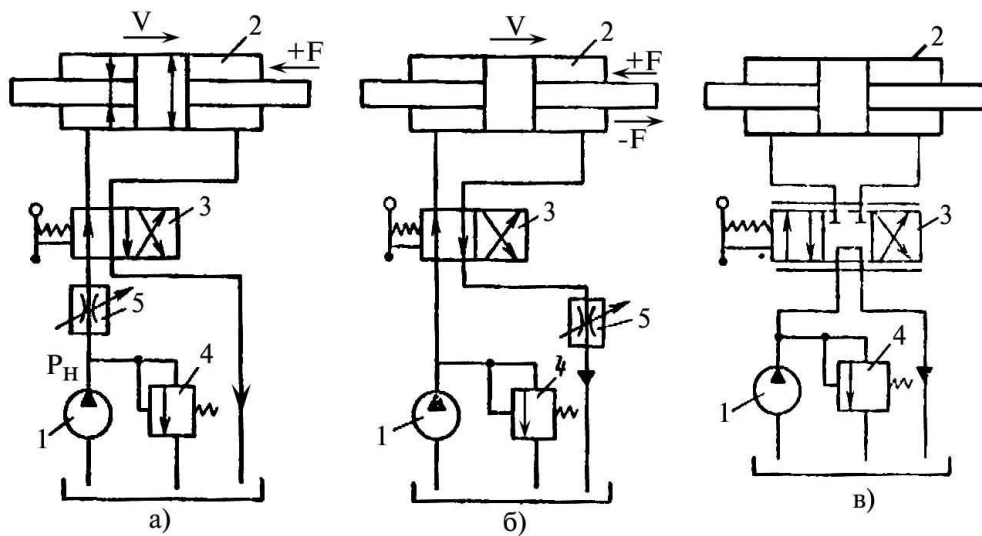


Рис 1. Схеми гідроприводів із дросельним регулюванням: а - дросель на вході; б - дросель на виході; в - дроселювання в розподільнику на вході і виході.

Послідовне включення регулюючого дроселя може бути здійснене в трьох варіантах: дросель включений на вході в гідродвигун, на виході з нього і на вході і виході одночасно (рис. 1). На приведених схемах нерегульований насос 1, гідродвигун - гідроциліндр 2 із двостороннім штоком, розподільник 3 двохпозиційний на схемах а і б, трьох позиційний на схемі в. Клапан 4 у даному випадку є переливним. Дроселем 5 (чи дроселіруючим розподільником на схемі в) можна регулювати швидкість переміщення поршня.

При повному відкритті дроселя швидкість поршня буде максимальна. При зменшенні відкриття тиск перед дроселем підвищується, клапан відкривається і пропускає частину подачі насоса. Швидкість V_{Π} поршня при цьому зменшується. При повному закритті дроселя вся подача насоса направляється через клапан на злив у бак, а швидкість поршня дорівнює нулю. При постійному відкритті дроселя і збільшенні подоланого навантаження, тобто сили F , тиск насоса зростає, витрата через клапан збільшується, а швидкість поршня зменшується.

Знайдемо залежність між швидкістю V_{Π} поршня і навантаженням F , зневажаючи всіма гідравлічними опорами крім дроселя (чи вікон дроселіруючого розподільника).

$$V_{\Pi} = Q / S_{\Pi}$$

де Q - витрата рідини через гідроциліндр, дорівнює витраті через дросель:

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{(2/\rho) p_{\text{др}}},$$

де μ – коефіцієнт витрати; $S_{\text{др}}$ – площа прохідного отвору дроселя; $p_{\text{др}}$ – перепад тиску на дроселі:

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - p_{\text{ц}},$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск в гідроциліндрі, обумовлений навантаженням і площею поршня:

$$p_{\text{ц}} = F / S_{\Pi},$$

S_{Π} – ефективна площа поршня.

Гідродвигун, наприклад, гідроциліндр при розрахунку гідропривода можна розглядати як особливий місцевий гідравлічний опір, що викликає втрату тиску. Виражаючи з урахуванням формул (86)-(88) будемо мати

$$V_{\Pi} = \mu (S_{\text{др}} / S_{\Pi}) \sqrt{(2/\rho) [p_{\text{н}} - (F / S_{\Pi})]},$$

Швидкість V_{Π} при цьому не залежить від того, чи розташований дросель на вході в гідродвигун чи на виході з нього.

Для симетричного дроселіруючого золотникового розподільника і для гідроциліндра з двостороннім штоком витрати в робочих вікнах і перепади тиску в них однакові, тому для перепаду тиску на золотнику і V_{Π} будемо мати $\Delta P_{\text{др.з.}} = 0,5(P_{\text{н}} - P_{\text{з}})$,

$$V_{\Pi} = \mu_{\text{др.з.}} (S_{\text{др.з.}} / S_{\Pi}) \sqrt{(p_{\text{н}} - F / S_{\Pi}) / \rho}.$$

Отже, при однакових навантаженнях F і швидкостях V_{Π}

$$\sqrt{2} \mu S_{\text{др}} = \mu_{\text{др.з.}} S_{\text{др.з.}}$$

а при $\mu = \mu_{\text{др.з.}}$, $\sqrt{2} S_{\text{др}} = S_{\text{др.з.}}$ тобто площа кожного з робочих вікон дроселіруючого золотника в $\sqrt{2}$ разів більше площі отвору дроселя.

Як видно з формул (89) і (90), залежність $V_{\Pi} = f(F)$, тобто навантажувальна характеристика гідроприводу, при одночасному дроселюванні на вході і виході така ж, як і при одному дроселі на вході чи виході, і зображується спадаючою параболою (рис. 2), кожна з парабол відповідає своєму ступеню відкриття дроселя $\bar{S} = S_{\text{др}} / S_{\text{др.макс}}$.

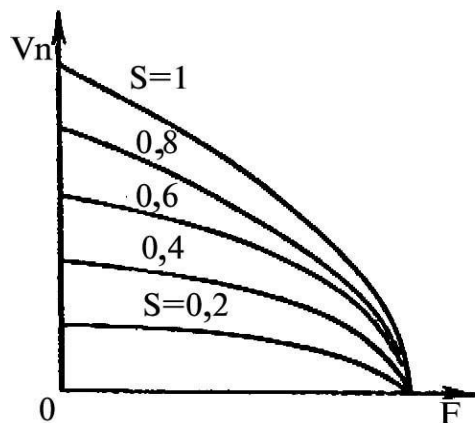


Рис. 2. Навантажувальні характеристики гідроприводу при послідовному включенні

Швидкість вихідної ланки при її регулюванні послідовно включеним дроселем пропорційна $\bar{S}$ і її максимальне значення виходить при $\bar{S} = 1$. Максимальне навантаження $F_{\text{макс}}$, при якій вихідна ланка гальмується ($V_{\Pi} = 0$), від ступеня відкриття дроселя не залежить.

У відношенні втрат тиску і ККД, при регулюванні послідовно включеним дроселем, байдуже, де виконується

дроселювання потоку: на вході в гідродвигун, на виході чи на вході і виході одночасно. Однак дроселювання потоку на виході має свої переваги. При цьому гідродвигун працює більш стійко, особливо при знакозмінному навантаженні. Мається можливість регулювання гідроприводу при від'ємних навантаженнях, тобто при напрямку подоланої сили F у сторону переміщення поршня. Крім того, при установці дроселя в зливальній гідролінії тепло, що виділяється при дроселюванні потоку рідини, відводиться в бак без нагрівання гідродвигуна, як це має місце в схемі з дроселем на вході. У результаті гідродвигун працює в більш сприятливих умовах.

При використанні в якості гідродвигуна гідроциліндра з одnobічним штоком варто мати на увазі, що витрата рідини Q у напірній лінії не дорівнює витраті Q' у зливальній лінії, тому що ефективна площа поршня з однієї сторони менше, ніж з іншої, на площу перетину штока. При цьому можливі наступні два випадки шток працює на сжим (товкающий шток) і $Q' < Q$; шток працює на розтягання (тянущий шток) і $Q' > Q$.

При дросельному регулюванні і будь-якому його включенню повний ККД гідроприводу визначається як втрати енергії в насосі і гідродвигуні, так і втратами, обумовленими процесом керування. Через це доцільно ввести поняття ККД процесу керування $\eta_{п.к.}$, що являє собою відношення потужності потоку $N_r = p_r Q_r$, витраченої в гідродвигуні, до потужності потоку $N_{п.н} = p_n Q_n$ подаваного насосом, тобто

$$\eta_{п.к.} = p_r Q_r / (p_n Q_n),$$

Величина $\eta_{п.к.}$ оцінює втрати потужності на регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу (ім же можна враховувати і втрати тиску в сполучних трубопроводах).

Повний ККД гідроприводу η_{rn} дорівнює добутку ККД насоса на ККД процесу керування і на ККД гідродвигуна. Наприклад, при використанні гідроциліндра:

$$\eta_{rn} = \frac{F_{vn}}{N_{п}} = \frac{p_n Q_n}{N_n} \frac{p_r Q_r F V_{п}}{p_n Q_n p_r Q_r} = \eta_n \eta_{пк} \eta_z,$$

У [1] викладений доказ того, що навіть при ККД насоса і гідродвигуна рівних одиниці ККД регульованого гідроприводу з послідовним включенням дроселя не може бути більше 0,385.

Настільки низьке значення $\eta_{п.к.}$ пояснюється тим, що на оптимальному режимі роботи гідропривода тільки 58 % подачі насоса направляється в гідродвигун (інша частина йде через клапан) і лише 2/3 тиску насоса використовується в гідродвигуні (інша губиться в дроселі), тобто втрати потужності відбуваються одночасно й у дроселі і в клапані.

Варто мати на увазі, що загальний ККД гідропривода буде ще нижче за рахунок утрат потужності в насосі і гідродвигуні.

Паралельне включення дроселя показане на схемі гідропривода (рис. 3)

У точці М робоча рідина розгалужується: один потік через

розподільник 2 направляється в гідроциліндр, а інший - в регулюючий дросель. Клапан 4 у даному випадку є запобіжним. Він відкривається лише при надмірному підвищенні тиску в системі.

Швидкість V_{Π} вихідної ланки - штока гідроциліндра - регулюється зміною ступеня відкриття дроселя. Чим вона менше, тим більша частка подачі насоса направляється в гідроциліндр і тим більше швидкість V_{Π} . При повному закритті дроселя швидкість V_{Π} найбільша. При повному відкритті дроселя швидкість поршня зменшується до нуля чи до мінімального значення в залежності від навантаження F .

Для паралельного включення дроселя, припускаючи, що втрати тиску в розподільнику і гідролініях відсутні, маємо:

$$Q_H = Q_z - Q_{dp} ; p_H = p_z - p_{dp} = F / S_{\Pi}$$

Друге рівняння записане на підставі рівності втрат тиску в паралельних трубопроводах.

Швидкість поршня:

$$V_{\Pi} = Q_r / S_{\Pi} = (Q_H - Q_{lh}) / S_{\Pi};$$

$$\text{Витрата через дросель: } Q_{dp} = \mu S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{dp}} = \mu S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_{dp}}}$$

Після підстановки в рівняння швидкості поршня Q_{DP} з одержимо:

$$V_{\Pi} = \frac{1}{S_{\Pi}} \left(Q_H - \mu S_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F}{S_{dp}}} \right),$$

На рис. 4 показані навантажувальні характеристики гідроприводу при його регулюванні паралельно включеним дроселем, побудовані по формулі для ряду постійних значенні $\bar{S} = S_{dp} / S_{dp\max}$

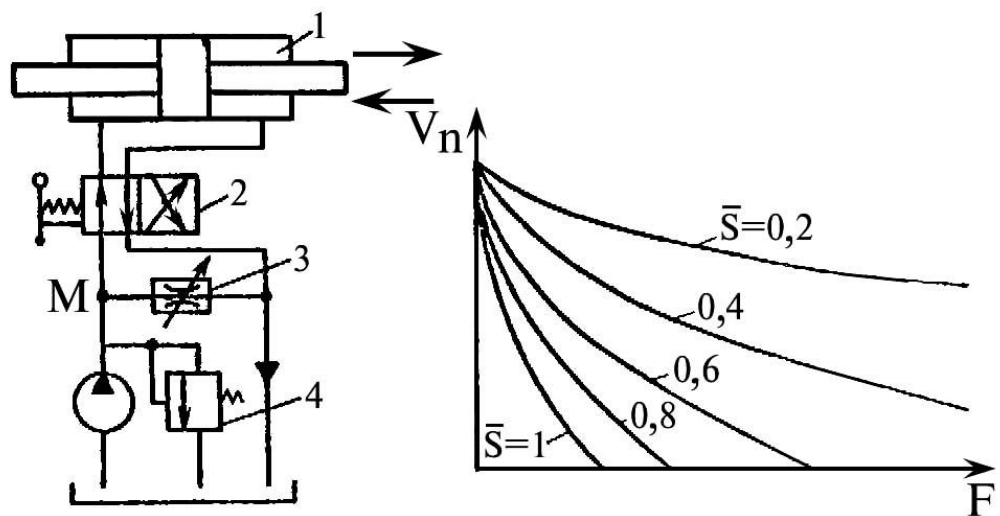


Рис. 3. Схема гідроприводу з дросельним регулювання при паралельному включенні дроселя

Рис4. Навантажувальні характеристики гідроприводу при паралельному включенні дроселя

На відміну від характеристик при послідовному включенні дроселя,

вони мають протилежну кривизну і виходять з однієї тички, що відповідає $V_{П.мах}$ і $F=0$. Навантаження $F_{мах}$, що викликає гальмування вихідної ланки, зменшується зі збільшенням ступеня відкриття дроселя і при $S \rightarrow 0$ $F_{мах} \rightarrow \infty$. При паралельному включенні виключається можливість регулювання при напрямку подоланої сили уздовж штока убік його переміщення.

ККД гідроприводу при паралельному включенні дроселя визначається так само, як і при послідовному включенні формулою , а при допущенні, що $\eta_H = \eta_G = 1$, він дорівнює ККД процесу керування $\eta_{Г.П} = \eta_{П.К}$.

У [1] доведено що ККД гідроприводу при паралельному включенні дроселя визначається по формулі $\eta_{ПК} = 1 - \bar{S}$.

Особливості об'ємного способу регулюванням.

Об'ємне регулювання здійснюється при наявності в схемі гідроприводу регульованого насоса чи гідродвигуна. Нерідко використовується регулювання як насосом так і гідродвигуном.

Як регульовані насоси і гідромотори одержали поширення роторно-поршневі і пластинчасті гідромашини.

Введемо в розгляд безрозмірний параметр e регулювання гідромашини, який дорівнює відношенню поточного значення робочого об'єму q_0^1 до максимального його значення q_0 , тобто $e = q_0^1 / q_0$.

Регулювання зміною робочого об'єму насоса (рис. 93, а) і полягає в плавній зміні швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна шляхом зміни параметра e_H . Мінімальне його значення відповідає мінімальному робочому об'єму, насоса і, отже, мінімальній швидкості вихідної ланки. Максимальна швидкість останнього виходить при $e_H = 1$, тобто при $q_{0H}^1 = q_{0H}$.

При закритому запобіжному клапані швидкість вихідної ланки гідроприводу визначається розмірами машин, їх об'ємними ККД і змінюється пропорційно параметру регулювання, тобто для гідроприводу поступального руху по формулі:

$$V_{П} = e_H (q_{0H} / S_{П}) n_H \eta_0 ,$$

для гідроприводу обертального руху по формулі:

$$n_r = (e_H q_{0H} / q_{0z}) n_H \eta_0 ,$$

де об'ємний ККД гідроприводу $\eta_0 = \eta_{0.H} \eta_{0.z}$ є лінійно, спадаючою функцією тиску в системі, тобто навантаження на вихідній ланці. Крім того, об'ємний ККД трохи зменшується зі зменшенням параметра e_H , тому що витрата витоків мало залежить від робочого об'єму, але ця витрата відноситься до ідеальної подачі насоса, що убиває зі зменшенням параметра e_H .

Таким чином, при постійному e_H і збільшенні навантаження на вихідній ланці гідродвигуна швидкість цієї ланки трохи убиває через вплив витоків у насосі і гідродвигуні. Однак через те, що об'ємні ККД сучасних

При установці декількох значень $e_H = const$ навантажувальні характеристики гідроприводу, тобто залежності V_{II} від F для поступального руху поршня гідроциліндра чи n_r від $M_{кр.г}$ для обертального руху вала гідромотора мають вигляд, показаний на (рис. 1) (область OEBC).

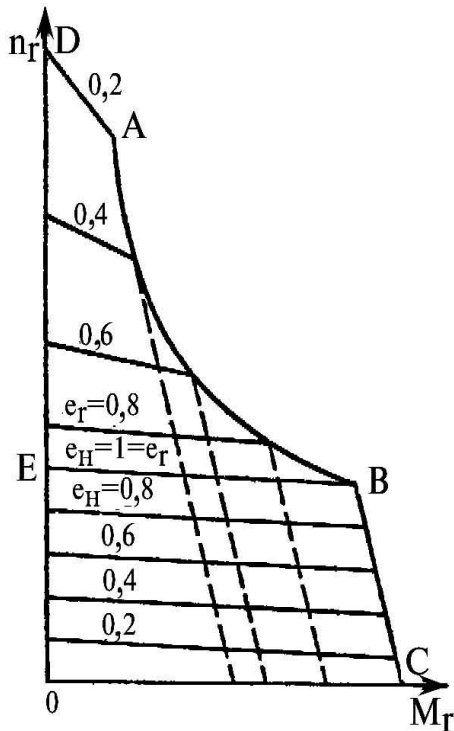


Figure 1 consists of three parts, (a), (b), and (c), each showing a schematic diagram of a thermodynamic cycle and a corresponding graph of thermodynamic variables versus heat rejection q_{or} .

- (a)** The schematic shows a cycle with a heat source (diagonal arrow) and a heat sink (circular arrow). The graph plots M_r (mechanical work) and N_{nr} (heat input) against q_{or} . The conditions are $P = \text{const}$ and $\eta_H = \text{const}$. The heat input $q_{or} = q_{or}$ is constant, and the mechanical work M_r increases linearly with q_{or} .
- (b)** The schematic shows a cycle with a heat source (diagonal arrow) and a heat sink (circular arrow). The graph plots N_n (heat input) and M_r (mechanical work) against q_{or} . The conditions are $P = \text{const}$ and $\eta_H = \text{const}$. The heat input $q_{or} = q_{or}$ is constant, and the mechanical work M_r decreases as q_{or} increases.
- (c)** The schematic shows a cycle with a heat source (diagonal arrow) and a heat sink (circular arrow). The graph plots M_r (mechanical work) and N_{nr} (heat input) against q_{or} . The conditions are $P = \text{const}$ and $\eta_H = \text{const}$. The heat input $q_{or} = V_{ar}$ is constant, and the mechanical work M_r decreases as q_{or} increases.

Рис.2 Варіанти об'ємного регулювання гідроприводу: а - регулювання насосом; б - регулювання гідромотором; в - регулювання насосом і гідромотором

Навантажувальні характеристики показують так зване осідання гідроприводу, тобто зниження швидкості вихідної ланки, обумовлене навантаженні складає:

$$e_{\Gamma\Gamma} = \eta_{OH} \cdot \eta_{OG}$$

На цю величину при значних тисках відчутно впливає стискальність

рідини.

Стискальність робочої рідини збільшує осідання гідроприводу і тим більше, чим - вище тиск.

Регулювання зміною робочого об'єму гідронасоса протикає при $P = \text{const}$ і $n_H = \text{const}$

Потужність, що розвивається гідроприводом при постійному тиску в системі зростає при регулюванні (збільшенні робочого об'єму) насоса. Швидкість вихідної ланки при цьому зростає, а зусилля на штоку гідроциліндра чи момент на валу гідромотора залишаються постійними (рис. 2,а)

Реверс гідродвигуна, тобто зміна напрямку руху вихідної ланки гідроприводу при регульованому насосі, можна здійснити двома способами: за допомогою гідро розподільників, чи зміною напрямку подачі (реверсом подачі насоса). Другий спосіб можливий лише в гідроприводах із замкнутою циркуляцією рідини і здійснюється спочатку зменшенням робочого об'єму насоса до нуля, а потім зміною знака ексцентриситету в шиберному і радіальному роторно-поршневному, чи зміною знака кута відхилення диска (блоку) β в аксіальних роторно-поршневих насосах. При переході через нульовий робочий об'єм приходится проходити зону нечутливості, на границях якої гідромотор зупиняється, тому що вся подача насоса йде на компенсацію витоків. Усередині цієї зони насос не здатний компенсувати витoki. Тому разом з частотою обертання гідромотора тиск у гідроприводі поступово зменшується до нуля.

Регулювання зміною робочого об'єму гідромотора можливо лише, в гідроприводах обертального руху. Якщо насос працює при постійних частоті обертання і тиску, то регулювання гідроприводу здійснюється при постійній потужності насоса (рис. 2, б).

При зменшенні робочого об'єму q_{0r} гідромотора від максимального його значення ($e_z = 1$) до мінімального ($e_z = e_{zmin}$) частота обертання його вала n_z буде збільшуватися. Крутячий момент M_z , на валу гідромотора через приблизну сталість розвиваємої: потужності, рівної $N_{n,z} = M_z \omega_z$, буде убувати зворотно пропорційно ω_z , тобто по гіперболічному закону. При таких регулюванні частота обертання гідромотора

$$n_r = q_{0H} n_H \eta_{on} \eta_{0,r} / (e_r q_{0r}),$$

При зменшенні робочого об'єму гідромотора і збільшенні моменту M_r (тиску p_z) об'ємний ККД гідроприводу $\eta_{оп} = \eta_{o,H} \eta_{o,r}$ зменшується. Тому навантажувальні характеристики гідроприводу в даному випадку (область ABED на рис. 1) зображуються лініями, нахил яких убик осі абсцис зі зменшенням параметра C_r збільшується. Крива АВ обмежує область можливих режимів роботи, обумовлену настроюванням запобіжного клапана.

Як впливає з формули при $e_r \rightarrow 0$ частота обертання гідромотора прагне до нескінченності. Допускати занадто малі значення робочого обсягу гідромотора не можна. При цьому виникає спочатку хитлива робота, а потім і

самогальмування гідромотора. Момент M_{Γ} , що розвивається гідромотором, при $q'_{OG} = a$ (рис. 3) стає рівним моменту тертя усередині його механізму й останній зупиняється навіть при відсутності навантаження.

Найчастіше регулювання за допомогою гідромотора застосовується в системах, де регульованим також є і насос.

Гідроприводи з машинно-дросельним керуванням.

Регулювання зміною робочих об'ємів насоса і гідромотора (рис. 2, в) здійснюється з метою розширення діапазону регулювання гідроприводу. Регулювання виконується послідовно. Якщо потрібно поступово збільшити швидкість обертання вала гідромотора до $n_{\Gamma\max}$ (наприклад, при троганні з місця і розгоні транспортного засобу), то регулювання виконується в наступному порядку: 1) насос встановлюють у положення нульового робочого об'єму, а гідромотор - у положення максимального, привідний двигун виводять на задану постійну частоту обертання; 2) робочий об'єм насоса поступово збільшують до максимального, унаслідок чого швидкість вихідної ланки зростає до значення, що відповідає номінальній потужності привода; 3) збільшують швидкість вихідної ланки зменшенням робочого об'єму гідромотора до мінімального значення, обумовленого початком хитливої роботи.

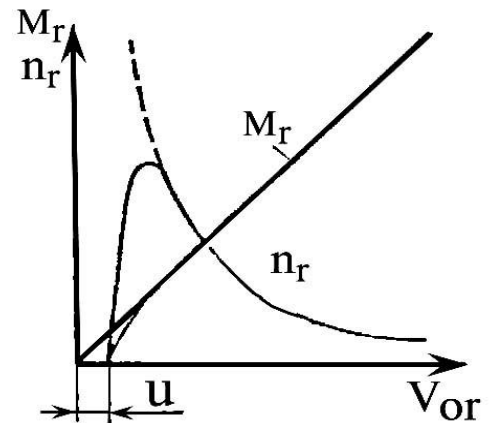


Рис. 3 Зона самогальмування гідромотора.

Перший етап розгону відбувається при постійному моменті M_{Γ} і зростаючій потужності привода. Для другого характерно зменшення крутячого моменту, і постійній потужності.

При закритих клапанах у загальному випадку об'ємного регулювання з рівності $Q_H = Q_{\Gamma}$ одержимо

$$n_z = [(e_H q_{OH}) / (e_{\Gamma} q_{OG})] n_H \eta_{O.H} \eta_{O.\Gamma},$$

ККД об'ємного гідроприводу з об'ємним регулюванням визначають так само, як і у випадку нерегульованого привода. На відміну від нерегульованого гідроприводу ККД гідромашин крім тиску, частоти обертання і в'язкості істотно залежать ще і від параметрів регулювання e_H і e_{Γ} . Максимальний ККД гідропривода має місце в області максимальних робочих об'ємів насоса і гідромотора, тобто при $e_H = e_{\Gamma} = 1$.

Порівняння різних способів регулювання гідроприводу, розглянутих раніше: двох варіантів дросельного й об'ємного, доцільно провести по трьом показниках: по навантажувальним характеристикам, ККД і вартості застосовуваних гідромашин і апаратури.

Найбільшою стабільністю навантажувальною характеристикою

володіє гідропривод з об'ємним регулюванням. Значно гірше в цьому відношенні дросельне регулюванням з паралельним включенням дроселя ще гірше дросельне регулювання з паралельним включенням дроселя.

Найбільш високого ККД гідропривод досягає при об'ємному регулюванні, нижче – при дросельному з паралельним включенням дроселя і ще нижче при дросельному з послідовним його включенням.

Отже, по двом найважливішим показникам - навантажувальним характеристикам і ККД - кращі якості має гідропривід з об'ємним регулюванням. Однак при виборі способу регулювання гідроприводу необхідно враховувати ще економічні показники.

Регульовані гідромашини - насоси і гідромотори - більш дорогі, чим нерегульовані. Тому використовуючи регульований гідропривод йдуть на значні капітальні витрати, але зате завдяки більш високому ККД одержують економію в експлуатаційних витратах, тобто у вартості енерговитрат. В зв'язку з цим об'ємне регулювання гідроприводу звичайно застосовують, коли істотними є енергетичні показники, наприклад, для гідроприводів великої потужності і з тривалими режимами їхньої роботи. Гідроприводи з дросельним регулюванням і дешевими, наприклад, шестеренними насосами використовують звичайно в малопотужних системах, а також, коли режими роботи гідроприводу короткочасні.

Застосування об'ємного гідроприводу в сільськогосподарській техніці

В даний час у сільськогосподарському машинобудуванні широко впроваджуються гідрооб'ємні передачі. Багато років вже експлуатуються в сільському господарстві випускаємі серійно гідрофіковані машини: косілка-плющілка самохідна КПС5-Г і пневматичні сівалки СУПН 8...12; самохідні комбайни: силосоуборочний КСК-100, кукурудзозбиральної КСКУ-6 «Херсонець 200», корнезбиральний РКС-6Б, зернозбиральний СК-10 «Ротор», «ДОН-1500» і ряд інших машин. Досвід експлуатації показав, що застосування гідрооб'ємних приводів замість механічних передач дозволяє підвищити продуктивність комбайнів і машинно-тракторних агрегатів (МТА) у різних географічних зонах землеробства на 20...45 %.

Подальше впровадження об'ємних гідроприводів на сільськогосподарських машинах полягає в переході до комплексної гідрофікації сільськогосподарської техніки, включаючи як самохідні машини, так і МТА.

З великої розмаїтості гідроприводів, застосовуваних на сільськогосподарській техніці, найбільш характерні:

- гідроприводи керування машинами і сільськогосподарськими агрегатами:

- гідрооб'ємні кермові механізми, гідропідтискні фрикційні механізми, гідроначіпні пристрої тракторів, гідрогальма і т.п;

Гідроприводи робочих органів сільськогосподарських машин:

а) гідрооб'ємні приводи активних робочих органів обертального руху: ґрунтових фрез, валів причіпних збиральних машин, шнеків, дискових ножів, пилок і т.п.;

б) гідрооб'ємні приводи робочих органів зворотно-поступального руху: Ріжущих апаратів жниварок, і косарок, вібраційних пристроїв сільськогосподарських машин і т.п.

- ГСТ (гідрооб'ємні силові трансмісії) ходових систем комбайнів, тракторів і інших самохідних сільськогосподарських машин.

- Гідропривод допоміжного призначення, що полегшує працю механізатора:

- Гідрофіційований гак, сервомеханізм муфти зчеплення й інші сервоприводи механізмів машин.

Для всіх перерахованих груп гідроприводів, крім ГСТ характерним є те, що вони можуть бути автономними чи не автономними. Використання не автономних гідроприводів пов'язано з рішенням питання гідравлічного відбору потужності.

Усі сучасні трактори і комбайни з механічною трансмісією обладнані гідравлічним відбором потужності загального призначення - ГВП-ЗП (допоміжний шестеренний насос), з якого можна зняти потік гідравлічної потужності в межах $N_{ГВП. за} = 15-20$ кВт. ГВП-ЗП призначений, в основному, для роботи напірного пристрою трактора і керування його робочими органами. Його можна використовувати для приводу робочих органів малої потужності сільськогосподарських машин, наприклад вентилятора сівалки СУПН. Звичайно потужність ГВП-ЗП не перевищує $0,3 N_{двг}$ двигуна, встановленого на тракторі чи комбайні.

Для приводу енергоємних робочих органів необхідний гідравлічний відбір підвищеної потужності (ГВП - ПП). Звичайно в якості ГВП-ПП використовують роторно-поршневий регульований насос, що може створити потік рідини для передачі потужності $N_{гвп-пп} = 0,6 N_{двг}$. Структурна схема ГВП-ПП представлена на рис. 4.

У ГВП-ПП частина потужності від вала двигуна 1 витрачається на привод насоса 2, що створює потік рідини, що має гідравлічну потужність, рівну $N_H = p_H \cdot Q_H$. Рідина рухається по трубопроводу 3 і через розподільник направляється в гідродвигуні 5 для приводу різних робочих органів сільськогосподарської машини. Упровадження ГВП-ПП на тракторах з відповідним шлейфом сільськогосподарських машин дозволяє підвищити продуктивність МТА на 25...30% і дає економію металу приблизно 250 т на кожну тисячу машин.

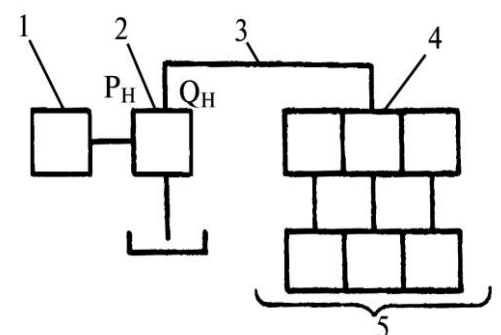


Рис. 4 Структурна схема ГВП-ПП

Роздільно-агрегатна гідросистема сучасних енергонасичених тракторів складається з уніфікованих вузлів і агрегатів,

Послідовність з'єднання гідроагрегатів тракторної гідросистеми показана на рис. 5.

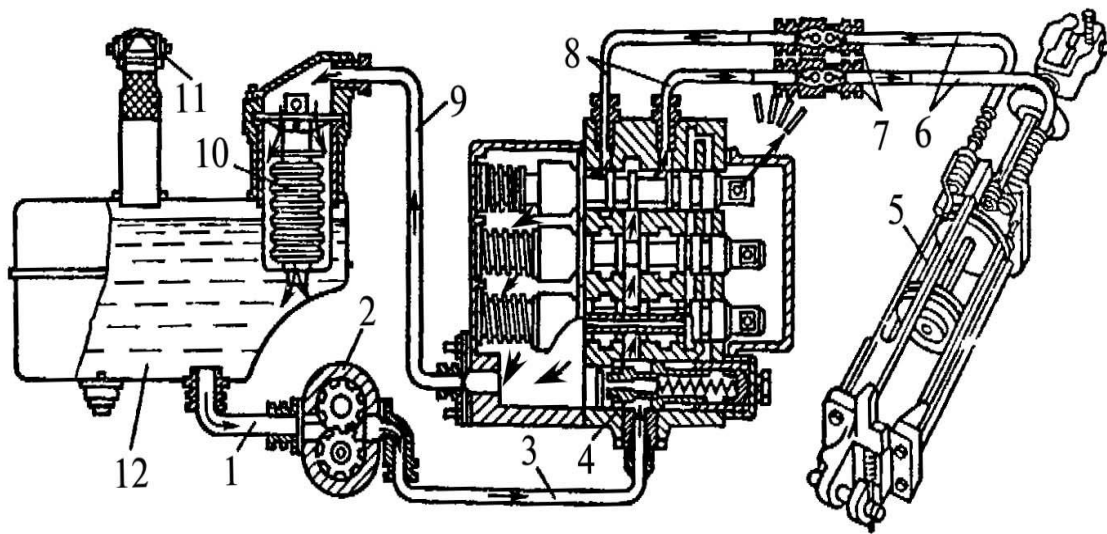


Рис. 5 Схема роздільно агрегатної навісної гідросистеми трактора: 1,3,6,8 і 9 – гідролінії; 2 – насос; 4 – гідророзподільник; 5 – гідроциліндр; 7 – запорні клапани; 10 і 11 – кондиціонери робочої рідини; 12 – робоча рідина.

У процесі роботи гідросистеми насос, що приводиться в дію від двигуна трактора, усмоктує робочу рідину з бака і нагнітає її в гідророзподільник, що має, крім золотників керування, запобіжний клапан з сервокеруванням і перепускний клапан. При нейтральному положенні золотників робоча рідина, проходячи гідророзподільник, через фільтр зливається в бак. При переміщенні золотника гідророзподільника в положення «Підйом» чи «Опускання» робоча рідина по трубопроводах надходить у поршневу чи штокову порожнину гідроциліндра начіпної системи, опускаючи чи піднімаючи робоче знаряддя. З іншої порожнини гідроциліндра- робоча рідина надходить у гідророзподільник і зливається в бак.

На більшості тракторів, крім гідроциліндра начіпної системи, для агрегатування із сільськогосподарськими машинами гідророзподільник має ще два золотники для керування виносними гідродвигунами.

Крім цих гідроагрегатів, трактори обладнанні також спеціальними гідравлічними пристроями: гідропідсилювачем рулячи, гідрозбільшувачем зчіпної ваги (колісні трактори) і сервоприводами керування агрегатами трансмісії (гусеничні трактори) і ін.

Неавтономний гідропривід активних робочих органів може бути розглянутий на прикладі гідроприводу розкидувача мінеральних добрив, вапна і гіпсу КСА-3 (рис. 6).

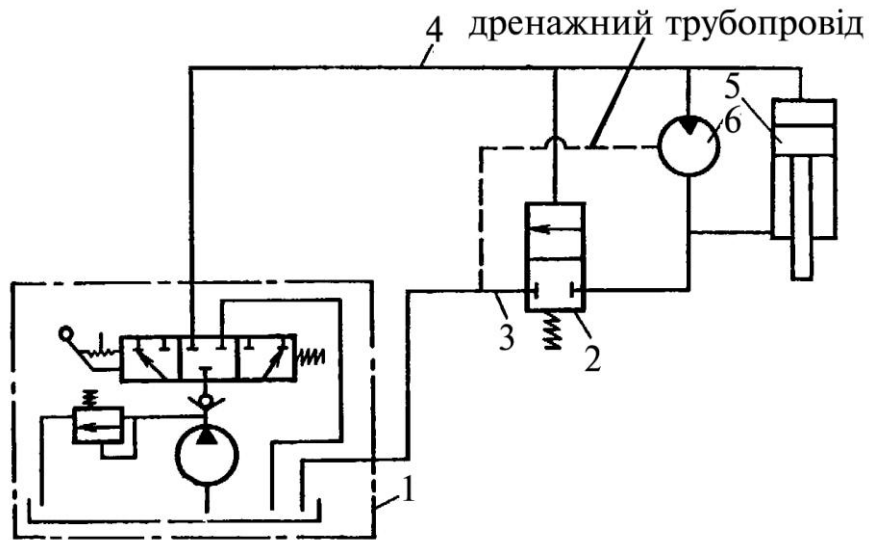


Рис. 6 Гідравлічна схема гідроприводу розкидувача мінеральних добрив КСА-3: 1 - гідросистема автомобіля; 2 - клапан запірний; 3, 4 - гідролінії; 5 - гідроциліндр; 6 - гідромотор.

Гідропривід причіпного розкидувача КСА-3 на автомобілі ЗІЛ-ММЗ-555 призначений для приводу відцентрового диска, що розсіює, і керування гідроциліндром включення привода транспортера, що подає добрива на відцентровий диск.

При включенні рукоятки гідророзподільника автомобіля робоча рідина від насоса по напірній магістралі 4 надходить до гідромотора 6, у штокову порожнину гідроциліндрів 5 і 6 напірного золотника 2. При цьому починається обертання відцентрового диска, включається привод транспортера і зливальна магістраль від гідромотора з'єднується з баком автомобіля.

При відключенні подачі рідини напірний золотник 2 під дією пружини займає вихідне положення, і гідромотор 6 під дією інерційних сил диска починає нагнітати рідину в штокову порожнину гідроциліндра 5, відводячи його у вихідне положення і цим включаючи привод транспортера. Дренажні витоки відводяться в зливальний трубопровід.

Гідрооб'ємні силові трансмісії (ГСТ)

До 1980 року успішно пройшли іспити дослідних зразків колісних тракторів (МТЗ-80, Т40), самохідних шасі Т-16М и Ш-104М, а також різних марок самохідних комбайнів, обладнаних ГСТ для привода ходових систем машин.

Наприклад, трактор МТЗ-80 обладнаний ГСТ, у залежності від виконуваних операцій показав підвищення продуктивності МТА на 15...35%, хоча коефіцієнт корисної дії в ГСТ на 10...15% нижче, ніж у механічної передачі. У самохідного шасі Ш-104М, створеного ХТЗ, тягове зусилля зросло в залежності від ґрунтових умов на 31...41%, що з'явилося наслідком різкого зниження буксування коліс, що мають привод від гідромоторів. Крім того, з'явилася можливість роботи з одноосьовим причепом, що було недосяжно для серійної машини Ш-104М с механічною трансмісією. Не випадково, у США всі садово-городні трактори і ряд інших міні-тракторів

потужністю до 25 кВт випускають цілком гідрофіційованими із широким шлейфом причіпних і начіпних гідрофіційованих машин. ГСТ виготовляються по трьом схемах: двоагрегатні, трьоагрегатні і багатоагрегатні.

Найбільше поширення на сільськогосподарських машинах одержала двоагрегатна ГСТ, структурна схема, якої приведена на рис.7, а. У цій схемі об'ємна гідравлічна передача (ОГП), що складається з насоса 2 і гідромотора 3, установлюється між валом двигуна 1 і вхідним валом КПП 4. Далі крутячий момент через головну передачу 5, бортові редуктори 6 передається на ведучі колеса 7.

В якості насоса ГВП поки що застосовують нерегульовані шестеренні насоси. У трьоагрегатній ГСТ, зображеній на рис. 7, б, установлюють гідромотори 8 зі ступенчатим регулюванням, вихідні вали яких відразу з'єднують з бортовими редукторами 6.

На самохідних комбайнах ГСТ застосовується в сполученні з гідроприводом активних робочих органів, тобто виконується комплексна гідрофікація сільськогосподарської машини з застосуванням багатоагрегатної ОГП.

При комплексній гідрофікації (рис. 8) використовують два насоси 1 і 2, один із яких, наприклад H_1 , виконує функції ГВП, а другий H_2 - подає рідину в гідромотори тягові (M_T) привода коліс сільськогосподарської машини.

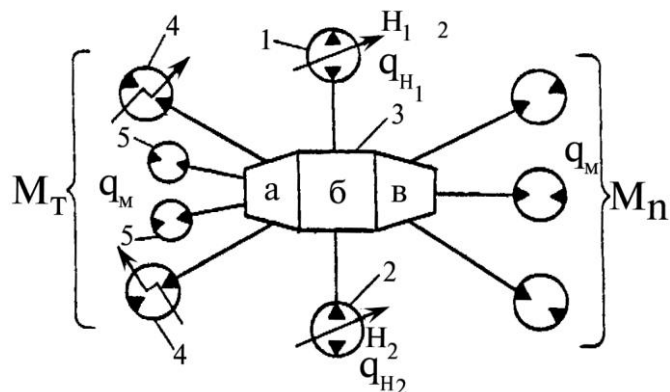


Рис. 8 Структурна схема багатоагрегатної ОГП.

Гідромотори 4 зі ступенчатим регулюванням призначені для привода тягових коліс, а гідромотори нерегульовані 5 періодично підключаються в роботу від насоса H_1 через розподільник 3 для привода керованих коліс, що дозволяє збільшувати тягове зусилля сільськогосподарської машини. Постійно через розподільник 3 потік робочої рідини від насоса H_1 підводиться в гідромотори приводні (M_n) робочих органів сільськогосподарської машини.

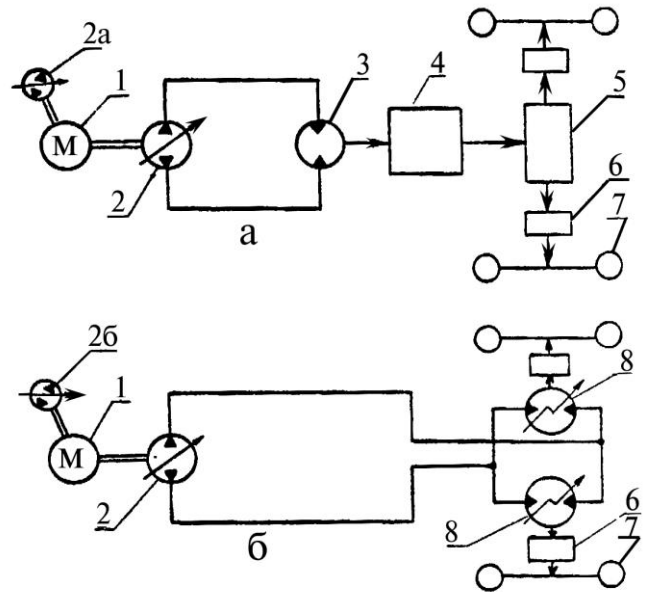


Рис. 7 Структурні схеми ГСТ: а - двоагрегатна; б - трьоагрегатна.

Для ГСТ тракторів класу від 6 до 30 кН із ГВП і комплексної гідрофікації самохідних зернозбиральних комбайнів досить мати чотири типорозміри насосів з робочим об'ємом $q_H = 16, 40, 90, 125 \text{ см}^3/\text{об.}$ і три типорозміри гідромоторів $q_M = 40, 90, 125 \text{ см}^3/\text{об.}$

Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки дозволяє внести істотні якісні зміни в технологічні процеси. виробництва.

- сполучати технологічні операції;
- оптимізувати режими роботи окремих робочих органів і машини в цілому;
- розширити застосування й удосконалювати системи автоматичного водіння і керування роботою машинотракторного агрегату чи комбайна.

У результаті продуктивність, наприклад, комбайнів, підвищується на 25...30 %.

Основними причинами, що стримують комплексну гідрофікацію сільськогосподарської техніки є:

-
- недостатня номенклатура гідромашин і інших гідроагрегатів, що випускаються промисловістю;
 - недостатня довговічність гідромашин (3000...5000 мотогодин), що досить для комбайнів, а для тракторів необхідно мати 7000...10000 мотогодин;
 - малопотужність ГВП-ЗП на тракторах, що серійно випускаються;
 - висока вартість ГСТ у порівнянні з механічною трансмісією;
 - недостатня підготовленість ремонтної бази в господарствах і низька культура експлуатації гідромашин, особливо в частині забезпечення ГСТ необхідними марками масел і підтримки їхньої чистоти.

Гідропривода об'ємний ГСТ-90

На сучасних самохідних комбайнах, що випускаються серійно, встановлюється уніфікована двох агрегатна гідроб'ємна силова трансмісія ГСТ-90, виготовляема за схемою згідно рис. 7. Можливість уніфікації її застосування на мобільних сільськогосподарських машинах різного класу - від косілки - плющілки КПС-5М до зернозбиральних комбайнів СК-10 «Дон-Ротор», «Дон-1500» забезпечується за рахунок конструкції, а також зміни передаточних чисел КПП (поз. 4), головної передачі (поз. 5) і бортових редукторів (поз. 6).

Гідравлічна схема ГСТ-90 приведена на рис. 9.

Гідропривід ГСТ-90 містить у собі: бак 1 з датчиком дистанційного термометра 2, фільтром 3 і вакуумметром 5; теплообмінник 4; реверсивний регульований насос 6 з гідроапаратурою керування; нерегульований гідромотор 7 із клапанною коробкою; гідролінії: зливальня 8, напірні 9 і 9а високого чи низького тиску поперемінно із гнучкими шлангами 10, всмоктування 11 і дренажну 12.

Тяговий насос 6.1 і гідромотор 7.1 аксіально-плунжерні з похилим диском мають наступні основні параметри: $p_{\text{ном}} = 22 \text{ МПа}$ і $p_{\text{max}} = 35 \text{ МПа}$, $n_{\text{ном}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$ і $n_{\text{max}} = 2590 \text{ хв}^{-1}$; робочий об'єм: насоса $q_H = 0...90 \text{ см}^3/\text{об.}$

мотора $q_H = 91 \text{ см}^3/\text{об}$; потужність насоса - 46 кВт.

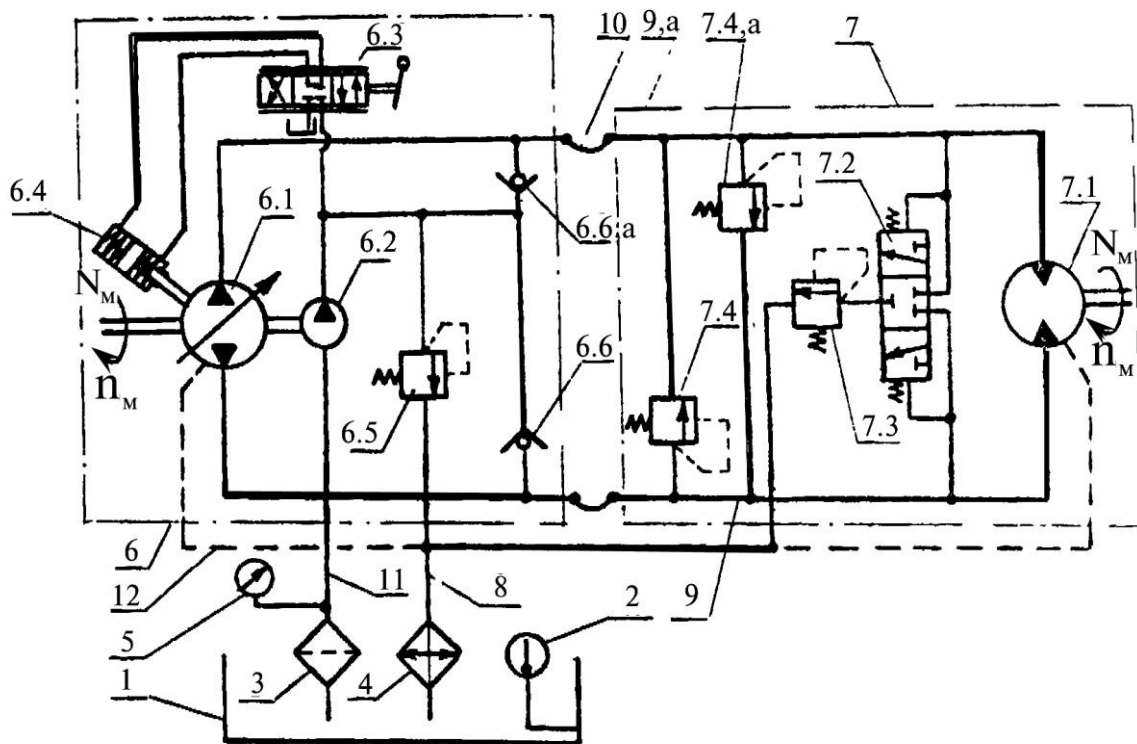


Рис. 9 Схема гідравлічна принципова трансмісії ГСТ-90.

Від вала тягового насоса 6.1 приводиться допоміжний шестеренний насос 6.2 із запобіжним клапаном 6.5, відрегульованим на тиск 1,5...1,8 МПа. Допоміжний насос обслуговує системи: керування, охолодження, очищення масла і підживлення гідrolіній низького тиску, заповнення витоку робочої рідини з насоса 6.1 і гідромотора 7.7 і підтримки тиску на виході з гідромотора і вході в насос у межах 1...1,5 МПа.

Надійна робота гідроприводу ГСТ-90 можлива при ретельному дотриманні наступних *основних правил експлуатації і технічного обслуговування*:

- температура робочої рідини повинна бути в межах 50...80 °С;
- вакуум за фільтром 3 повинний бути не більш 0,025 МПа, для чого фільтруючий елемент необхідно змінювати після перших 10, а потім через 50, 100 і 500, а далі через кожні 1000 мотогодин роботи ГСТ чи при показанні вакуумметра 5, відмітки 0,025 МПа при температурі масла (45±5) °С;
- як робочу рідину застосовувати тільки мінеральні масла марки «А», «ЭШ» і МГЕ-46 (МГ-30У).
- заміну робочої рідини робити спочатку через 500, а потім регулярно через 2000 мотогодин;
- буксирувати сільськогосподарську машину, обладнану ГСТ,

допускається тільки при роз'єднаному зв'язку гідромотора з ходовою частиною (тобто КПП у нейтральному положенні).

Гідрооб'ємні приводи робочих органів комбайна «Дон-1500»

У комбайнах «Дон-1500» крім гідроприводу ведучих коліс ГСТ-90, застосовують ще дві незалежних гідросистеми: основну (для керування всіма робочими органами комбайна) і гідросистему рульового керування. Принципові схеми цих гідросистем показані на рис. 10.

Основна гідросистема, що має у своєму складі шестеренний насос 1 типу НШ -32-3, призначається для виконання дванадцяти операцій за допомогою включення відповідних гідроциліндрів: 8 - підйому й опускання жниварки; 10 - керування варіатором мотовила; 11 - вертикального переміщення мотовила; 12 - горизонтального переміщення (виносу) мотовила; 13 - включення і вимикання робочих органів молотарки; 14 - реверса жниварки; 15 - включення і вимикання вивантажувальних шнеків бункера; 17 - керування варіатором молотильного барабана; 18 - повороту похилого вивантажувального шнека бункера; 20 - вібратора бункера; 21 і 22 - відкриття і відповідно закриття копичника.

Потік масла від насоса 1 до гідроциліндрів підводиться через відповідні золотники в п'ятисекційному гідророзподільнику 7 з ручним керуванням, двохсекційному 16, трьохсекційному 19 гідророзподільниках з електрогідравлічним керуванням і спеціальний гідророзподільник 23 керування копичником.

На рис.10 зображене нейтральне положення золотників усіх гідророзподільників - 7, 16, 19, 2. Насос 1 усмоктує робочу рідину з бака 2, одночасно подає її в трубопровід нагнітання і через дросель запобіжно-переливного клапана 5 і відкритий гідроклапан 6 з електромагнітним керуванням у трубопроводі каналу керування (позначено стрілками). При наявності руху потоку в каналі керування рідина через трубопроводи зливу, переливний клапан 5 і фільтр при невеликому тиску зливається в бак 2. При включенні будь-якого золотника з ручним керуванням чи золотника розподільника 23 копичника канал керування перекривається пояском цього золотника, і робоча рідина з каналу, зв'язаного з трубопроводом нагнітання, направляється до відповідного гідроциліндра, а в нагнітальному трубопроводі створюється необхідний робочий тиск рідини, тому що при перекритті каналу керування запобіжно - переливний клапан закривається. З включенням будь-якої секції електрогідравлічних розподільників 16 і 19, одночасно перекривається потік керування за рахунок включення гідроклапана 6. Далі відбувається то ж саме, що при переміщенні золотника з ручним керуванням.

У системі рульового керування встановлений насос 29 шестеренного типу НШ-10Е-3 із приводом від розподільної шестірні ДВС і насос - дозатор 30 типу НД-80 із приводом від кермового колеса 25.

При роботі насоса 29 і нерухомому кермовому колесі все масло,

подає насосом, проходить через насос-дозатор і через фільтр основної системи, зливається в бак 2.

При обертанні кермового колеса частина масла (кількість залежить від інтенсивності обертання) направляється до підсилювача потоку 26, а частина його скидається на злив через фільтр у бак 2. Потік масла, що поступили з насоса-дозатора 30 у підсилювач потоку 26, з тиском, що збільшився за рахунок потоку масла, що надходить туди від шестеренного насоса, направляється в гідроциліндри 24 повороту керованих коліс.

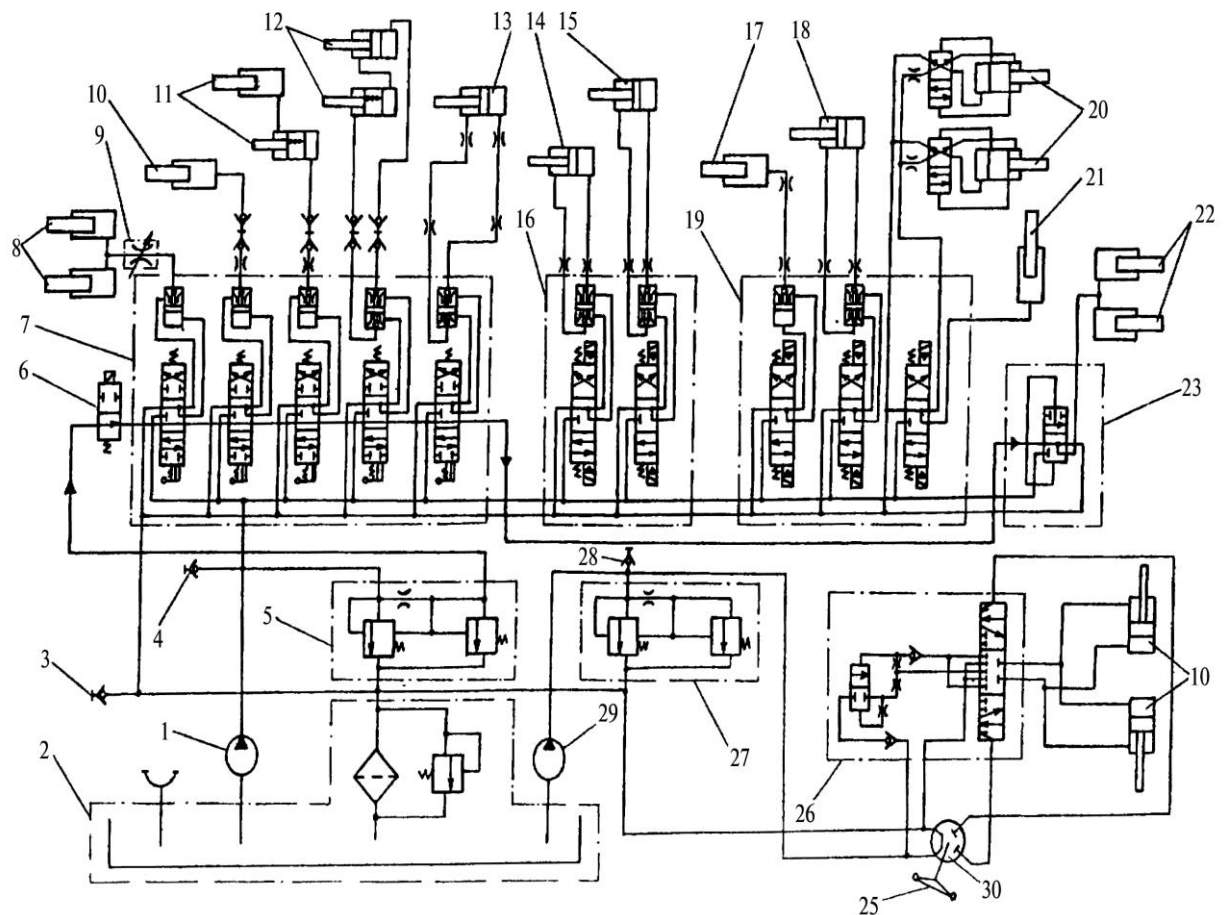


Рис. 10 Схема принципова основної гідросистеми та гідросистеми рульового керування комбайну «Дон – 1500».

У випадку відмовлення шестеренного насоса 29 і при буксируванні комбайна з непрацюючим двигуном насос - дозатор діє як ручний насос із приводом від кермового колеса і перекачує масло з однієї порожнини гідроциліндрів в іншу.

В даний час у м. Харкові ведеться серійна зборка зернозбирального гідрофіцірованого комбайна «Бізон» з використанням готових деталей, що поставляються Польщею, а в м. Херсоні освоєний випуск нового зернозбирального комбайна з гідроприводом ходових коліс ГСТ-112, більшої потужності, чим ГСТ-90, що дозволяє підвищити експлуатаційну надійність гідросилової трансмісії комбайна.

Відмовлення в роботі ГСТ-90 найчастіше відбуваються через неполадки в роботі клапанів і золотників, розташованих у насосах і гідромоторі ГСТ-90. Найбільш характерні відмовлення в роботі ГСТ-90 із указівкою їхніх можливих причин наступні:

1. Після запуску ДВС комбайн не рухається ні вперед, ні назад.

Причини: У КПП включена нейтральна передача, недостатня кількість масла в баці 1; інтенсивне піноутворення масла (наявність води в маслі); засмічений фільтр 3 (показання вакуумметра 5 більше 0,25 МПа); засмітився запобіжний клапан 6.5 насоса 6.2 чи підпірний переливний клапан 7.3 у гідромоторі 7 В результаті цього величина тиску підживлення зменшилась, що недостатньо для роботи циліндрів 6.4 повороту похилої шайби насоса 6.1; несправність у приводі золотника розподільника 6.3 чи в самому розподільнику.

2. При працюючому ДВС комбайн рухається тільки в одну сторону (вперед чи назад).

Причини: у гідромоторі засмітився запобіжний клапан 7.4, а (робоча рідина іде в гідролінію низького тиску, міняючи гідромотор); золотник шунтируючого клапана 7.2 заклинює у верхньому чи в нижньому положенні, у результаті чого робоча рідина з гідролінії високого тиску, міняючи гідромотор, може зливатися в бак 1 через переливний клапан 7.

Зменшилася робоча швидкість комбайна (особливо при подоланні підйомів) або температура масла перевищує 80 °С. Причини: збільшилися витіки рідини в гідромашинах за рахунок зносу опорної п'яти ротора насоса 6.1 чи гідромотора 7 (тиск у дренажній лінії 12 збільшується $P_{дрен} > 12$ МПа, температура робочої рідини $t_{р.р.} < 80$ °С); мають місце витіки робочої рідини через запобіжний клапан 7.4 чи 7.4,а при робочому тиску $P_{роб} \leq p_{ном} 22$ МПа (тиск у дренажній лінії 12 зберігається в припустимих межах $P_{дрен} \leq 0,25$ МПа, а температура робочої рідини зростає і стає $t_{р.р.} > 80$ °С).

Питання для самоконтролю до лекції № 5.

1. Який гідропривод називається регулюємим? Як він класифікується?
 2. В чому відмінність дросельного регулювання від об'ємного, його переваги і недоліки?
 3. Які ви знаєте способи дросельного регулювання?
 4. В чому особливість послідовного включення регулюючого дроселя?
 5. В чому особливість паралельного включення регулюючого дроселя?
 6. В чому переваги і недоліки послідовного і паралельного включення регулюючого дроселя?
-
1. Які ви знаєте способи об'ємного регулювання?
 2. В чому переваги і недоліки об'ємного способу регулювання?
 3. Який гідропривод називається регулюємим? Як він класифікується?

4. В чому відмінність регулювання об'ємного від дросельного, його переваги і недоліки?
5. Яких гідроприводах забезпечується регулювання зміною робочого об'єму гідромотора?
6. В чому особливість гідроприводів з машинно-дросельним керуванням?
7. Які ви знаєте найчастіші причини відмовлення в роботі ГСТ-90 ?
8. Які основні правила експлуатації і технічного обслуговування ГСТ ?
9. З яких основних елементів складається ГСТ-90?