

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Механічний факультет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова

Методичні вказівки до вивчення дисципліни

«Гідравліка, гідропневмопривод». Частина 2 – «Гідропневмопривод»
(Лекції 14 – 16)

рівень підготовки

бакалавр

галузь знань

13 – Механічна інженерія

спеціальність

133 – Галузеве машинобудування

Затверджено радою механічного факультету,
протокол № 2 від 14.10.2022 р.

Харків ХНАДУ 2022

Основою для складання методичних вказівок є навчальний план ХНАДУ, в який входить дисципліна «Гідравліка, гідропневмопривод (частина 2 – гідропневмопривод)» підготовки бакалаврів в галузі знань 13 - Механічна інженерія, спеціальності 133 - Галузеве машинобудування, за освітньою програмою - Галузеве машинобудування, яка розроблена на кафедрі БДМ ім. А.М. Холодова. Цим планом передбачається проведення 16 лекційних занять. Метою проведення теретичних занять є ознайомлення студентів с основними законами та рівняннями, конструкціями гідропрстроїв, методиками їх розрахунків на основі використання основних законів і рівнянь для визначення зусиль, витрат та втрат робочої рідини, визначення вихідних параметрів та ККД гідропрстроїв, зокрема насосів, гідроциліндрів, гідромоторів та гідророзподільників. Також розглянуті методики розрахування швидкості гідроциліндрів і гідромоторів при застосуванні дросельного та машинного способів регулювання витрати робочої рідини

В основі складання лекцій є сучасні інформаційні видання та учбово-методична література провідних вітчизняних та закординних фахівців, попередній досвід викладання дисциплін в ХНАДУ, пов'язаних з об'ємним гідроприводом та гідропневмоавтоматикою, методика навчання фірми «Festo Didactic» (Hydraulics course for vocational training Instructors manual – курс гідравліки для професійного навчання, інструкція викладача).

Видання складається з 4 частин. Частина 4 (лекції 14 – 16)

Укладач: Г. А. Аврунін,

Рецензент: О.В. Щербак

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова. ХНАДУ – 50 с.

ВСТУП

Наведені лекції спрямовані на формування інженерних знань при вивченні об'ємних гідропневмоприводів (ОГП) та гідропневмоавтоматики (ГПА) будівельних та дорожніх машин (БДМ) для забезпечення сучасного технічного рівня і конкурентоспроможності проєктованих механізмів і машин. Мета справжніх вказівок – ознайомлення студентів з конструкціями гідроприсроїв, методиками їх розрахунку та аналізом їх результатів. Отримані навички можуть бути застосовані при виконанні спеціальних завдань в бакалаврських та магістерських дипломних роботах.

При проведенні лекційних занять студенти знайомляться з теоретичним основами об'ємних гідропневмоприводів, конструкціями окремих гідроприсроїв, робочими рідинами та засобами їх кондиціонування, розрахунками параметрів та ККД гідравлічних машин, позначеннями гідропневмоприсроїв, гідравлічними та пневматичними принциповими схемами гідропневмоприводів.

Особлива увага в лекційному курсі приділена сучасній термінології гідропневмоприсроїв, ознайомленню з вітчизняними та міжнародними стандартами, зокрема з ДСТУ ISO 4413:2002 (Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування).

Четверта частина курсу містить 3 лекційних заняття (лекції 14 - 16).

ЗМІСТ

Лекція 14. Гідроприсрої для безпеки роботи вантажопідйомних машин. Застосування гідрозамків і гальмівних гідро клапанів.....	4
Лекція 15. Енергозбереження в гідроприводах з дросельним і машинним керуванням. Регулятори зміни робочого об'єму гідромашин.....	14
Лекція 16. Вимоги до фільтрації та теплообміну робочої рідини в об'ємних гідроприводах. Розрахунок діаметрів трубопроводів та об'єму гідробака.....	37
Перелік використаних джерел.....	48

Лекція 14. Гідроприсрої для безпеки роботи вантажопідйомних машин. Застосування гідрозамків і гальмівних гідроклапанів

План лекції

- 1.Номенклатура засобів для безпеки роботи вантажопідйомних машин.
- 2.Принцип дії гідрозамків нерозвантаженого та розвантаженого типів.
- 3.Розрахунок тиску відкриття гідрозамка. Односторонні та двохсторонні гідрозамки.
- 4.Принцип дії гальмівних клапанів.
- 5.Методика розрахунку параметрів гідропривода при роботі з гальмівним клапаном.
- 6.Відеофільми за темою лекції.

Для забезпечення надійної та безпечної роботи механізмів вантажопідйомних машин (лебідок, кранів і підйомників різного призначення) гідроприсроями об'ємного гідропривода вирішуються завдання плавного «підйому-опускання», фіксації і захисту від мимовільного падіння вантажу при відмові джерел енергопостачання або власне гідропривода. З цією метою застосовують гідрозамки, гальмівні гідроклапани, нормально-замкнуті гальма на базі гідроциліндрів і пристроїв автоматики.

Гідрозамком називається спрямівний гідроапарат, призначений для перепускання РР в одному напрямку та запирання у зворотному напрямку за умови відсутності керувальної дії, а за наявності керувальної дії для перепускання в обох напрямках. Гідрозамки мають один або два запірно-регулювальних елементи (односторонні і двосторонні замки, відповідно). Конструкція гідрозамка включає зворотний клапан і гідроциліндр керування для примусового відкриття зворотного клапана. Односторонні гідрозамки перекривають тільки один канал, а двосторонні – обидва канали, що йдуть від гідророзподільника до гідроциліндра. Розрізняють гідрозамки розвантаженого і нерозвантаженого типів. У гідрозамках нерозвантаженого типу штокова порожнина гідроциліндра повідомлена з підклапанною порожниною гідрозамка, а в гідрозамках розвантаженого типу ці порожнини роз'єднані і ізолювана штокова порожнина гідрозамка повідомлена з дренажним каналом.

Гальмівним гідроклапаном називають гідроприсрій, що забезпечує захист від протиобгінного швидкісного режиму гідродвигунів механізмів опускання вантажу стріловидних кранів, лебідок, навантажувачів і ходових механізмів пневмоколісних екскаваторів. Протиобгінний швидкісний режим виникає при збігу напрямку дії навантаження (для гідроциліндра) або крутного моменту (для гідромотора) з напрямом переміщення гідроциліндра або обертання гідромотора, відповідно. Гальмівний гідроклапан забезпечує підтримку постійності швидкості гідродвигуна при опусканні вантажу підйомно-транспортного механізму незалежно від значення попутного зовнішнього навантаження. При цьому гальмування гідродвигуна забезпечується дроселюванням РР в зливній магістралі.

На рис. 1 наведені схеми об'ємних гідроприводів вантажопідйомних механізмів, до складу яких входять гідрозамки односторонньої дії розвантаженого і нерозвантаженого типів. Загальними в гідроприводах є насос Н з приводним двигуном «М», гідроциліндр Ц з вантажем G , гідророзподільник Р з електромагнітним керуванням, дросель ДР із зворотним клапаном КО, запобіжний клапан КП і гідробак Б. Кожний гідрозамок ЗМ містить корпус 1, зворотний клапан 2, пружину 3, поршень 4 і штовхач 5.

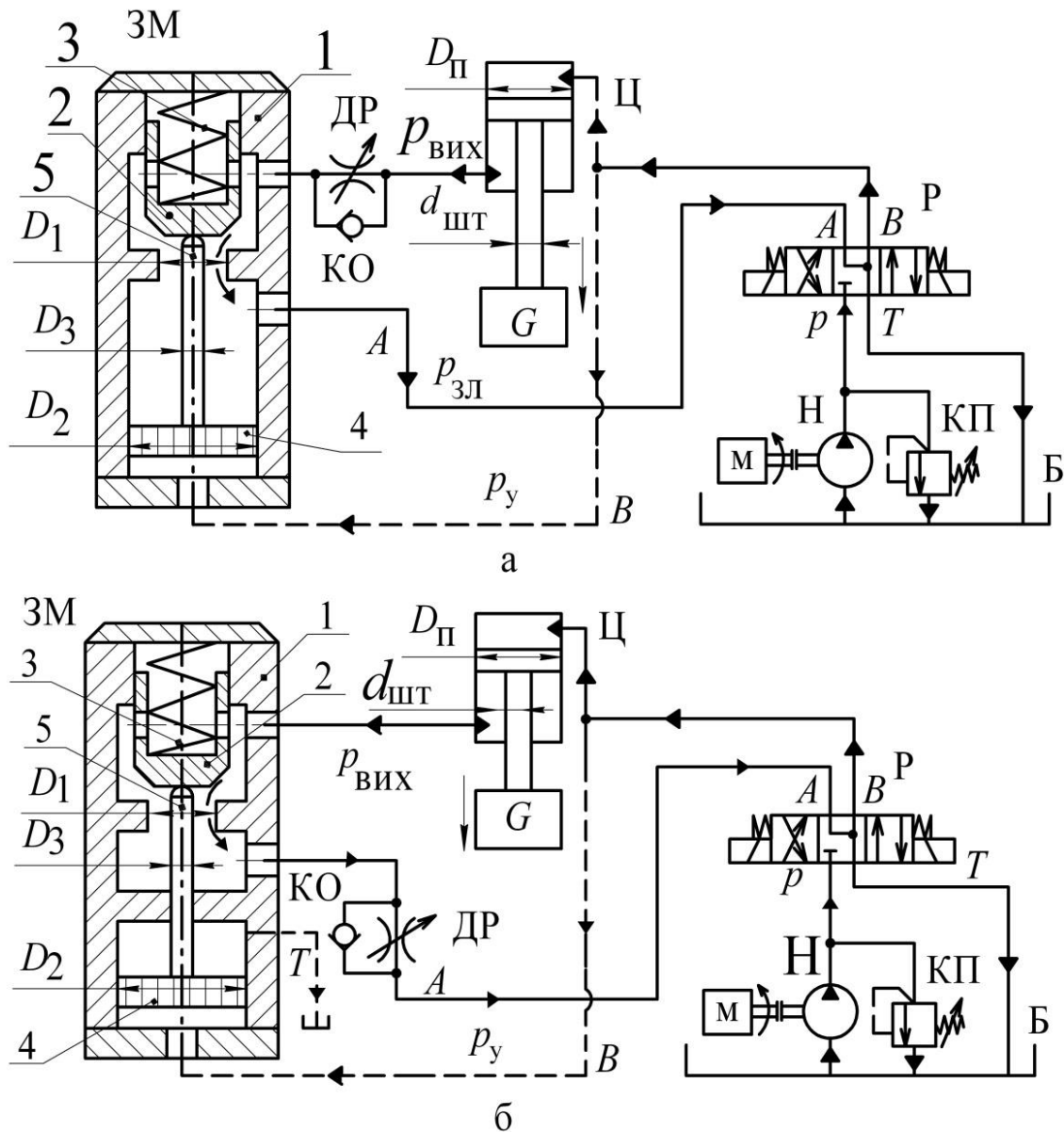


Рис. 1. Гідравлічна схема ОГП вантажопідйомного механізму з гідрозамком ЗМ односторонньої дії нерозвантаженого (а) та розвантаженого (б) типу

В гідроприводі з нерозвантаженим гідрозамком (рис. 1,а) дросель ДР із зворотним клапаном КО встановлений між штоковою порожниною гідроциліндра Ц і входним отвором в гідрозамок. Гідророзподільник Р – чотирипроводний, трипозиційний, з електромагнітним керуванням, 34-а схема комутації каналів в

середньому положенні – отвори A і B об'єднані і повідомлені з гідробаком T , а отвір p перекритий. В режимі опускання вантажу РР через отвір p поступає в безштокову (поршневу) порожнину гідроциліндра Ц і під поршень 4 гідрозамка ЗМ під тиском керування p_k , значення якого повинне бути достатнім для підйому клапана 2 і пропуску РР із штокової порожнини з тиском $p_{вих}$ на злив в гідробак Б. Дросель ДР створює опір потоку РР з штокової порожнини.

При дроселюванні потоку РР за гідрозамком застосовують гідрозамки розвантаженого типу (рис. 1,б), в яких тиск дроселювання не впливає на поршень 4 керування зворотним клапаном 2 гідрозамка ЗМ, оскільки штовхач 5 діаметром D_3 має ущільнення в корпусі 1, а камера поршня D_2 з'єднана з гідробаком Б каналом зливу T . Таке конструктивне рішення запобігає закриванню гідрозамка при опусканні вантажу.

Для розрахунку тиску керування p_k складемо рівняння рівноваги клапана 2 в момент його відкриття

$$p_{вих} \cdot S_1 + F_{пр} = p_k \cdot S_2, \quad (1)$$

де S_1 – площа діаметром D_1 , що перекривається клапаном, мм^2 ,

S_2 – площа поршня 4 діаметром D_2 керування клапаном гідрозамка, мм^2 ,

$F_{пр}$ – зусилля пружини 3, Н,

$p_{вих}$ – тиск на виході з штокової порожнини гідроциліндра, значення якого є сумою від ваги вантажу G [Н] і тиску p_k в безштоковій порожнині

$$p_{вих} = p_k \frac{S_{\Pi}}{S_{\Pi} - S_{шт}} + \frac{G}{S_{\Pi} - S_{шт}} = p_k \frac{S_{\Pi}}{S_{пшт}} + \frac{G}{S_{пшт}}, \quad (2)$$

де S_{Π} і $S_{шт}$ – площа поршня і штока гідроциліндра (діаметри D_{Π} і $d_{шт}$, відповідно), мм^2 ,

$S_{пшт} = S_{\Pi} - S_{шт}$ – різниця площ безштокової і штокової порожнин гідроциліндра, мм^2 ,

З урахуванням значення $p_{вих}$ проведемо перетворення

$$\left(p_k \frac{S_{\Pi}}{S_{пшт}} + \frac{G}{S_{пшт}} \right) S_1 + F_{пр} = p_k \cdot S_2; \quad p_k \frac{S_{\Pi} \cdot S_1}{S_{пшт}} + \frac{G \cdot S_1}{S_{пшт}} + F_{пр} = p_k \cdot S_2;$$

$$p_k \left(S_2 - \frac{S_{\text{п}} \cdot S_1}{S_{\text{пшт}}} \right) = \frac{G \cdot S_1}{S_{\text{пшт}}} + F_{\text{пр}}, \quad (3)$$

і отримаємо вираз для розрахунку тиску керування

$$p_k = \frac{\frac{G \cdot S_1}{S_{\text{пшт}}} + F_{\text{пр}}}{S_2 - \frac{S_{\text{п}} \cdot S_1}{S_{\text{пшт}}}} = \frac{\frac{G \cdot S_1}{S_{\text{пшт}}} + \frac{F_{\text{пр}}}{S_2}}{1 - \frac{S_{\text{п}} \cdot S_1}{S_{\text{пшт}} \cdot S_2}}, \text{ МПа.} \quad (4)$$

На рис. 2 наведена конструкція двостороннього гідрозамка фірми «BONDIOLI & PAVESI» (Італія), що складається з корпусу 1, в центральному розточуванні якого розміщені штуцери 2, в кожному з яких вмонтовані зворотний клапан 3 з упором 4 для пружини 5. Плаваючий поршень 6 також розміщений в центральному розточуванні корпусу 1 і при своєму переміщенні відкриває один із зворотних клапанів для вільного проходу РР до гідроциліндра. Отвори $A1$ і $B1$ повідомлені з гідрозподільником, а $A2$ і $B2$ з гідроциліндром.

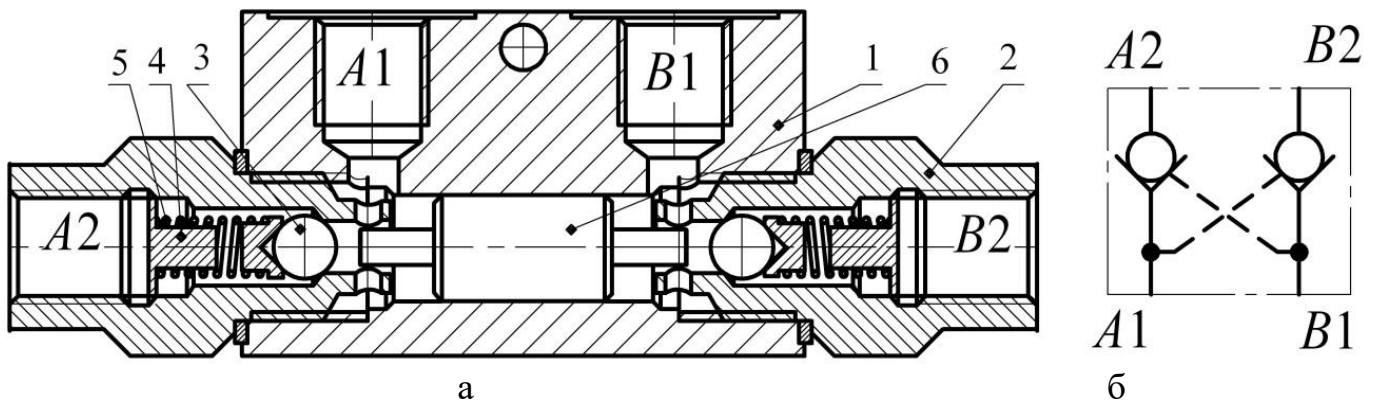


Рис. 2. Гідрозамок двосторонній трубного приєднання фірми «BONDIOLI & PAVESI»: а – конструкція; б – умовне позначення

Гальмівний клапан трубного приєднання (рис. 3) складається з корпусу 1, кришки 2, золотника 3 з функцією дроселя, зворотного клапана 4, штовхача 5 з пружиною 6 і гвинта 7. При поданні РР по лінії $p - A$ відкривається зворотний клапан КО. При зворотному потоці від A до p зворотний клапан КО перекритий і течія РР можлива тільки з досягненням тиску керування p_y , що створює зусилля більше за затягування пружини 6 гальмівного клапана КТ.

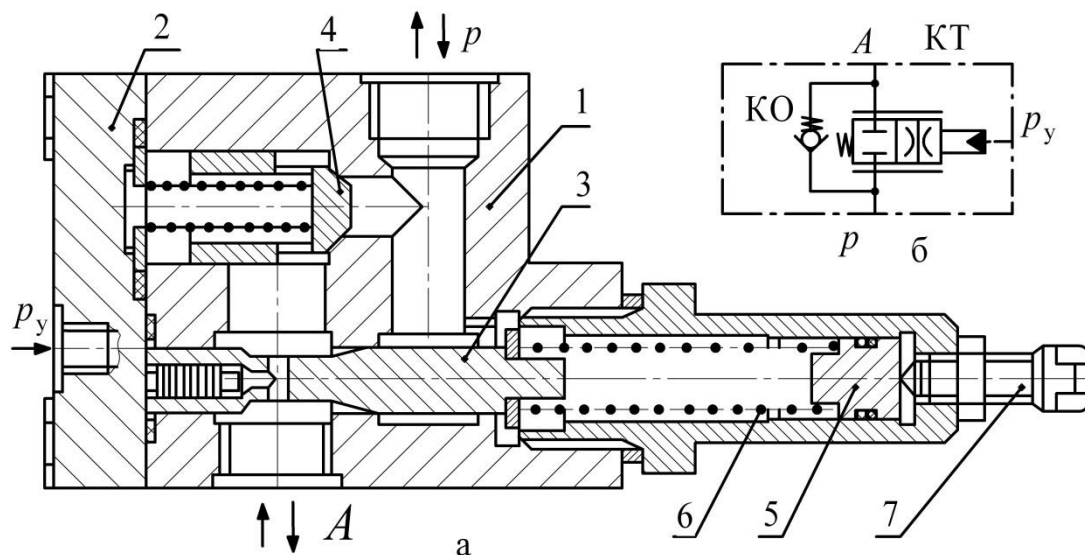


Рис. 3. Гальмівний клапан трубного приєднання (а) та його умовне позначення (б)

Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода обертання барабана лебідки (рис. 4) побудована за розімкненим ланцюгом циркуляції РР і містить насос Н з регульованим робочим об'ємом (машинним регулюванням) і приводним ДВЗ «м», що нагнітає РР через фільтр Ф, гідророзподільник Р1 і гальмівний клапан КГ до гідромотора М, з'єднаного вихідним валом з барабаном лебідки для підйому (опускання) вантажу масою m . Злив РР з гідромотора здійснюється через гідророзподільник Р1 і охолоджувач АТ в гідробак Б. Привод обертання лебідки забезпечений нормально-замкнутим гальмом, що діє на вихідний вал гідромотора від гідроциліндра Ц (замикання гальма відбувається автоматично зусиллям пружини в гідроциліндрі), а розмикання під дією тиску РР, що створюється в магістралях гідросистеми А або В і тиску в гідроклапані КТ типу «або». Для захисту гідропривода від перевантажень в каналі нагнітання насоса Н встановлений запобіжний клапан КП з гідророзподільником розвантаження Р2 (двопроводний, двопозиційний, з електромагнітним вмиканням в робочу позицію і пружинним поверненням в неробочу, 542-а схема розподілу потоків РР).

Для контролю параметрів гідропривода встановлені:

- реле контролю рівня РКР в гідробаку Б;
- манометри для контролю тиску в каналі нагнітання насоса МН1 і на зливі з гідросистеми МН2;
- датчик температури РР з аналоговим виходом Т;
- датчик (перетворювач) тиску з аналоговим виходом ПД;
- реле тиску з електричним виходом (сигналом) РД;
- індикатор забрудненості фільтра Ф (встановлюють індикатори з візуальною або електричною сигналізацією).

При пуску ДВЗ «м» насоса Н для зниження споживаної потужності та гідроудару РР в тупиковому трубопроводі між насосом Н і гідророзподільником Р1 заздалегідь знеструмлюють електромагніт гідророзподільника Р2. При такому

положенні гідророзподільника P2 (як показано на гідросхемі) насос буде запущений з мінімальним тиском нагнітання, тобто при мінімальній потужності. Після запуску насоса підводять електроживлення до гідророзподільника P2 (золотник якого зміщується вліво й перекриває злив PP в гідробак Б) і контролюють тиск в гідросистемі за манометром МН1 (при необхідності проводять налаштування тиску запобіжним клапаном КП).

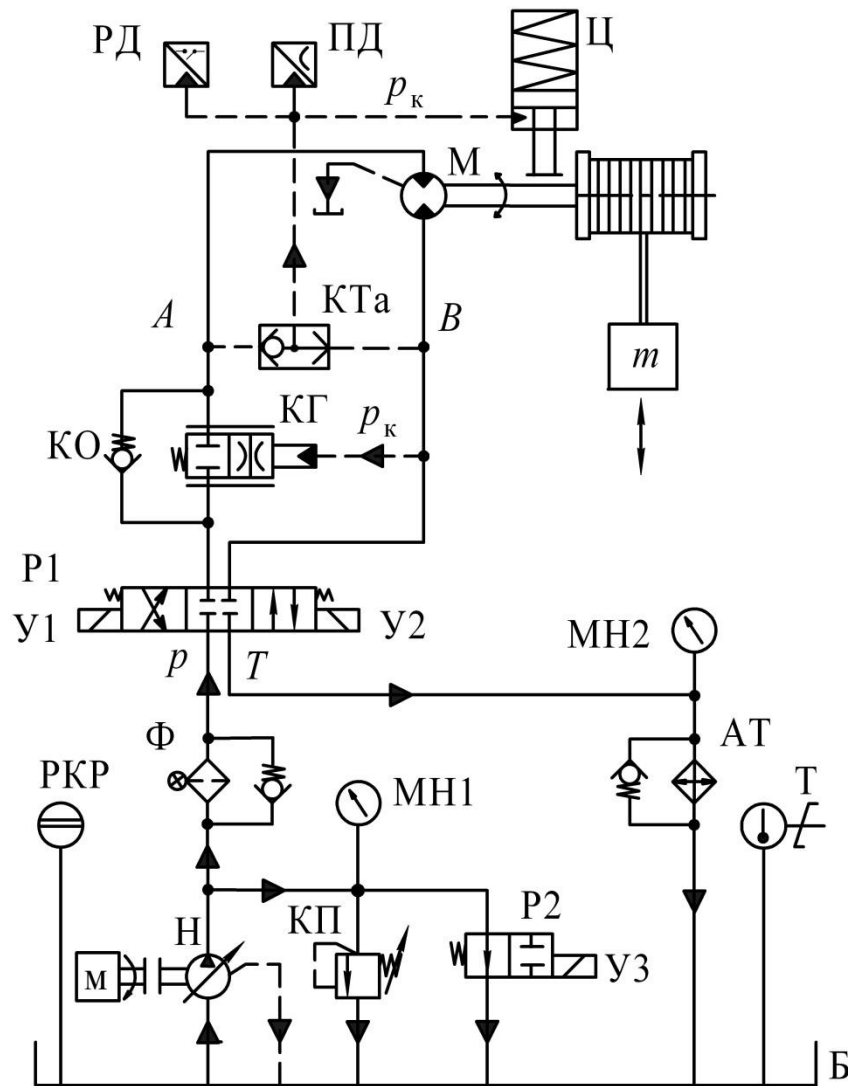


Рис. 4. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода обертання барабана лебідки від реверсивного гідромотора М

При підведенні електроживлення до магніту У2 золотник гідророзподільника P1 встановлюється в таке положення, при якому PP прямує через зворотний клапан КО по магістралі А—А до гідромотора М, приводячи останній в обертання. Проте обертання гідромотора почнеться тільки тоді, коли тиском керування p_k від клапана КТа підніме вгору поршень гідроциліндра Ц гальма і відбудеться розгальмування валів гідромотора М і барабана лебідки. Обертання гідромотора проти годинникової стрілки дасть можливість здійснити операцію підйому вантажу. При необхідності

опускання вантажу електроживлення подають на магніт У1 гідро-розподільника Р1 і РР надходить до гідромотора М по магістралі В – В. За допомогою клапана КТа і гідроциліндра Ц відбувається розгальмування вала гідромотора М і вантаж починає опускатися. Для оберігання вантажу від мимовільного опускання використовується гальмівний клапан КГ, який при зниженні тиску менше налаштування пружини клапана автоматично призведе до зниження швидкості за рахунок дроселювання потоку РР в магістралі і навіть зупинки вантажу при повному перекритті КГ (як показано на схемі). При створенні аварійної ситуації, наприклад, при відмові двигуна «м» або розриві трубопровода, падіння тиску в гідросистемі призведе до автоматичного спрацьовування механічного гальма гідроциліндра Ц і зупинки вантажу.

Таким чином, при роботі вантажопідйомного механізму з гальмівним гідроклапаном розглядають два режими роботи:

1) при підйомі вантажу, коли через гальмівний гідроклапан КГ (а точніше, через вбудований в нього зворотний клапан КО) РР вільно прямує від насоса Н до гідромотора М;

2) при опусканні вантажу, коли тиск в каналі нагнітання насоса Н стає нижчим за атмосферний через переміщення вантажу і обертання гідромотора М під власною вагою, що призводить до його мимовільного падіння. Саме для цього мети служить гальмівний гідроклапан КГ і в той же час забезпечує опускання вантажу з рівномірною швидкістю. Таке обертання вантажу сприяє переходу гідромотора М в насосний режим і його вихідна (зливна) магістраль стає напірною, а опір обертанню гідромотору, що перейшов в насосний режим, створюється дроселем гальмівного гідроклапана КГ.

Частоту обертання гідромотора М при машинному регулюванні подачі насосом Н визначають за формулою

$$n_M = \frac{10^3 \cdot Q_H \cdot \eta_o}{V_M}, \text{ хв}^{-1}, \quad (5)$$

де V_M – робочий об'єм гідромотора, см^3 ,

η_o – об'ємний ККД гідромотора,

Q_H – подача насоса, яку визначають за формулою

$$Q_H = 10^{-3} \cdot V_H \cdot n_H \cdot k_Q, \text{ л/хв}, \quad (6)$$

де V_H – робочий об'єм насоса, см^3 ,

n_H – частота обертання насоса (приводного двигуна), хв^{-1} ,

k_Q – коефіцієнт витрати (або об'ємний ККД) насоса.

Наведені формули справедливі для розрахунку частоти обертання гідромотора для режимів підйому та опускання вантажу. Розрахункові формули для тиску при підйомі та опусканні вантажу різні у зв'язку з введенням гальмівного гідроклапана. При підйомі вантажу розглядають рівність крутного моменту, що розвивається гідромотором, моменту зовнішнього навантаження

$$M = 0,159 \cdot V_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{GM} = M_{\text{вант}}, \quad (7)$$

де M – крутний момент, що розвивається гідромотором, Н.м,

$\Delta p_M = p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}$ – перепад тисків між входною і вихідною магістралями гідромотора, МПа,

$M_{\text{вант}}$ – момент зовнішнього навантаження на лебідці, Н.м.

Перепад тисків на гідромоторі визначають за формулою

$$\Delta p_M = \frac{M}{0,159 \cdot V_M \cdot \eta_{GM}}, \text{ МПа.} \quad (8)$$

У режимі опускання вантажу у зв'язку з переходом гідромотора в насосний режим виконується така рівність:

$$M_{\text{вант}} = M_H = 0,159 \cdot V_M \cdot \Delta p_H \cdot \frac{1}{\eta_{GM}}, \quad (9)$$

де M_H – крутний момент, потрібний для обертання насоса, Н.м,

$\Delta p_H = p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}$ – перепад тисків при роботі гідромотора в на-сосному режимі МПа.

Значення тиску на виході з насоса (тиск нагнітання, що створюється гальмівним гідроклапаном), визначають за формулою

$$p_{\text{вих}} = p_{\text{вх}} + \frac{M_H \cdot \eta_{GM}}{0,159 \cdot V_M}, \text{ МПа,} \quad (10)$$

де значенням тиску на вході задаються в межах $p_{\text{вх}} = 1 \dots 6$ МПа для забезпечення безкавітаційної роботи гідромотора.

Гальмівний гідроклапан забезпечує гальмування вантажу за рахунок дроселювання зливного потоку РР з гідромотора, що перейшов в насосний режим, з перепадом тисків

$$\Delta p_{\text{ГК}} = \frac{Q_{\text{вих}}^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot S_{\text{др}})^2}, \text{ МПа}, \quad (11)$$

де $Q_{\text{вих}}$ – витрата РР на виході з гідромотора, л/хв,

$\Delta p_{\text{ГК}} = p_{\text{вих}} - p_{\text{зл}}$ – перепад тисків на гальмівному гідроклапані, рівний різниці тисків на виході з гідромотора (тиск нагнітання насоса) і тиску на зливі з гальмівного гідроклапана, МПа,

ρ – щільність РР, кг/м³,

μ – коефіцієнт витрати,

$S_{\text{др}}$ – площа дроселя [мм²], яка є змінною залежно від значення тиску $p_{\text{вх}}$ в лінії керування гальмівним клапаном, оскільки зсув золотника клапана вліво приводить до відкриття щілини для проходу РР і при допущенні про рівність нулю тиску на зливі ($p_{\text{зл}} = 0$) визначають за формулою

$$S_{\text{др}} = \frac{Q_{\text{вих}}}{60 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{вих}}}}, \text{ мм}^2. \quad (12)$$

Для конструкції дроселя, що включає кільцеву камеру і золотник з конічним зрізом, площу перерізу дроселя визначають за формулою

$$S_{\text{др}} = \pi \cdot d_{\text{зол}} \cdot \sin \alpha \cdot x, \text{ мм}, \quad (13)$$

де $d_{\text{зол}}$ – діаметр золотника, мм,

α – кут конічної частини золотника (призначають 5...30°),

x – переміщення золотника [мм], яке при відомій площі перерізу дроселя визначають за формулою

$$x = \frac{S_{\text{др}}}{\pi \cdot d_{\text{зол}} \cdot \sin \alpha}, \text{ мм}. \quad (14)$$

Витрату на виході з гідромотора (відповідає нагнітання подачі насоса на режимі опускання вантажу) визначають за формулою

$$Q_{\text{вих}} = Q_{\text{н}} - \Delta Q_{\text{вит}}, \text{ л/хв}, \quad (15)$$

де $\Delta Q_{\text{вит}}$ – зовнішні витоки з гідромотора [л/хв] (зазвичай наводяться в каталогах або підлягають визначенню при випробуваннях шляхом виміру витоків з дренажного отвору).

Лекція 14. Запитання

1. Навести номенклатура засобів для безпеки роботи вантажопідйомних машин.
2. Який гідро пристрій називається гідрозамком ?
3. Чим відрізняються гідрозамки нерозвантаженого та розвантаженого типів ?
4. Яким чином розрахувати тиск відкриття гідрозамка ?
5. Які відмінності односторонніх та двохсторонніх гідрозамків ?
6. Який принцип дії має гальмівний клапан ?
7. Навести основні положення методики розрахунку параметрів гідропривода при роботі з гальмівним клапаном.
8. В яких гідроприводах застосовують гідрозамки ?
9. В яких гідроприводах застосовують гальмівні клапани ?
10. Привести гідравлічну принципову схему одностороннього гідрозамка та гальмівного клапана.

Лекція 15. Енергозбереження в гідроприводах з дросельним і машинним керуванням.
Регулятори зміни робочого об'єму гідромашин

План лекції

- 1.Енергозбереження в гідроприводах з дросельним керуванням за допомогою системи *LS* («load sensing» – що відчуває навантаження).
- 2.Енергозбереження в гідроприводах з машинодросельним керуванням за допомогою системи *LS*.
- 3.Принцип дії регуляторів робочого об'єму гідромашин з гідро- і електрогідравлічним керуванням. Швідкісна характеристика регулятора.
- 4.Автоматичні регулятори гідромашин постійності тиску та потужності. Характеристики регуляторів.
- 5.Особливості регулювання робочого об'єму гідромоторів.
- 6.Відеофільми за темою лекції.

1.Енергозбереження в об'ємних гідроприводах.

В ОГП з дросельним керуванням з погляду енергозбереження найбільш ефективний трипровідний регулятор витрати, тиск перед яким практично рівний тиску на гідродвигуні, проте для багатодвигунового ОГП необхідно підтримувати на насосі тиск нагнітання, відповідний споживачу з максимальним значенням робочого тиску. З цією метою розроблена система *LS* («load sensing» – що відчуває навантаження). Для оцінки ефективності системи *LS* наведемо порівняння ОГП, що забезпечують функціонування гідро-двигунів при паралельному їх живленні від одного насоса й установаці дроселів на вході в кожний гідродвигун:

1. З дросельним керуванням (1) за традиційною схемою, де тиск нагнітання нерегульованого насоса Н зберігається постійним незалежно від навантажень на гідроциліндр Ц і нереверсивний гідромотор М і дорівнює максимальному можливому робочому тиску $p_{н, макс}$ (контролюють за манометром МН1), що забезпечує функціонування гідроциліндра і гідромотора при максимальному можливому зовнішньому навантаженні. Запобіжний клапан КП непрямої дії (включає основний клапан ОК і пілотний ДК із тиском $p_{дк}$ на вході) працює постійно в режимі переливного, скидаючи надлишок подачі насоса (більше споживаної гідродвигунами) в гідробак Б з тиском зливу $p_{зл}$. Частка подачі РР підводиться від насоса Н до гідродвигунів Ц і М через дроселі ДР1 і ДР2, при цьому тиск нагнітання насоса Н ($p_{н, макс}$) є постійним і максимальним, а тиск на вході в гідроциліндр Ц ($p_{ц}$) і гідромотор М ($p_{м}$) може бути істотно нижчим залежно від зовнішніх навантажень (контролюють за манометрами МН2 і МН3). Реверсування гідроциліндра Ц здійснюють гідророзподільником Р чотирипровідного, трипозиційного типу, з електромагнітним керуванням і 34-ю схемою комутації каналів у середньому положенні золотника (на схемі золотник займає праве робоче положення);
2. З дросельним регулюванням в ОГП з нерегульованим насосом Н при установці

дроселів ДР1 і ДР2 на вході в гідроциліндр Ц і гідромотор М аналогічно схемі згідно з рис. 1,а і системою *LS* (рис. 1,б), що забезпечує керуючу дію на режим роботи переливного клапана КП шляхом автоматичної установки значення тиску p_H нагнітання насоса, близького до максимального робочого тиску, створюваного зовнішнім навантаженням на гідроциліндр Ц (p_C) або гідромотор М (p_M).

Режим мінімізації тиску забезпечує клапан тиску КДа типу «або», до якого підводять тиск від гідроциліндра Ц і гідромотора М, а керуючим тиском p_{OK} на основному клапані ОК є найбільший в одному з гідродвигунів робочий тиск p_C або p_M (в каналі *LS*). Наприклад, тиск p_M на вході в гідромотор М стає керуючим ($p_{OK} = p_M$) і перепад тисків $\Delta p_{ДР2} = p_{H,i} - p_M$ приводить до відкриття клапана ОК і переливу РР в гідробак Б, а тиск нагнітання насоса знижується автоматично до значення $p_{H,i} = p_M + \Delta p_{ДР2} \approx p_{OK}$. При цьому пілотний клапан ДК в ОГП з системою *LS* знаходиться в закритому положенні на всіх робочих режимах за тиском РР, тобто є запобіжним. Оскільки робочий тиск завжди менший за максимальний (налаштування пілотного клапана ДК), то ця різниця характеризує зниження втрат потужності.

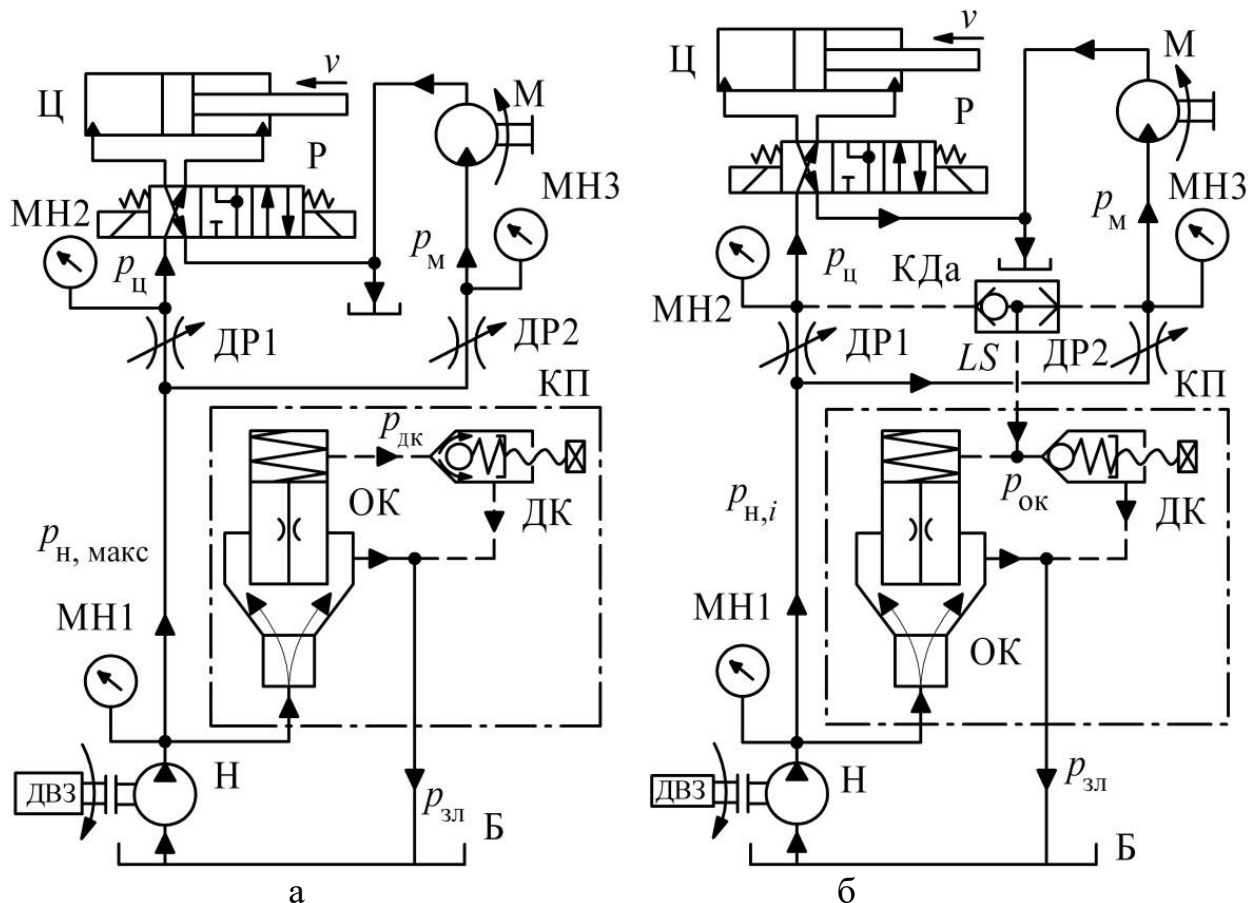


Рис. 1. Схема ОГП з насосом Н постійної подачі й індивідуальним дросельним регулюванням витрати до кожного гідродвигуна Ц і М за традиційною схемою (а) і з системою *LS*

Більш економічним є ОГП з машинодросельним регулюванням (рис. 2), в якому регулятор робочого об'єму насоса Н забезпечує автоматичну зміну подачі і тиску відповідно до потреб гідромотора М щодо витрати РР і тиску. ОГП містить регульований насос Н з приводним двигуном «м», нереверсивний гідромотор М обертання шнека горизонтальної бурової установки, регульований дросель ДР, запобіжний клапан КП, фільтр Ф і гідробак Б. У насос Н вбудовані гідроциліндр Ц, що впливає на вузол зміни робочого об'єму (похилий диск аксіальнопоршневого насоса) і два контури регулювання тиску керування гідроциліндром Ц – регулятор витрати РВ і регулятор тиску РТ. Кожний з регуляторів є золотником з пропорційним гідравлічним керуванням, на один з торців якого діє тиск нагнітання насоса (до дроселя ДР), а з другого боку зусилля пружини. Крім того, на регулятор витрати РВ діє додатково тиск з каналу LS нагнітання гідромотора М (після дроселя ДР), який є керуючим, забезпечуючи тиск у гідроциліндрі Ц, відповідний споживаній гідромотором витраті. Досягши максимального тиску, відповідного попередньому налаштуванню регулятора тиску РТ (за допомогою манометра МН при повністю закритому дроселі ДР), золотник останнього зміщується вправо і спрямовує РР до гідроциліндра Ц. При цьому зсув штока гідроциліндра Ц вліво призводить до зниження подачі насоса Н до мінімального значення, що забезпечує підтримку тиску налаштування регулятора РТ. Горизонтальні лінії на графіку (рис. 5.17,б) відповідають режимам роботи регулятора витрати РВ (невеликий нахил ліній витрат викликаний витоками РР у насосі при зростанні тиску нагнітання), а вертикальні лінії спрацьовуванням регулятора тиску. Перепад тисків на дроселі ДР підтримується в межах 1,5 МПа, що не призводить до істотних втрат потужності.

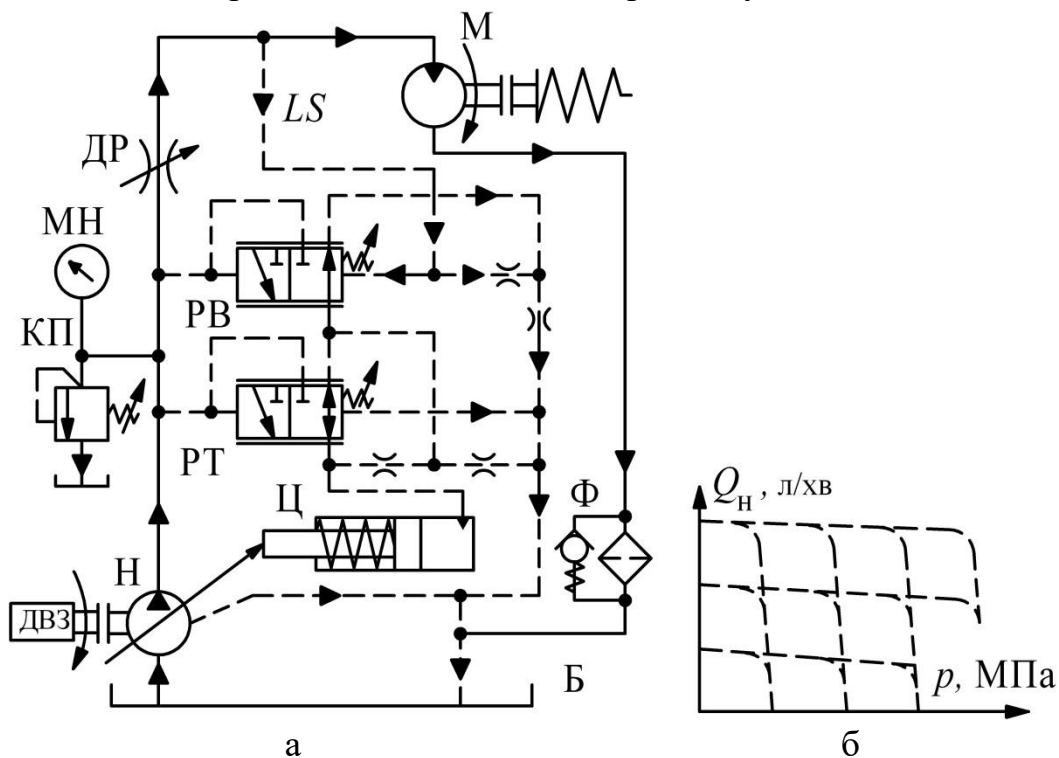


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема ОГП з гідромотором М і регульованим

насосом Н з регулятором витрати й тиску, і системою LS

Як приклад наведемо результати розрахунку, виконані при $p_{\text{const}} = 20$ МПа; $p_{\text{min}} = 12$ МПа; $Q_{\text{const}} = 100$ л/хв; $Q_{\text{min}} = 25$ л/хв, де споживану потужність для кожного з розглянутих гідроприводів можна виразити таким чином

$$P_{\text{спож.1}} = \frac{Q_{\text{const}} \cdot p_{\text{const}}}{60} = \frac{100 \cdot 20}{60} = 33,3 \text{ кВт}, \quad (1)$$

$$P_{\text{спож.2}} = \frac{Q_{\text{const}} \cdot p_{\text{min}}}{60} = \frac{100 \cdot 12}{60} = 20 \text{ кВт}, \quad (2)$$

$$P_{\text{спож.3}} = \frac{Q_{\text{min}} \cdot p_{\text{min}}}{60} = \frac{25 \cdot 12}{60} = 5 \text{ кВт}, \quad (3)$$

де Q_{const} – подача нерегульованого насоса, що є постійною і максимальною, л/хв,

Q_{min} – мінімальна подача насоса, відповідна дійсній потребі гідромотора на конкретному режимі роботи, л/хв,

p_{const} – тиск налаштування запобіжного клапана, що працює постійно в режимі переливного в ОГП з дросельним керуванням, МПа,

p_{min} – мінімальний тиск у магістралі нагнітання насоса (тиск, відповідний кожному значенню конкретного зовнішнього найбільшого навантаження на один з гідродвигунів плюс постійний керуючий тиск на регуляторі насоса), який автоматично встановлюється завдяки системі LS, МПа.

Споживана потужність для кожного з гідроприводів

$$P_{\text{спож.1}} > P_{\text{спож.2}} > P_{\text{спож.3}}. \quad (4)$$

З погляду енергозбереження перша схема є неефективною, споживаючи постійно максимальну потужність, друга схема мінімізує тиск при максимальній подачі насоса, а третя схема мінімізує обидва параметри гідравлічної потужності – подачу і тиск.

Таким чином, для конкретного режиму роботи ОГП, що споживає витрату нижче максимальної, і при тиску, відповідному неповному навантаженню, енергозбереження при використуванні системи LS з регульованим насосом досягає 28,3 кВт порівняно з традиційною системою дросельного керування і 13,3 кВт порівняно з системою LS з нерегульованим насосом.

Для ОГП підвищеної потужності (більше 130 кВт) концерном «REXROTH BOSCH GROUP» розроблена система машинодросельного керування «LUDV», що забезпечує незалежний від навантаження розподіл потоків РР.

2. Регулятори зміни робочого об'єму гідромашин.

2.1. Регулятори з гідро- і електрогідравлічним управлінням.

На рис. 3 наведена гідравлічна принципова схема ОГП з гідравлічним керуванням робочим об'ємом насоса. Двигун ДВЗ приводить до обертання реверсивний насос Н, який нагнітає РР до гідромотора М по основних магістралях А—А та В—В в залежності від потрібного напрямку частоти обертання.

ОГП має замкнений ланцюг циркуляції РР, тому для компенсації витоків з гідромашин встановлено насос підживлення Нп з переливним клапаном КПп, нагнітаючий РР в магістралі А—А або В—В крізь один зі зворотних клапанів КО1 або КО2 (підживлення або антикавітаційних). Захист основних магістралей забезпечується запобіжними клапанами КП1 і КП2. Керування гідроциліндром Ц регулятора зміни робочого об'єму насоса Н виконується по чергово за допомогою двох редукційних клапанів КР1 і КР2, до яких підводиться тиск керування p_y від насоса підживлення Нп (значення тиску налагоджується переливним клапаном КПп).

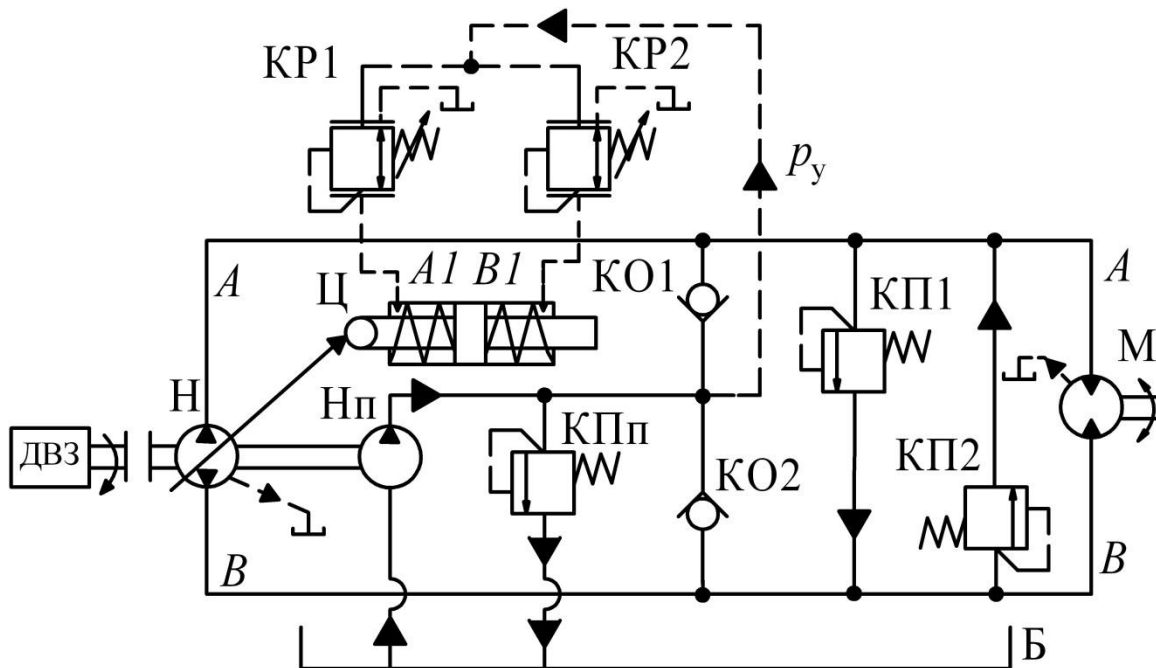


Рис 3. Гідравлічна принципова схема ОГП з регульованим робочим об'ємом насоса за допомогою редукційних клапанів КР1 та КР2

На рис. 4 наведена гідравлічна принципова схема ОГП обер-тального руху сучасної конструкції, вживаного в мобільних маши-нах, з керуванням робочим об'ємом насоса за допомогою двоступеневого електрогідравлічного регулятора стежного принципу дії з механічним зворотним зв'язком. ОГП має насос Н і гідромотор М, сполучені один з одним за допомогою трубопроводів і рукавів високого тиску РВД. На насосі Н змонтовані насос підживлення Нп із переливним

При роботі ОГП обертання насосам Н і Нп передається від приводного двигуна

ДВЗ і РР нагнітається до гідромотора в напрямку $A-A$ або $B-B$ залежно від необхідного напрямку обертання робочого органу машини. Безступінчаста зміна робочого об'єму насоса і напрямку подачі РР для реверсування обертання гідромотора здійснюється за допомогою регулятора стежного принципу дії, що має механічний зворотний зв'язок ЗЗ між керівним регулюючим пристроєм (стежним золотником Р) і гідроциліндром Ц безпосередньої дії на похилий диск насоса.

Привод стежного золотника гідророзподільника Р здійснюється дистанційно електричними пропорційними магнітами У1 і У2, що дозволяє спростити кінематичні зв'язки між насосом і оператором (замінивши механічну тягу на електричні дроти) і автоматизувати роботу ОГП. При подачі електроживлення на магніт У1 золотник гідророзподільника Р зміщується вправо і РР надходить у ліву порожнину В1 гідроциліндра Ц, переміщуючи його поршень вправо, впливаючи на похилий диск насоса Н. При зсуві золотника гідророзподільника Р вліво під дією електроживлення на магніт У2 потік керування РР надходить у праву порожнину А1 гідроциліндра Ц і переміщує поршень вліво, впливаючи на похилий диск насоса Н. Зворотний зв'язок ЗЗ забезпечує фіксацію поршня гідроциліндра Ц у заданому гідророзподільником Р положенні й однозначний зв'язок між електричним сигналом керування на електромагнітах і значенням робочого об'єму насоса Н. Такий тип регулятора називається стежним, оскільки кожному положенню золотника гідророзподільника Р відповідає певне положення гідроциліндра Ц та значення робочого об'єму насоса Н. При досягненні тиску в одній з основних магістралей $A-A$ або $B-B$, рівного налаштуванню тиску клапана КПу, останній скидає тиск у каналі живлення гідророзподільника Р до мінімального значення ($p_y \approx 0$). За наявності дроселя ДР це скидання тиску не робить впливу на значення тиску в контурі підживлення, що дуже важливо, оскільки у цей момент гідромашини працюють на близькому до максимального тиску і споживають практично всю витрату підживлення для компенсації витоків РР. За відсутності тиску керування в порожнинах гідроциліндра Ц пружини в останньому встановлюють поршень в нейтральне положення, відповідне нульовому робочому об'єму насоса. Гранична умова роботи ОГП щодо тиску і припинення обертання гідромотора (і сполученого з ним робочого органу) надає оператору сигнал для вживання заходів з усунення перевантаження.

На рис. 5 наведені принципові схеми регуляторів стежного типу аксіальнопоршневих гідромашин з похилим блоком циліндрів: насоса 311.224 виробництва «Будгидравліка» і гідромотора 313.112 виробництва «Пневмостроймашина». Регулятори стежного типу називають також гідропідсилювачами зміни робочого об'єму.

Конструкція гідропідсилювача насоса Н (рис. 5,а) включає трипровідний трипозиційний золотниковий гідророзподільник Р з ручним керуванням і гідроциліндр Ц, в якому поршень 1 нерухомий, а поступальне переміщення здійснює корпус 2, впливаючи на важіль 3 переміщення блоку циліндрів. Для забезпечення мінімального зусилля на керувальному органі (тязі стежного золотника гідророзподільника Р) до гідропідсилювача подають тиск керування від зовнішнього

джерела $p_y = 2...3$ МПа. Для налаштування тиску слугує переливний клапан КП. Постійне підведення тиску в ліву поршневу порожнину відбувається через шток поршня 1, причому діаметр цього штока більше діаметра штока з правого боку поршня. При зсуві золотника гідророзподільника Р вправо під тиском p_y знаходяться обидві порожнини гідроциліндра і за рахунок різниці площин штоків корпус циліндра Ц зміщується також вправо, впливаючи на важіль 3 переміщення блоку циліндрів, що приводить до збільшення робочого об'єму насоса Н при подачі РР у напрямі Q_H (за стрілкою). При зсуві золотника гідророзподільника Р вліво права штокова порожнина гідроциліндра Ц сполучається із зливом Т (низьким тиском), що приводить до переміщення корпусу циліндра Ц і важеля 3 також вліво. При цьому блок циліндрів насоса Н займає положення, відповідне зміні напрямку подачі РР на протилежне, тобто відбувається реверсування подачі (лінії всмоктування $p_{вс}$ і нагнітання Q_H насоса Н міняються місцями). Таким чином, гідропідсилювач забезпечує роботу ОГП керування в стежному режимі з механічним зворотним зв'язком щодо положення золотника гідро-розподільника Р. Механізм гідропідсилювача забезпечує стійке фіксоване положення тяги після її встановлення в задане положення. Повний хід тяги гідропідсилювача складає ~ 50 мм у кожний бік від нейтрального положення. Для забезпечення дистанційного елект-ричного керування подачею насоса ручний механізм допрацьовують електрогідравлічними пристроями на базі пропорційних електро-магнітів або з використанням золотникових гідророзподільників з дискретними електромагнітами. Залежно від вимог до точності і швидкодії такі системи забезпечують датчиками положення блоку циліндрів насоса і електронними блоками керування.

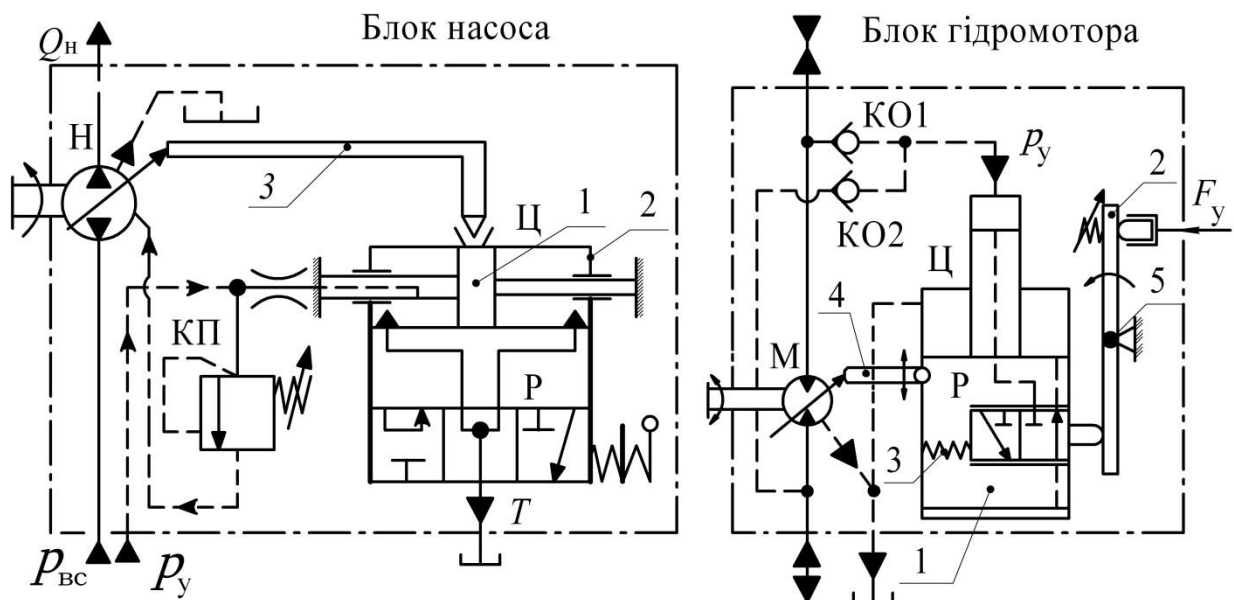


Рис. 5. Гідравлічні принципові схеми регуляторів робочого об'єму зі стежним гідропідсилювачем аксіальнопоршневого насоса 311.224 від зовнішнього джерела живлення p_y (а) і гідромотора 313.112 з живленням від власного потоку РР (б)

Регулятор робочого об'єму гідромотора М (рис. 5,б) включає трипровідний двопозиційний золотниковий гідророзподільник Р, розміщений в поршні 1 гідроциліндра Ц. На золотник гідророзподільника Р впливає важіль керування 2 з боку оператора, а з другого боку пружина 3. Поршень 1 гідроциліндра Ц сполучений шар-нірно з важелем 4 переміщення блоку циліндрів гідромотора. Тиск керування p_y подається до штокової порожнини гідроциліндра Ц з основних магістралей гідромотора через один із зворотних клапанів КО1 або КО2, що знаходиться під більш високим тиском. Замість двох зворотних клапанів можлива установка клапана тиску типу «або». Вертикальне розташування важеля 2 відповідає макси-мальному значенню робочого об'єму гідромотора. При відхиленні важеля 2 вліво із зусиллям F_y його нижній кінець повертається навколо осі 5 і відхиляється вправо. При цьому під дією зусилля пружини 3 золотник гідророзподільника Р зміщується вправо і зв'язує з каналом керування поршневу порожнину. Під дією зусилля, створюваного тиском p_y на поршень 1, останній переміщується вгору і зменшує кут нахилу блоку циліндрів гідромотора, що приводить до зменшення його робочого об'єму. Переміщення важеля 2 за допомогою гідроциліндра і редукційного клапана з ручним керуванням чи пропорційним електромагнітом забезпечує дистанційне безступінчасте регулювання робочого об'єму гідромотора.

Гідравлічні принципові схеми електрогідравлічних регуляторів гідромоторів серії 303 наведено на рис. 6. У двопозиційному регуляторі (рис. 6,а) блок гідромотора включає власне гідромотор М, гідроциліндр Ц, одна з порожнин якого повідомлена постійно з тиском керування за допомогою одного зі зворотних клапанів КО1 або КО2 (автоматично відкривається клапан з більш високим тиском), а порожнина А може сполучатися з лінією керування p_y або зливу Т (дренажу).

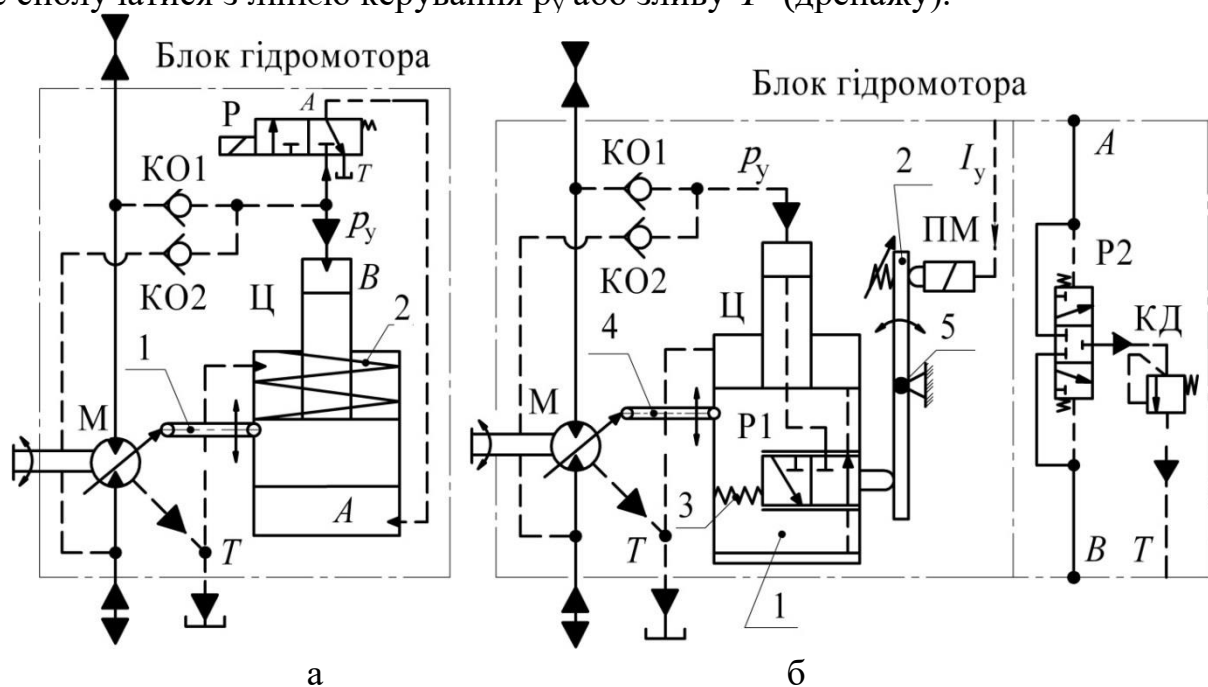


Рис. 6. Гідравлічні принципові схеми гідромоторів з електрогідравлічним

двопозиційним (а) і пропорційним електромагнітним (б) регуляторами робочого об'єму

При відсутності живлення на електромагніт гідророзподільника Р (двопозиційного, трипровідного, з пружинним поверненням у вихідне положення) порожнина А гідроциліндра Ц повідомлена з низьким тиском (зливом Т) та його поршень зміщується вниз, переміщуючи важіль 1 регулятора, що відповідає максимальному робочому об'єму. При підведенні живлення на електромагніт гідророзподільника Р золотник останнього зміщується вправо і РР по лінії $p_y \rightarrow A$ надходить у гідроциліндр Ц, зміщуючи його поршень вгору і важіль 1 до упору, що відповідає мінімальному робочому об'єму. Пружина 2 забезпечує установку регулятора гідромотора на максимальне значення робочого об'єму перед пуском.

З метою можливості автоматизації роботи технологічного обладнання з ОГП заводом ПСМ розроблені гідромотори серії 303 з пропорційним електромагнітним керуванням. На принциповій гідравлічній схемі (рис. 6,б) регулятор робочого об'єму гідромотора М включає трипровідний двопозиційний золотниковий гідророзподільник Р1, розміщений у поршні 1 гідроциліндра Ц. На золотник гідророзподільника Р1 через важіль 2 впливає пропорційний елект-ромагніт ПМ, а з іншого боку поворотна пружина 3. Поршень 1 гідроциліндра Ц з'єднаний шарнірно з важелем 4 переміщення блоку циліндрів гідромотора. Тиск керування p_y подається до штокової порожнини гідроциліндра Ц з основних магістралей гідромотора через один зі зворотних клапанів КО1 або КО2, що знаходиться під більш високим тиском. Вертикальне розташування важеля 2 відповідає максимальному значенню робочого об'єму гідромотора. При відхиленні важеля 2 вліво із зусиллям, створюваним ПМ, його нижній кінець повертається навколо осі 5 і відхиляється вправо. При цьому під дією зусилля пружини 3 золотник гідророзподільника Р1 зміщується вправо і сполучає з лінією керування p_y поршневу порожнину. Під дією зусилля, створюваного різницею площ на поршні 1, останній переміщується вгору і зменшує кут нахилу блоку циліндрів, що призводить до зменшення робочого об'єму гідромотора. Переміщення важеля 2 за допомогою пропорційного елект-ромагніта забезпечує дистанційне безступінчасте регулювання робочого об'єму гідромотора. Для використання в ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції РР гідромотор комплектується блоком «проми-вання», що складається з гідророзподільника Р2 з гідрокеруванням і клапана тиску КД.

На рис. 7 наведені залежності подачі насоса Q_H від положення регулювального органу x : кута нахилу φ ручки переміщення приводу стежного золотника, тиску керування редуційним гідроклапаном p_y на вході в гідроциліндр зміни кута похилого диску, або значення струму I на пропорційних електромагнітах. Незалежно від конструктивних відмінностей регуляторів їх характеристики носять лінійний характер

$$Q_{H,i} = 10^{-3} V_{pH,i} \cdot n_H = 10^{-3} V_{pH} \frac{x-a}{b-a} \cdot n_H, \text{ л/хв}, \quad (5)$$

де V_{pH} – максимальне значення робочого об'єму насоса, см^3 ,

$V_{pH,i}$ – поточне значення робочого об'єму насоса, см^3 ,

$a...b$ – зона керувальної мускульної або електричної дії на стежний золотник або тиску на гідроциліндр регулятора насоса,

x – керувальна дія в діапазоні від a до b (діапазон від 0 до $\pm a$ є зоною нечутливості),

n_H – частота обертання насоса, хв^{-1} .

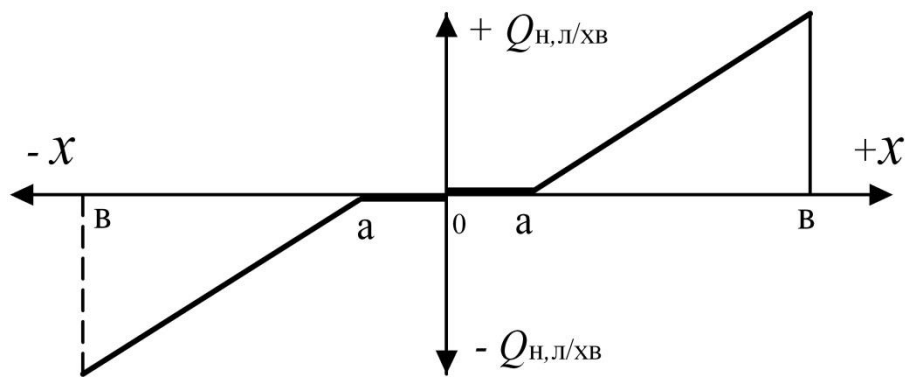


Рис. 7. Характеристика зміни подачі насоса Q_i від керувального сигналу x механізму регулювання робочого об'єму

Таким чином, для регулятора з гідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є тиск p_y , створюваний у порожнинах силового гідроциліндра, для регулятора з електрогідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є електричні сигнали (струму I або напруги U) для дії на пропорційний електромагніт редуційного клапана, для регулятора з мускульним керуванням значеннями $a...b$ є відхилення тяги керування φ . Значення тиску керування, електричного сигналу або кута відхилення тяги наводяться постачальниками гідромашин, дозволяючи споживачу підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування або кінематику механізму мускульного керування.

Частота обертання гідромотора пропорційна подачі PP , підведеної від насоса

$$n_{M,i} = n_H \frac{V_{pH,i}}{V_{pM}} \eta_{OH} \eta_{OM} = n_H \frac{V_{pH}}{V_{pM}} \frac{(x-a)}{(b-a)} \eta_{OH} \eta_{OM}, \text{ хв}^{-1}, \quad (6)$$

де V_{pM} – робочий об'єм гідромотора (постійне значення), см^3 ,

$\eta_{\text{ОН}}$ і $\eta_{\text{ОМ}}$ – об’ємний ККД насоса (коефіцієнт подачі) і гідромотора, відповідно.

При екстремальних значеннях $x = a$ і $x = b$ одержуємо нульову і максимальну частоти обертання гідромотора

$$n_{\text{М},i} = 0 \text{ при } x = a \text{ і } n_{\text{М},\text{макс}} = n_{\text{Н}} \cdot \frac{V_{\text{РН}}}{V_{\text{РМ}}} \cdot \eta_{\text{ОН}} \cdot \eta_{\text{ОМ}} \text{ при } x = b. \quad (7)$$

При необхідності визначення значення тиску редукування на вході в силовий гідроциліндр або значення електричного сигналу одержимо таку залежність

$$x = a + \frac{V_{\text{РМ}} \cdot n_{\text{М},i} \cdot (b - a)}{V_{\text{РН}} \cdot n_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{ОН}} \cdot \eta_{\text{ОМ}}}. \quad (8)$$

Таким чином, можливе попереднє визначення керуючого сигналу для його подальшого завдання при роботі ОГП (безпосередньо тиску або електричного сигналу, формованого електронним блоком керування пропорційним електромагнітом).

Як приклад, на рис. 8,а наведена гідравлічна принципова схема ОГП з машинним керуванням частоти обертання вентилятора повітряного охолоджувача АТ.

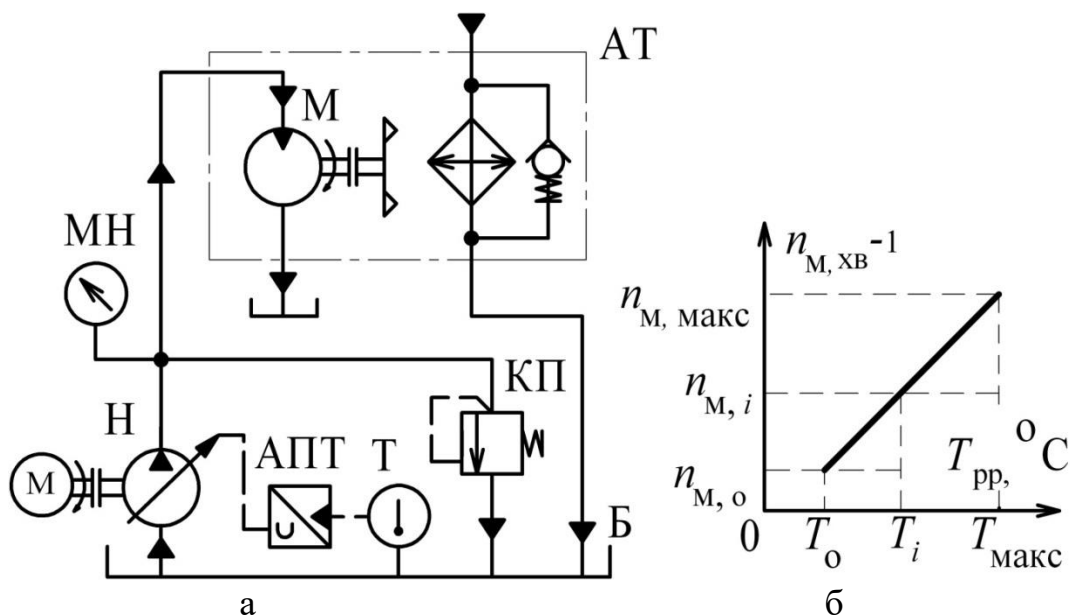


Рис. 8. Гідравлічна принципова схема ОГП системи охолодження РР з керуванням частоти обертання гідромотора М вентилятора повітряного охолоджувача АТ насосом Н (а) і її залежність від температури РР (б)

Насос Н з приводним електродвигуном «м» нагнітає РР до нереверсивного гідромотора М. Частота обертання вала гідромотора М і лопатей вентилятора пропорційна температурі РР у гідросистемі. Запобіжний клапан КП забезпечує захист від перевантажень (для контролю тиску слугує манометр МН). Сигналом для зміни положення регулятора робочого об'єму насоса Н слугує інформація про температуру РР з датчика Т у гідробаку Б, аналогового перетворювача температури АПТ і оброблена електронним блоком.

Залежність між частотою обертання гідромотора і температурою РР носить лінійний характер (рис. 5.8,б), у зв'язку з чим частоту обертання гідромотора, що вимагається для підтримки заданої температури, визначають за формулою (без урахування об'ємного ККД насоса і гідромотора)

$$n_{м,i} = \frac{10^3 Q_{н,макс}}{V_{рм}} \cdot \frac{T_i - T_0}{T_{макс} - T_0} = n_{м,макс} \cdot \frac{T_i - T_0}{T_{макс} - T_0}, \text{ хв}^{-1}, \quad (9)$$

де T_0 – значення температури РР, після досягнення якої виникає необхідність включення вентилятора системи охолодження: 40...50°C для стаціонарних ОГП; 60...75°C для ОГП мобільних машин народного господарського застосування; 75...90°C – для ОГП спеціальних машин,

$T_{макс}$ – максимальна допустима температура РР (50...60°C для стаціонарних, 75...115°C для мобільних і 115...135°C для мобільних ОГП спеціальної техніки),

T_i – поточне (задане) значення температури РР, °C,

$Q_{н,макс}$ – максимальне значення подачі насоса, л/хв,

$n_{м,макс} = 10^3 Q_{н,макс} / V_{рм}$ – максимальна частота обертання гідромотора [хв⁻¹] з постійним робочим об'ємом $V_{рм}$ [см³].

При заданій температурі РР, рівній її максимальному допустимому значенню $= T_i = T_{макс}$, частота обертання гідромотора також досягає максимального значення

$$n_{м,i} = n_{м,макс}. \quad (10)$$

Теоретичну подачу насоса, що забезпечує задану частоту обертання гідромотора, визначають за формулою

$$Q_{н,i} = 10^{-3} V_{рм} \cdot n_{м,i}, \text{ л/хв}. \quad (11)$$

ВАТ «Гідросила» (м. Кропивницький) виробляє аксіаль-нопоршневі ОГП (ГСТ) із замкненим ланцюгом циркуляції РР і різними видами регулювання робочого

об'єму насоса, в тому числі: А – без системи сервокерування; МН – з гідромеханічною (мускульною) системою керування (рис. 9); D – з регулятором граничного тиску; з електрогідравлічним керуванням робочого об'єму – ступінчастим ER за допомогою трипозиційного чотирипровідного гідророзподільника з електромагнітами напругою 12 або 24 В і безступінчастим ER за допомогою редукційних клапанів.

До складу блоку насоса БН входять вбудовані гідроциліндри Ц1 і Ц2 для переміщення похилого диска насоса Н, насос підживлення та керування Нп, клапан тиску КПп, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2, і дроселі ДР1...ДР3 системи керування. У блок гідромотора БМ входять гідромотор з постійним робочим об'ємом М, клапани запобіжні КП1 і КП2, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД. Блоки насоса і гідромотора з'єднані рукавами високого тиску РВД1 і РВД2. На всмоктуванні в насос підживлення Нп встановлено фільтр Ф з моновакуумметром МН, в лінії зливу витоків РР з корпусів насоса і гідромотора в гідробак Б встановлений охолоджувач АТ. Стрілками вказано напрямок течії РР в основних, підживлення і дренажних магістралях ОГП. Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється шляхом переміщення стежного золотника Р1 на кут $\pm 30^\circ$.

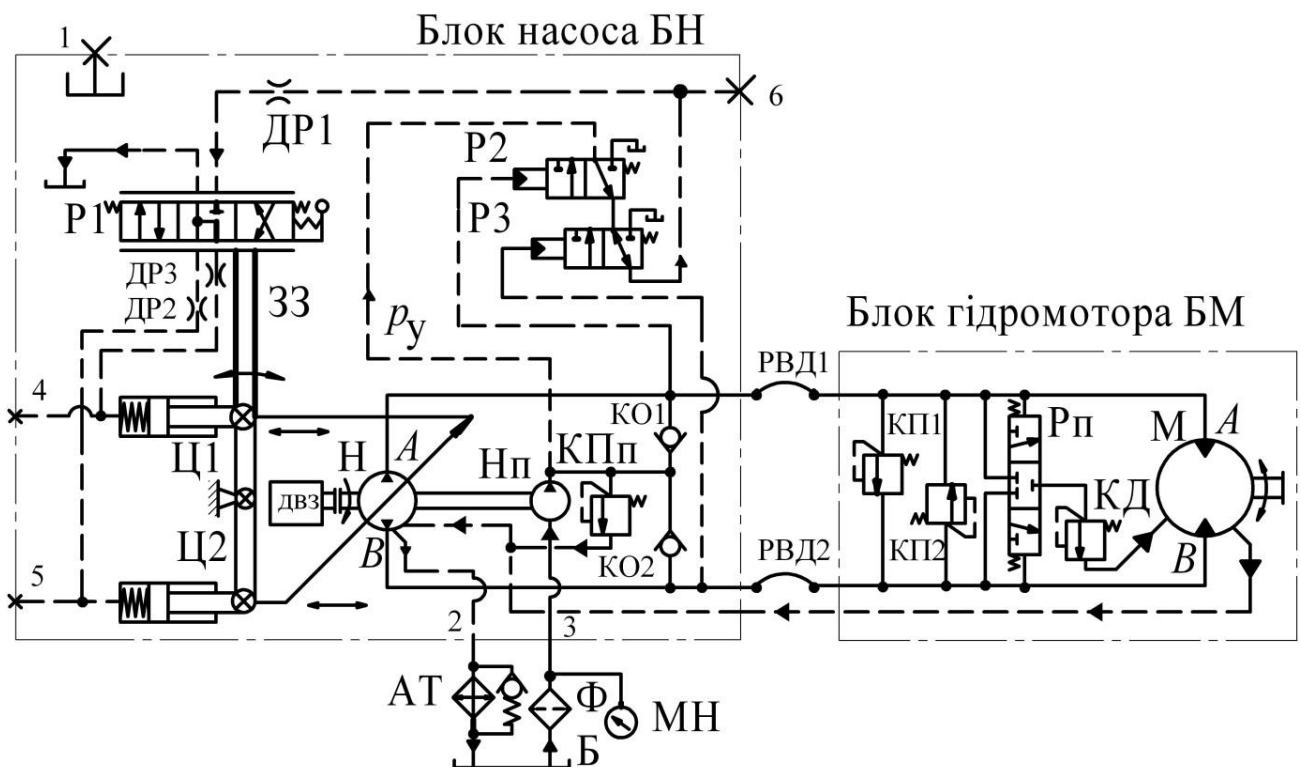


Рис. 9. Гідрравлічна принципова схема ОГП (ГСТ) «Гідросила» з гідромеханічною системою керування МН і регулятором граничного тиску

Насоси можуть комплектуватися регулятором граничного тиску D для зниження подачі до мінімального значення при досягненні регулятором значення його спрацьовування. Зустрічаються терміни «регулятор» або «компенсатор тиску»

(«pressure compensator») або клапан «cut off». При нормальній роботі ОГП, тобто до тих пір, поки тиск у гідросистемі не досяг налаштування пружин золотників гідророзподільників Р2 і Р3, обидва золотники знаходяться в крайньому лівому положенні, як показано на гідросхемі. При цьому тиск керування від насоса підживлення Нп надходить до гідророзподільників Р2 і Р3, і через дросель ДР1 до Р1. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р2, золотник останнього зміщується вправо і живлення від насоса під-живлення до гідророзподільника Р3 і Р1 не надходить. Відсутність тиску керування в гідророзподільнику Р1 призводить до того, що похилий диск насоса прагне зайняти нейтральне положення, знижу-ючи подачу до нульового значення. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р3, золотник останнього зміщується вправо і сполучає лінію керування гідро- розподільника Р1 з баком Б, що також призводить до зниження подачі насоса Н.

2.2. Автоматичні регулятори постійності тиску та потужності.

На рис. 10,а наведена гідравлічна принципова схема ОГП, в якому насос Н з автоматичним регулятором типу «постійності тиску» приводиться до обертання двигуном «м» і нагнітає РР у гідросистему. Для захисту насоса від перевантажень слугує запобіжний клапан КП (контроль тиску за манометром МН). Для переміщення гідроциліндра Ц слугує дроселювальний гідророзподільник Р з електричним пропорційним керуванням. Регулятор типу «постійності тиску» містить гідроциліндр 1 регулювання робочого об'єму насоса Н, пружину 2 і пристрій для налаштування зусилля пружини 3 ($p_{\text{настр}}$). До гідроциліндра 1 підводиться постійно тиск керування p_y з магістралі нагнітання насоса Н. Буквами М і Ф позначені максимальне і мінімальне значення робочого об'єму насоса, відпо-відно. При роботі ОГП в час знаходження золотника гідро-розподільника Р в нейтральному положенні (гідроциліндр Ц при цьому не переміщується) подача РР до гідроциліндра припиняється і зростання тиску p_y в гідросистемі приводить до спрацьовування регулятора, мінімізуючи подачу насоса Н до значення, що забезпечує тільки компенсацію витоків з насоса, дроселювального гідророзпо-дільника Р і запобіжного клапана КП. При тиску в ОГП нижче за налаштування регулятора забезпечується постійна максимальна подача насоса. Таким чином, регулятор «постійності тиску» забезпечує постійну подачу насоса до значення настройки регуля-тора щодо тиску $p_{\text{настр}}$, досягнувши якого подача насоса автома-тично знижується до мінімального значення (рис. 5.10,б). Відхи-лення подачі насоса Q_H від теоретичного значення $Q_{H,\text{теор}}$ (показано пунктиром) обумовлено витоками в насосі та інших гідропристроях, а відхилення лінії тиску від вертикального положення при спрацьовуванні регулятора його конструктивними особливостями. Мінімальна

подача насоса $Q_{H, \min}$ при спрацьовуванні регулятора складає приблизно 10% від максимальної.

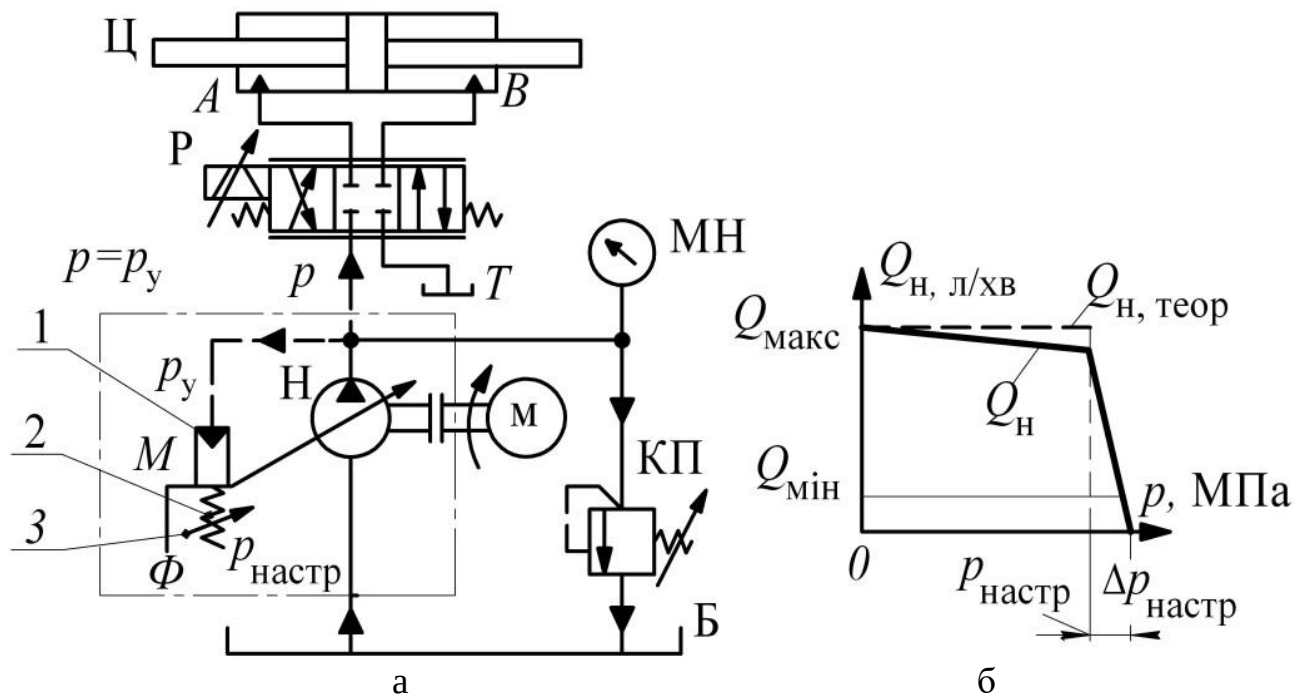


Рис. 10. Гідравлічна принципова схема ОГП, в якому насос Н оснащений регулятором типу «постійності тиску» (а) і характеристика регулятора (б)

Регулятор «постійності тиску» якнайповніше відповідає вимогам енергозбереження, оскільки автоматично мінімізує затрачувану насосом потужність у період пауз роботи технологічного устаткування і став широко застосовуватися в гідроприводах з дроселювальними гідророзподільниками. Зниження втрат потужності як результат ефективності енергозбереження при використуванні регулятора типу «постійності тиску» визначають за формулою

$$\Delta P = \frac{p}{60} \left(\frac{Q_{\max}}{\eta_{\max}} - \frac{Q_{\min}}{\eta_{\min}} \right), \text{ кВт}, \quad (12)$$

де $Q_{\max}$ – теоретична подача насоса з постійним робочим об’ємом, л/хв,

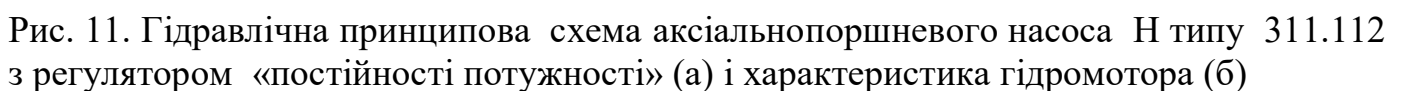
$Q_{\min}$ – теоретична подача насоса з регульованим робочим об’ємом на режимі спрацьовування регулятора, л/хв,

$\eta_{\max}$ – загальний ККД насоса з постійним робочим об’ємом,

$\eta_{\min}$ – загальний ККД насоса на режимі спрацьовування регулятора,

p – тиск нагнітання насоса (приймаємо постійним для регульованого і нерегульованого режимів), МПа.

На рис. 11,а наведена гідравлічна принципова схема одно-потокowego насоса Н, забезпеченого автоматичним регулятором типу «постійності потужності», що забезпечує постійну потужність на валу насоса за рахунок перерозподілу параметрів гідравлічної потужності – подачі і тиску.



30

постійного значення потужності. Для обмеження максимального і мінімального значень робочого об'єму насоса передбачені нерухомі упори 5 і 6 (регулювальні гвинти), які заздалегідь налаштовують.

Характеристика автоматичного регулятора типу «постійності потужності» (рис. 11,б) може бути записана у вигляді теоретичної рівності (без урахування втрат потужності в гідромашинах, трубопроводах і гідроапаратурі)

$$P_H = \frac{Q_H \cdot p_H}{60} = P_M = \frac{M_M \cdot n_M}{9550}, \text{ кВт}, \quad (13)$$

де P_H і P_M – потужність насоса і гідромотора, відповідно, кВт,

Q_H – подача насоса, л/хв,

p_H – тиск, що розвивається насосом, МПа,

M_M – теоретичний крутний момент, що розвивається гідромотором, який визначають за формулою

$$M_M = 0,159 \cdot V_{pm} \cdot \Delta p, \text{ Н.м}, \quad (14)$$

де V_{pm} – робочий об'єм гідромотора, см³,

Δp – перепад тисків, МПа,

n_M – частота обертання гідромотора, хв⁻¹.

Автоматичний регулятор «постійності потужності» використовується в нереверсивних за напрямком подачі насосах і має ряд конструктивних розробок, які розглянемо на прикладі аксіаль-нопоршневих насосів із похилим блоком циліндрів виробництва Одеського ВАТ «Будгідравліка»:

1) з механічним обмежувачем подачі (рис. 12,а), що дозволяє проводити ручне регулювання робочого об'єму насоса в широкому діапазоні;

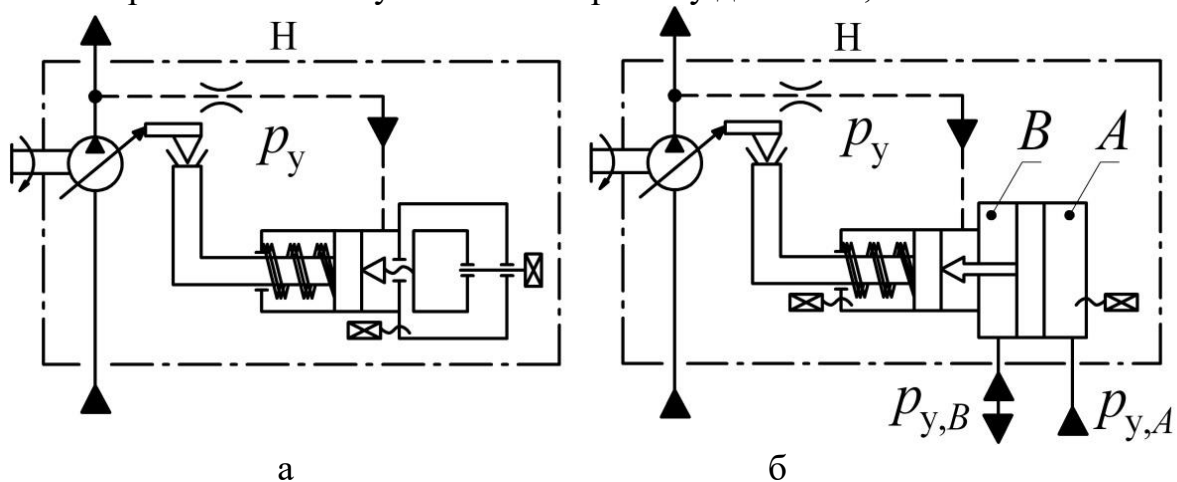


Рис. 12. Гідравлічні принципові схеми регуляторів насосів типу 311.224, що забезпечують «постійність потужності»: а – з механічним обмежувачем подачі; б – з гідравлічним обмежувачем подачі

2) з гідравлічним обмежувачем подачі (рис. 12,б), в якому тиск $p_{y,A}$ в порожнину A підводиться постійно (біля 3,0 МПа), а керування робочим об'ємом здійснює оператор шляхом створювання тиску $p_{y,B}$ у порожнині B у діапазоні від 0,69 до 1,89 МПа за допо-могою зовнішнього редуційного клапана. За відсутності тиску $p_{y,B}$ у порожнині B і максимальному тиску $p_{y,A}$ в порожнині A робочий об'єм насоса встановлюється на мінімальному рівні.

Для забезпечення двох незалежних подач РР в ОГП будівельно-дорожніх машин застосовують насоси з регуляторами «постійності потужності», забезпечуючи автоматичне регулювання подачі обох потоків РР.

Використання насосів із стежним механізмом зміни витрати дозволяє мати реверсивний ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції РР. При використуванні ж регуляторів постійності «тиску» і «потужності» насос стає нереверсивним за напрямком подачі, що вимагає установки гідророзподільника між насосом і гідродвигуном. Створення ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції РР, регулятором потужності та реверсивною подачею насоса вирішується за допо-могою пристроїв гідроавтоматики на основі так званої системи керу-вання ДА. Особливістю конструкції регулятора такого насоса є можливість забезпечення режиму постійної потужності за положенням педалі подачі палива при одночасному захисті ДВЗ від перевантаження при спільній роботі приводів ходу і робочого обладнання, одержання вповільнених швидкостей пересування машини в технологічному режимі.

На рис.13 наведена комбінована (гідравлічна і кінематична) принципова схема такого насоса, створеного на базі аксіальнопоршневого з похилим диском НП-90.

До насосної установки НУ входить основний насос Н, насос підживлення Нп із системою зворотних клапанів КО1 і КО2 і переливним клапаном КП1, два гідроциліндри Ц1 і Ц2 керування похилим диском основного насоса (ці гідроприсрої входять до складу серійного насоса НП-90) і насос управління Ну, причому насоси Нп і Ну приводяться в обертання від загального вала основного насоса Н приводним ДВЗ. Насос підживлення Нп через зворотні клапани КО1 або КО2 подає РР до лінії основних магістралей A або B . Клапан КП1 постійно працює в переливному режимі, скидаючи в бак Б надлишки витрати насоса підживлення Нп понад споживаної основним насосом Н. Усмоктування РР насосами підживлення і керування здійснюється з гідробака Б через фільтри Ф1 і Ф2. Блок керування БК включає пілотний гідророзподільник Р реверсування подачі насоса Н (чотирипровідний, трипозиційний з електромагнітним керуванням), гідроклапан тиску КД, що виконує функцію регулятора потужності, дросель ДР і запобіжний клапан КП2.

Гідроклапан тиску КД має три канали керування: регульовану пружину і підведення тиску до торців золотника до дроселя ДР (тиск p_{y1} , що розвивається насосом Ну) і після дроселя p_{y2} . Регульовальна пружина клапана КД зв'язана механічно з педалями транспортного засобу – ППП (педаль подачі палива) і ППШ (педаль повзучої швидкості).

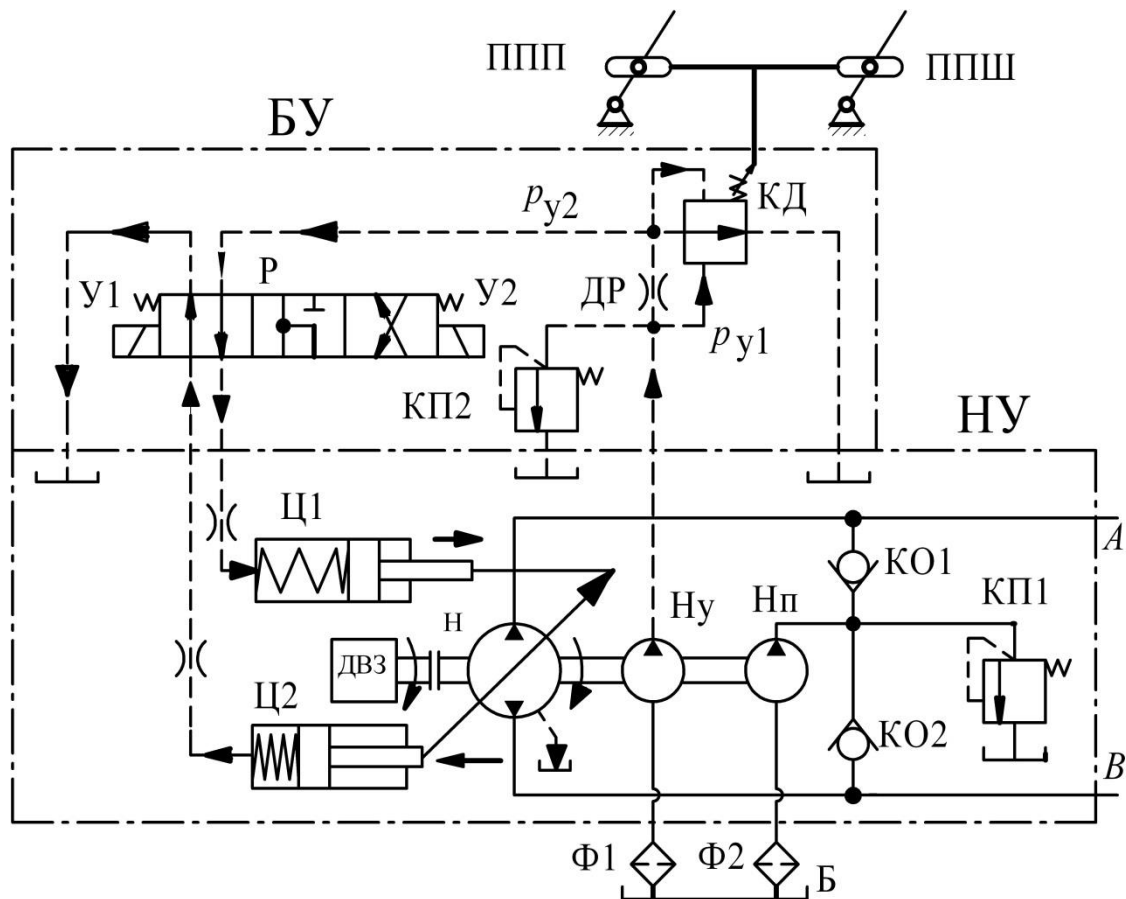


Рис. 13. Комбінована принципова схема насоса з регулятором типу «постійності потужності» для роботи ОГП із замкненим ланцюгом

Принцип роботи системи керування полягає у зміні тиску керування p_{y2} та, відповідно, робочого об'єму основного насоса Н. Чим вище подача насоса управління N_y (при підвищенні частоти обертання ДВЗ вона пропорційно росте), тим більше значення перепаду тисків на дроселі ДР, що приводить до зниження тиску p_{y2} , підтримуваного перед клапаном КД у системі керування гідроциліндрами Ц1 або Ц2. Наприклад, положення гідророзподільника Р відповідає тиску керування p_{y2} в гідроциліндрі Ц1. Для одержання повільних («повзучих») швидкостей руху машини необхідно мінімізувати подачу РР основного насоса Н. Із цією метою уведена спеціальна педаль ППШ, натискання на яку незалежно від положення педалі палива ППП приводить до зменшення зусилля пружини клапана КД і зниження тиску p_{y2} у гідроциліндрах Ц1 або Ц2, що приводить до зменшення робочого об'єму насоса та подачі, і, відповідно, частоти обертання гідромотора. Тиск керування змінюється в межах $p_{y2} = 0,4 \dots 1,9$ МПа. За відсутності підведення РР до порожнин гідроциліндрів Ц1 і Ц2 (гідророз-подільник Р перебуває при цьому в нейтральному положенні) пружини циліндрів Ц1 і Ц2 автоматично встановлюють похилий диск насоса в нейтральне положення, що відповідає «нульовому» значенню робочого об'єму насоса Н.

Перевага застосування регулятора сталості потужності насоса в замкненому

ланцюзі циркуляції РР полягає у використанні для реверсування насоса мініатюрного пілотного гідророзподільника Р (за аналогією із системою стежного керування), керуючого гідроциліндрами Ц1 і Ц2 похилий диск, замість застосовуваного в незамкненому ланцюзі циркуляції РР гідророзподільника, що пропускає повну подачу основного насоса.

На рис. 14 представлені гідравлічні принципові схеми насосів фірми «Хорда-Гідравліка» з регульованим робочим об'ємом серії ВЗ з позначеннями приєднувальних отворів: О – всмоктування (зливу); Н – нагнітання; Д і С – дренажу РР; G – підведення тиску для прямого керування; X – підведення тиску керування до гідророзподільника; Y – підведення електроживлення.

Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється за допомогою подачі тиску X до гідророзподільника Р (рис. 14,а), шляхом підведення струму керування Y до електромагніту гідророзподільника Р (рис. 14,б), за допомогою автоматичного регулятора обмеження тиску (рис. 14,в), ручного впливу безпосередньо на керуючий гідроциліндр Ц (рис. 14,г) і шляхом зовнішнього підведення тиску керування G (рис. 14,д).

Особливості регулювання робочого об'єму гідромашин.

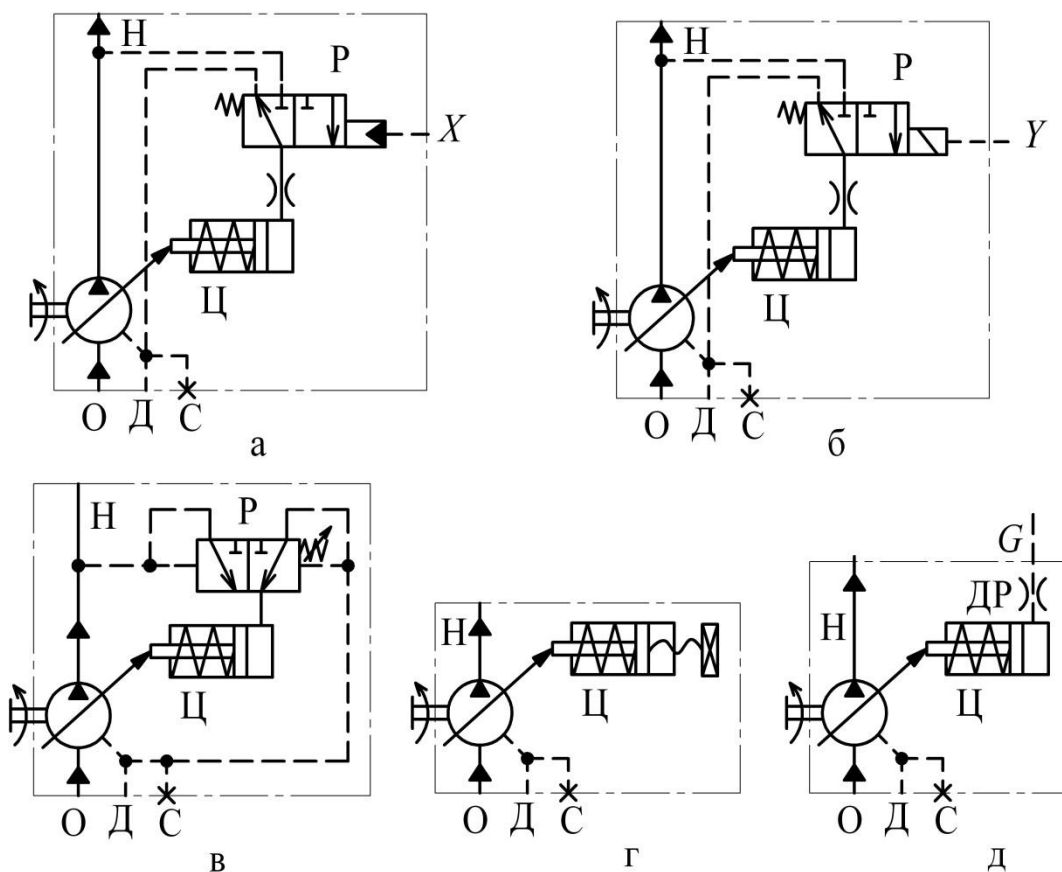


Рис 14. Гідравлічні принципові схеми насосів фірми «Хорда-Гідравліка» з регульованим робочим об'ємом серії ВЗ

У гідромоторах регулювання робочого об'єму практично реалізується: в аксіальнопоршневих гідромоторах шляхом зміни кута нахилу диска або блоку

циліндрів (забезпечують діапазон регулювання робочого об'єму до 3 або 5, відповідно); в радіальнопоршневих гідромоторах одноциклової дії регулювання робочого об'єму здійснюється шляхом зміни ексцентриситету вала; в радіальнопоршневих гідромоторах багатоциклової дії зміна робочого об'єму здійснюється дискретно за рахунок зміни кількості робочих ходів поршнів за один оберт вала.

Співвідношення робочих об'ємів гідромашин визначають як частку від поточного та максимального робочих об'ємів для реверсивних по подачі насосів і гідромоторів, відповідно

$$\pm V_{н,i} / V_{н,макс} ; \quad V_{м,i} / V_{м,макс} . \quad (15)$$

Подача (витрата) насоса з регульованим робочим об'ємом

$$Q_{н,i} = 10^{-3} \cdot V_{н,i} \cdot n_{дв} \cdot \eta_o, \text{ л/хв}, \quad (16)$$

де $V_{н,i}$ – робочий об'єм насоса (поточне значення), см^3 ,

$n_{дв}$ – частота обертання приводного двигуна, хв^{-1} ,

η_o – коефіцієнт подачі насоса (об'ємний ККД),

Частоту обертання гідромотора з регульованим робочим об'ємом визначають за формулою

$$n_{м,i} = \frac{10^3(Q_{н,i} - \Delta Q)}{V_{м,i}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (17)$$

де $V_{м,i}$ – робочий об'єм гідромотора (поточне значення), см^3 ,

ΔQ – витоки і перетоки РР в гідромоторі, л/хв.

На рис. 5.15 представлені гідравлічні принципові схеми гидро-моторів з регульованим робочим об'ємом серії ВЗ фірми «Хорда-Гідравліка».

Двопозиційне регулювання здійснюється за допомогою подачі тиску до гідророзподільника Р (рис. 15,а), шляхом підведення струму до електромагніту гідророзподільника Р (рис. 15,б) і за допомогою зовнішнього підведення тиску керування (рис. 15,в). Якщо тиск керування $G > 2$ МПа, то робочий об'єм гідромотора зменшується від номінального 112 см^3 до мінімального значення 32 см^3 . Клапан тиску КДа забезпечує нагнітання РР до гідророзподільника Р при будь-якому напрямку обертання вала гідромотора.

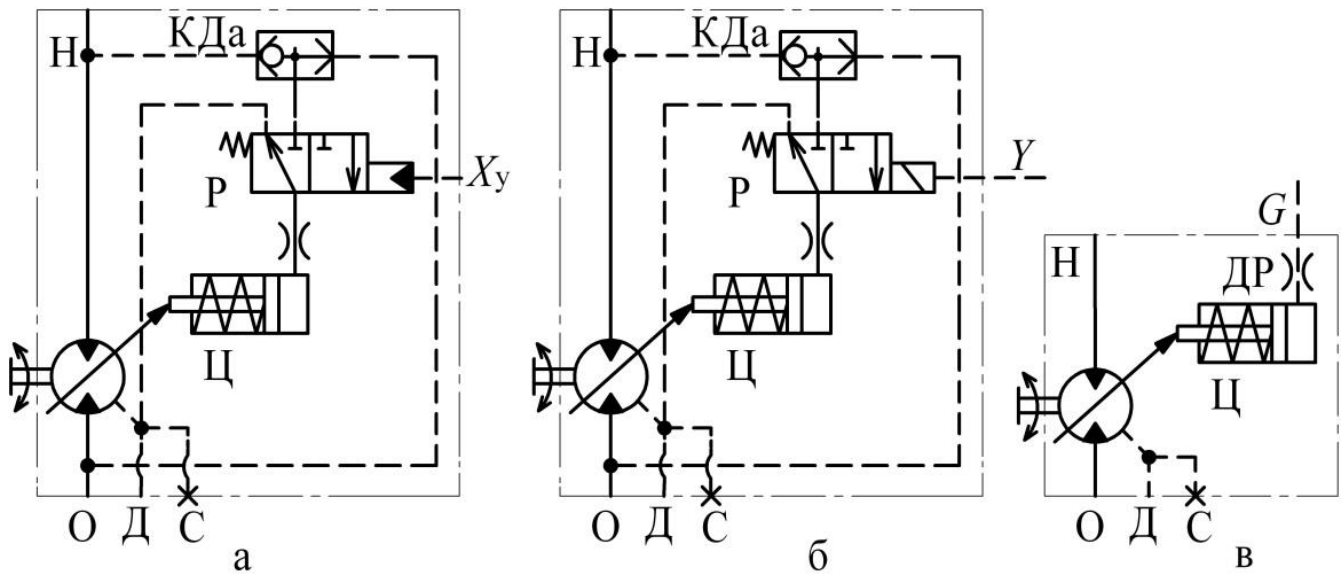


Рис. 15. Гідравлічні принципи схеми гідромоторів фірми «Хорда-Гідравліка» серії ВЗ з регульованим робочим об'ємом

Лекція 15. Запитання

1. Навести гідросхему енергозбереження в гідроприводах з дросельним керуванням за допомогою системи *LS* («load sensing» – що відчуває навантаження).
2. Навести гідро схему енергозбереження в гідроприводах з машинодросельним керуванням за допомогою системи *LS*.
3. Навести чисельний приклад енергозбереження в гідроприводах з дросельним керуванням.
4. Які типи регуляторів робочого об'єму гідромашин використовуються в гідроприводах?
5. Навести швидкісну характеристику регулятора з електрогідравлічним керуванням.
6. Навести швидкісну характеристику регулятора з ручним керуванням.
7. Які регулятори відносяться до автоматичних?
8. Навести характеристику автоматичного регулятора насоса постійності тиску.
9. Навести характеристику автоматичного регулятора насоса постійності потужності.
10. Які особливості мають регулятори робочого об'єму гідромоторів?

Лекція 16. Вимоги до фільтрації та теплообміну робочої рідини в об'ємних гідроприводах. Розрахунок діаметрів трубопроводів та об'єму гідробака

План лекції

1. Розрахунок системи охолодження для об'ємного гідропривода. Типи охолоджувачів для мобільних та стаціонарних ОГП
2. Вимоги до фільтрації в ОГП. Типи фільтрів. Класи та коди чистоти РР. Методика порівняння фільтрів різних виробників.
3. Методика розрахунку внутрішніх діаметрів трубопроводів. Поняття зведеного діаметру трубопроводу.
4. Розрахунок об'єму гідробака для ОГП мобільних і стаціонарних ОГП.
5. Відеофільми за темою лекції.

Розрахунок системи охолодження для об'ємного гідропривода

Для забезпечення надійної роботи ОГП застосовують кондиціонери РР, до яких відносять гідроприспособи, призначені для забезпечення необхідних якісних показників і стану РР:

- 1) теплообмінник – пристрій, призначений для зниження, підтримання чи підвищення температури РР завдяки теплообміну з іншим середовищем;
- 2) нагрівач – теплообмінник, призначений для нагрівання РР;
- 3) охолоджувач-теплообмінник, призначений для охолодження РР.

За допомогою теплообмінників в ОГП підтримують оптимальний робочий режим РР, відповідний вимогам виробників гідромашин і гідроапаратів.

В ОГП знаходять застосування охолоджувачі повітряного і водяного типів.

На рис. 1 наведена гідравлічна принципова схема ОГП з дросельним електричним пропорційним регулюванням швидкості обертання гідромотора. Насос Н при обертанні від приводного двигуна «ДВЗ» нагнітає РР до гідророзподільника Р – чотиривісного, пропорційного (з нескінченним числом проміжних позицій), в середньому положенні канали p, T, A і B роз'єднані, і далі до гідромотора М1, приводячи останній в обертання. Частота обертання гідромотора пропорційна площі перерізу вікна в гідророзподільнику Р між золотником і корпусом. Для захисту від перевантажень встановлений запобіжний клапан КП (вимірювання тиску за манометром МН). Очищення РР забезпечується фільтром Ф з електричним індикатором забрудненості фільтроелемента, а при засміченні фільтроелемента РР прямує до гідророзподільника Р через перепускний клапан на фільтрі. Для охолодження РР можуть бути встановлені повітряний охолоджувач АТ з приводом обертання вентилятора обдування радіатора від гідромотора М2 за рахунок відбору частки основного потоку РР за допомогою дроселя ДР1 або електродвигуна «Д». Для забезпечення відведення тепла від вузлів тертя гідро-мотора слугує гідророзподільник Рп, за допомогою якого частина основного потоку прокачується

через дросель ДР2 у корпус, а температура на виході з корпусу контролюється за допомогою термометра Т2. На підставі накопиченого досвіду випробувань і експлуатації об'ємних гідромашин їх виробники рекомендують витрати прокачування РР. Наприклад, для радіальнопоршневих високомоментних гідромоторів одноциклової дії серії MR фірми «RIVA CALZONI» (Італія) прокачування РР складає від 6 до 20 л/хв, дозволяючи підняти постійну потужність гідромоторів в 1,3...1,5 разів.

Охолоджувачі встановлюють в лініях низького тиску, як правило, на зливі РР з гідросистеми або автономно для охолодження РР в гідробаку Б, що обумовлене обмеженнями за міцністю труб охолоджувача. Для захисту від підвищення тиску (що більш допускається) паралельно охолоджувачу встановлюють зворотний (перепускний) клапан КО. З метою підтримки необхідного діапазону експлуатаційних температур РР встановлюють термометр Т1 з терморегулятором для своєчасного вмикання (вимикання) привода обертання вентилятора. Ефективна робота охолоджувача забезпечує енергозбереження і надійність ОГП шляхом підтримки оптимальної температури РР при тривалій експлуатації на сталому режимі і скорочуючи час прогрівання гідросистеми при пуску в зимовий час.

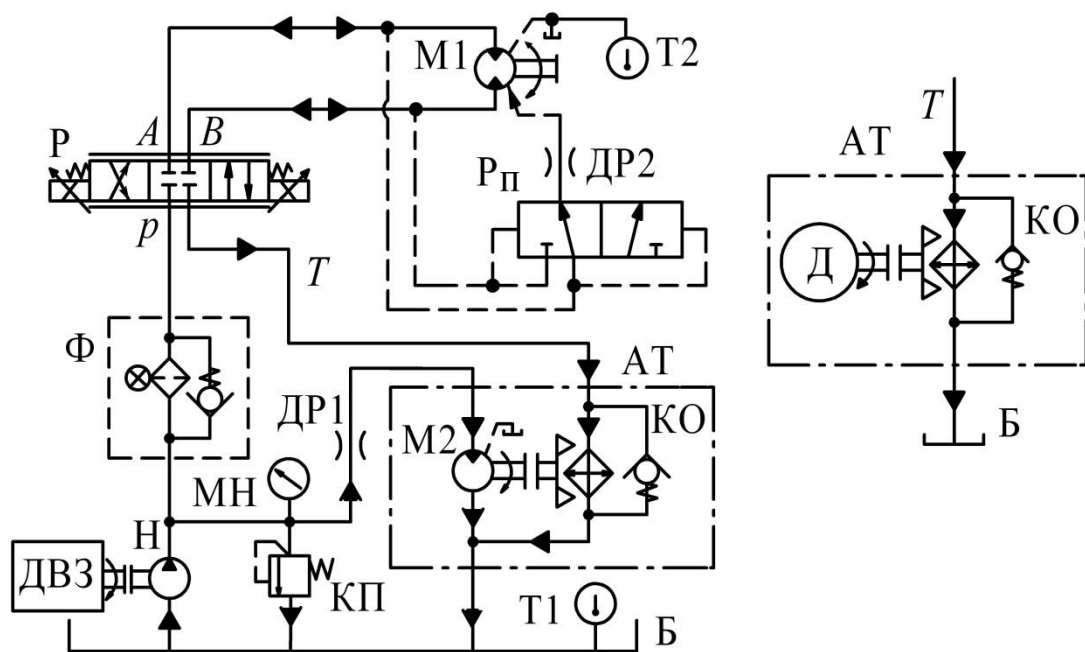


Рис. 1 Гідравлічна принципова схема ОГП з оливаповітряним охолоджувачем АТ і приводом вентилятора від гідромотора М2 або електродвигуна «м4»

Основними характеристиками охолоджувачів є залежності кількості відведеного тепла (потужності) і перепаду тисків від витрати РР (рис. 2).

Для розрахунку виділеної теплової потужності пропонується спрощений метод шляхом визначення втрат пропорційно приводної потужності ОГП до 15...20 % при машинному і до 30% при дросельному керуванні подачі РР

$$\Delta P_{\text{маш}} = (0,15 \dots 0,2) \cdot P_{\text{пр}}, \text{ кВт}; \quad \Delta P_{\text{др}} = 0,3 \cdot P_{\text{пр}}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де $\Delta P_{\text{маш}}$ і $\Delta P_{\text{др}}$ – втрати потужності при машинному і дросельному способах керування ОГП, відповідно, кВт,

$P_{\text{пр}}$ – приводна потужність ОГП, кВт.

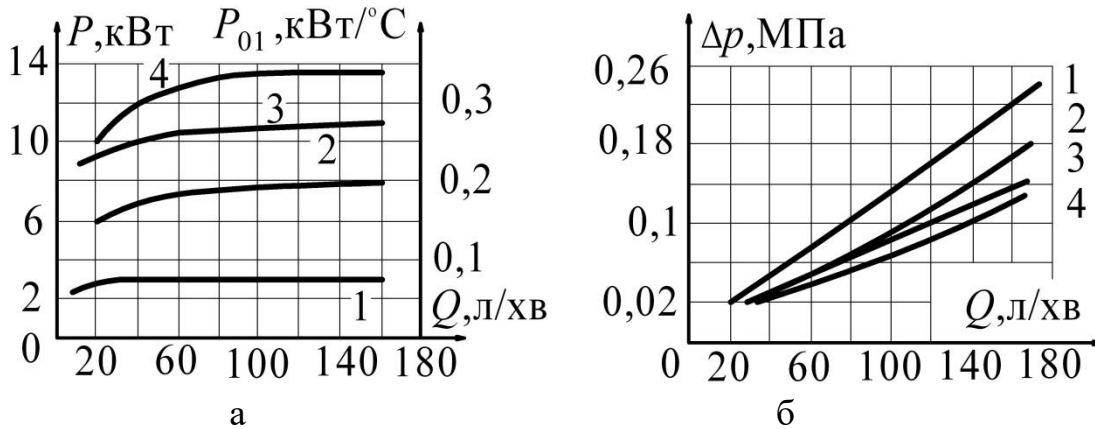


Рис. 2. Технічні характеристики повітряних охолоджувачів серії ОК-ELD фірми «HYDAC» (ФРН): а – відведеного тепла P і коефіцієнта ефективності охолоджувача P_{01} (на 1°C) від витрати $P_{\text{пр}}$ при перепаді температур 40°C; б – перепаду тисків між вхідним і вихідним патрубками на охолоджувачі від витрати $P_{\text{пр}}$ для відповідних типорозмірів 1; 2; 3 і 4

За значенням витрат підбирають потрібний за розсіюваною потужністю охолоджувач (рис. 2,а) і визначають витрату $P_{\text{пр}}$, яку необхідно прокачувати через охолоджувач і створюваний при цьому перепад тисків на охолоджувачі (рис. 2,б). Оскільки охолоджувачі мають обмеження за тиском на вході 0,6 і 1,6 МПа (залежно від моделі), то необхідно підібрати трубопровід на виході з охолоджувача відповідного перерізу. При цьому тиск на вході в охолоджувач визначають за формулою

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охол}} + \Delta p_{\text{тр}} < [p_{\text{вх}}], \text{ МПа}, \quad (2)$$

де $\Delta p_{\text{охол}}$ – перепад тисків між входом і виходом, МПа,

$\Delta p_{\text{тр}}$ – втрати тиску за довжиною трубопроводу на виході з охолоджувача, які визначають за формулою

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,584 \cdot \frac{L}{d^4} \cdot Q \cdot v_{\text{в,язк}}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

де L – довжина трубопроводу, м,

d – внутрішній діаметр трубопроводу, мм,

Q – подача робочої рідини, л/хв,

$\nu_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, сСт,

$[p_{\text{вх}}]$ – тиск, що допускається на вході в охолоджувач (максимальне значення за технічною характеристикою), МПа.

У зв'язку з тим, що характеристики перепаду тисків охолоджувачів наведені при кінематичній в'язкості РР в 30 сСт, то при в'язкості, що відрізняється, необхідно вводити поправку K (табл. 1)

$$\Delta p_{\text{охол}, \nu i} = \Delta p_{\text{охол}, \nu=30} \cdot K, \text{ МПа}, \quad (4)$$

де $\Delta p_{\text{охол}, \nu=30}$ і $\Delta p_{\text{охол}, \nu i}$ – перепад тиску на охолоджувачі при в'язкості 30 сСт і відмінному від 30 сСт значенні, відповідно.

Таблиця 1

Поправка K для визначення перепаду тисків
при в'язкості РР (мінеральної оливи), відмінної від 30 мм²/с (сСт)

В'язкість РР, мм ² /с (сСт)	10	15	22	32	46	68	100	150
K	0,5	0,65	0,77	1,0	1,3	1,9	2,8	5,3

Слід зазначити, що при підвищенні в'язкості РР від 32 до 150 сСт (у 4,7 рази) перепад тисків зростає в 5,3 раза, а при зниженні від 32 до 10 сСт (у 3,2 раза) перепад тиску зменшується в 2 рази.

В ОГП мобільних машин температура в гідробаку перевищує 60...70°C, а в корпусах гідромашин досягає 100°C і більше, виникає проблема локального відведення тепла від вузлів тертя (поршневих пар, розподільного вузла, підшипників кочення і ковзання). Негативними наслідками неефективного відведення тепла є задирання на поверхнях контртіл або їх заклинювання, підвищене зношування підшипників та ін. Для забезпечення локального охолодження вузлів тертя вводять прокачування РР через гідромашини і визначення витрати РР, необхідної для охолодження вузлів тертя, що має важливе значення з погляду забезпечення їх надійного функціонування в широкому діапазоні навантажень і частот обертання. Особливу увагу слід звернути на запобігання місцевому перегріву при проведенні стендових випробувань або при підготовці до експлуатації на холостому ході і підвищених частотах обертання гідромашин, коли через низький тиск власні витоки малі і недостатні для охолодження.

Значення витрати прокачування РР через корпус гідромотора рекомендується визначати за формулою

$$Q_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} \cdot \Delta P, \text{ л/хв}, \quad (5)$$

де ΔP – втрати потужності в гідромоторі, кВт,

$k_{\text{пр}} = 0,6$ – коефіцієнт прокачування, визначений як відношення витрати прокачування РР до одиниці втрати потужності, л/(хв.кВт).

Втрати потужності в гідромоторі визначають за різницею споживаної і вихідної потужності (ці обидва види втрат істотні при роботі під навантаженням)

$$\Delta P = P_{\text{спож}} - P_{\text{вих}} = \frac{Q_{\text{вх}} \cdot \Delta p}{60} - \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (6)$$

де $P_{\text{спож}}$ – потужність, що споживається гідромотором, кВт,

$P_{\text{вих}}$ – вихідна (корисна) потужність гідромотора, кВт,

$Q_{\text{вх}}$ – подача РР на вході в гідромотор, л/хв,

Δp – перепад тисків (номінальний або робочий, тобто на експлуатаційному режимі), МПа,

n – частота обертання гідромотора, хв⁻¹,

M – крутний момент гідромотора

$$M = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{ГМ}}, \text{ Н.м}, \quad (7)$$

де V_p – робочий об'єм гідромотора, см³,

$\eta_{\text{ГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора.

Для режиму холостого ходу втрати потужності визначають за формулою

$$\Delta P_{\text{х.х}} = \frac{M_{\text{х.х}} \cdot n}{9550} = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{\text{х.х}} \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (8)$$

де $M_{\text{х.х}} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{\text{х.х}}$ – момент тертя холостого ходу гідромотора при певній максимальній частоті обертання, Н.м,

$\Delta p_{\text{х.х}}$ – перепад тисків холостого ходу між вхідною і вихідною магістралями гідромотора, МПа,

n – частота обертання гідромотора, хв⁻¹.

Значення рекомендованого коефіцієнта прокачування $k_{\text{пр}} = 0,6$ є орієнтованим і у ряді випадків завищеним, оскільки для конкрет-ного гідромотора й умов його експлуатації можуть бути достатніми і менші значення. Слід зазначити, що мінімізація коефіцієнта прокачування вимагає проведення великого обсягу дослідних робіт і пов'язана з ризиком виходу з ладу гідромашин.

Широку номенклатуру повітряних охолоджувачів серії SCM пропонує фірма

«BONDIOLI & PAVESI» з приводами вентилятора від електродвигунів і гідромоторів потужністю до 60 і 90 кВт при витраті РР до 350 і 500 л/хв, відповідно.

Системи охолодження фірми «SAUER-DANFOSS» вирішують питання автоматизації та ефективності роботи систем з дросельним і машинним регулюванням.

Вибір фільтра для об'ємного гідропривода

Фільтром називається пристрій, призначений для видалення твердого та (чи) рідкого забруднювача з РР фільтруванням.

Сапуном називається кондиціонер РР, призначений для сполучення повітряної порожнини гідробака з навколишнім середовищем і очищення повітря, що надходить у гідробак з навколишнього середовища.

Загальною тенденцією сучасного ОГП є те, що незалежно від передаваної потужності і об'єкта використання його надійність визначається рівнем очищення РР, як найважливішим чинником підтримки стабільних зазорів у поршневих і золотникових парах та зниження ризиків аварійного виходу з ладу гідрообладнання унаслідок задирок або заклинювання вузлів. Завдання фільтрування РР в ОГП полягає в її очищенні до рівня, що виключає поломки, відмови в роботі або інтенсивне зношування частин гідроприскоїв протягом всього терміну експлуатації. Для її вирішення послідовно визначається необхідний рівень чистоти РР в кожному конкретному гідроприводі, вибирається фільтр, місце його установки і контролюються досягнуті результати.

На рис. 3,а наведена гідравлічна принципова схема ОГП з можливими місцями установки фільтрів: Ф1 і Ф2 – в лініях усмоктування і нагнітання насоса, відповідно; Ф3 – зливу РР з робочого устаткування в гідробак Б.

Для ОГП мобільних машин, що працюють по замкненому ланцюгу циркуляції РР, наприклад, в приводі пересування машини, і забезпечення функціонування робочих органів для реалізації необхідного технологічного процесу, набули поширення комбіновані фільтри для фільтрації зливного потоку РР і на всмоктуванні насоса підживлення. Схема ОГП з установкою зливного і всмоктувального фільтрів, що рекомендується фірмою «ARGO» (ФРН), наведена на рис. 3,в і містить насос Н з регульованим робочим об'ємом для обертання гідромотора М привода ходу машини, ДВЗ, насоси підживлення Нп і робочих органів Нро з приводом від основного насоса Н, блок А з запобіжними клапанами основних магістралей А–А, В–В і насоса Нро, зворотні («антикавітаційні») клапани системи підживлення і переливний клапан насоса підживлення Нп, охолоджувач АТ і гідробак Б. РР надходить з корпусів гідромашин і ОГП в охолоджувач АТ і комбінований фільтр Ф (обведений штрихпунктирною лінією) з двома зворотними клапанами, причому клапан КО1, розташований паралельно фільтру, є перепускним у разі забрудненості фільтроелемента, а клапан КО2, розташований послідовно, слугує для скидання надлишку РР у гідробак Б. Перевага комбінованого фільтра Ф полягає в тому, що очищена в зливному потоці РР (на виході з ОГП робочих органів) подається до

насоса підживлення Нп під надмірним тиском близько 0,05 МПа, запобігаючи кавітації і забезпечуючи функціонування ОГП при низьких температурах навколишнього повітря.

Для оцінки ефективності фільтроелементів відповідно до міжнародного стандарту ISO 4406/1999 визначають кількість забруднюючих частинок у пробі РР об'ємом 1 см³ відповідно розмірним кодам (класам) ISO. В міру накопичення експериментального досвіду роз-мірні групи зазнавали зміни і в цей час у каталогах фірм і експ-луатаційній документації можна зустріти такі позначення кодів ISO:

- двозначний код – градація по частинках більше 5 і 15 мкм;
- тризначний код – градація по частинках більше 2; 5 і 15 мкм при підрахунку частинок за допомогою мікроскопа;

- тризначний код – градація по частинках більше 4; 6 і 14 мкм при автоматизованому підрахунку частинок за допомогою електронних пристроїв.

Коди ISO позначаються в порядку наростання розмірної групи і після кожної групи ставиться похила риска (наприклад, запис вигляду 20/14/12 позначає коди відповідно до кількості частинок в пробі розміром більше 2; 5 і 15 мкм, відповідно). Орієнтовне співвідношення між класами чистоти за низкою стандартів і що діє в Україні ГОСТ 17216, а також значення номінальної тонкості фільтрації, що забезпечує відповідний клас чистоти РР, наведені в табл. 2.

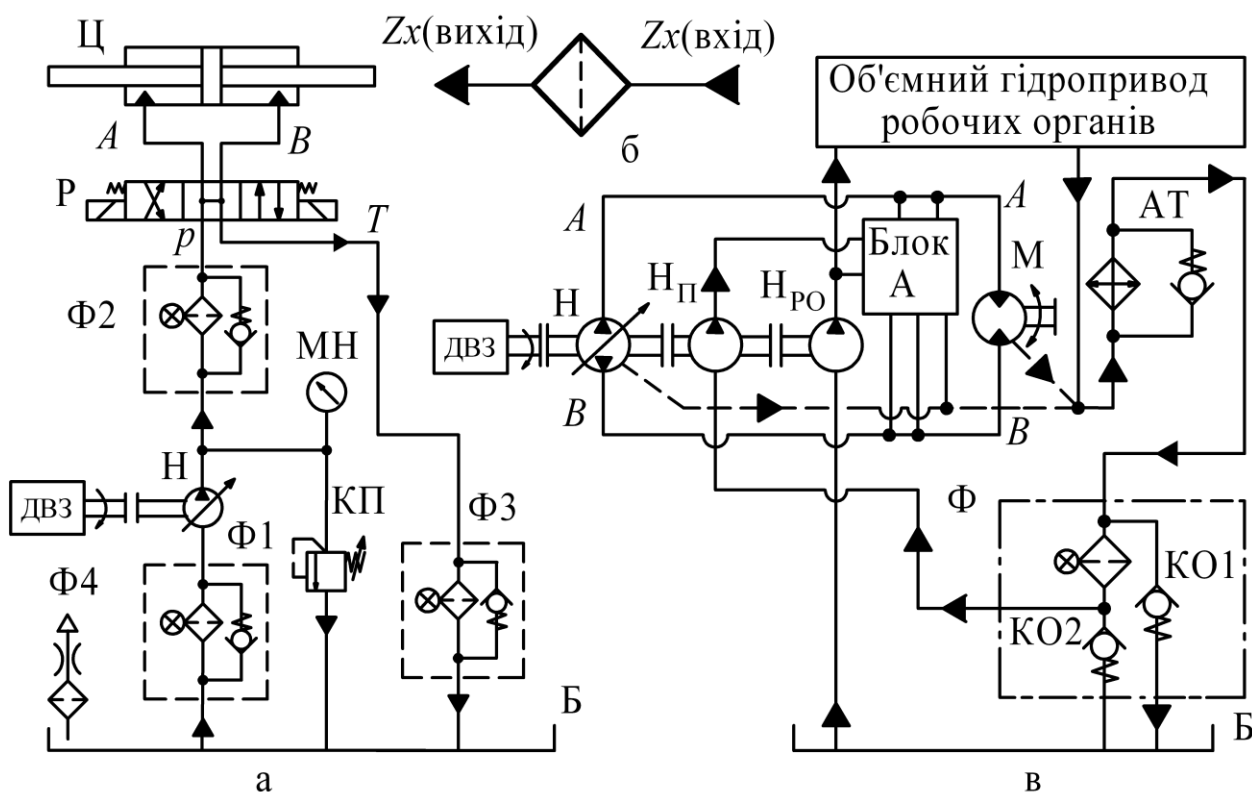


Рис. 3. Типові місця установки фільтрів в ОГП (а і в) і схема течії РР через фільтр для визначення співвідношення β_x (б)

Таблиця 2

Порівняння класів чистоти РР за різними стандартами

Клас за ГОСТ 17216 / Номін. тонкість фільтрації, мкм	Коди ISO 4406:99	Кількість частинок в 1мл:			NAS 1638 (1964)	Disavowed SAE Level (1963)
		> 2 мкм	> 5 мкм	> 15 мкм		
16 / 80	23/21/18	80 000	20 000	2 500	12	-
15 / 40	22/20/18	40 000	10 000	2 500	-	-
14 / 40	22/20/17	40 000	10 000	1 300	11	-
13 / 25	21/19/16	20 000	5 000	640	10	-
12 / 10; 25	19/17/14	5 000	1 300	160	8	5
11 / 10	18/16/13	2 500	640	80	7	4
10 / 5; 10	17/15/12	1 300	320	40	6	3
9 / 5	16/14/11	640	160	20	5	2
8 / 3	15/13/10	320	80	10	4	1

Примітка: Під час користування старою класифікацією ISO коди забрудненості позначаються за двома останніми цифрами (частинки більше 5 і 15 мкм, відповідно).

Відповідно до ISO 16889/1999 (Multi-Pass test) у лабораторних умовах визначають «бета-співвідношення β_x », за допомогою якого можна об'єктивно порівнювати фільтри різних виробників (рис. 3,б)

$$\beta_x = Z_{x(\text{вхід})} / Z_{x(\text{вихід})}, \quad (9)$$

де $Z_{x(\text{вхід})}$ і $Z_{x(\text{вихід})}$ – кількість частинок розміром більше за значення x в пробах РР на вході у фільтр і виході з нього.

Іншим оцінним критерієм є коефіцієнт ефективності фільтрації E_x (або коефіцієнт тонкості фільтрації, рівень очищення, коефіцієнт очищення)

$$E_x = \left(1 - \frac{1}{\beta_x} \right) \cdot 100\%. \quad (10)$$

У табл. 3 наведені значення коефіцієнтів β_x і E_x .

Залежно від обчислених значень коефіцієнт тонкості фільтрації характеризує ефективність очищення:

– при $\beta_x = 20$ – ступінь очищення складає $E_x = 95\%$ і визначається як номінальна тонкість фільтрації;

– при $\beta_x = 100$ – ступінь очищення складає $E_x = 99\%$ і визначається як абсолютна тонкість фільтрації.

Слід зазначити, що при $\beta_x < 1$ власне фільтроелемент є джерелом забруднення РР (що може мати місце при розриві фільтроелемента), а при $\beta_x = 1$ забруднення взагалі не затримуються.

Необхідний клас чистоти РР в гідросистемі визначається за гідропристроєм, що потребує найбільш якісного очищення. Для РР не на основі оливи коди зменшують на одиницю (наприклад, якщо код при застосуванні оливи 17/15/13, то для водногліколевої суміші має бути 16/14/12). Коди необхідно зменшити ще на одиницю, якщо мають місце хоча б дві умови: частий запуск при температурі нижче «мінус» 18°C ; робота при температурі вище 70°C , підвищені вібрації і пульсуюче навантаження; відмова ОГП призводить до великих виробничих втрат через простой обладнання; можливість травматизму для оператора при пошкодженні ОГП.

Таблиця 3

Значення коефіцієнтів β_x і E_x

β_x	1	2	5	10	20	50	75	100	200	1000	10000
$E_x, \%$	0	50,0	80,0	90,0	95,0	98,0	98,7	99,0	99,5	99,9	99,99

Перепад тисків на фільтрі дозволяє дати оцінку гідравлічному опору РР, включаючи втрати на корпусі і фільтроелементі

$$\Delta p_{\phi} = \Delta p_k + \Delta p_{\text{ел}}, \text{ МПа}, \quad (11)$$

де Δp_k і $\Delta p_{\text{ел}}$ – втрати тиску на корпусі і фільтроелементі, відповідно, МПа.

Для фільтрів низького тиску рекомендоване значення Δp_{ϕ} не повинне перевищувати 0,03 МПа, для середнього – 0,05 МПа і для високого – 0,08 МПа.

Рекомендовані швидкості перебігу РР мають бути не більш 1,5 м/с для всмоктувальних фільтрів, 4,5 м/с для зливних, для напорних 4,5; 8 і 12 м/с при робочому тиску до 4; 25 і 60 МПа, відповідно.

Для ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції фільтри встановлюють в лінії всмоктування або нагнітання насоса підживлення. Відмова від перепускного клапана на всмоктувальному фільтрі гарантує від потрапляння забруднень з гідробака в основний контур ОГП, а установка сигналізатора забрудненості (наприклад, моновакуумметра на фільтрі) дозволяє діагностувати технічний стан

ОГП. Завдяки такій схемі контролю вдається вже при запуску ОГП щодо зміни показників моновакуумметра оцінити стан РР. Так, якщо у міру прогрівання перепад тиску не знижується, то забруднений фільтр і заміну фільтроелемента проводять до початку змінної експлуатації. Контроль при запуску і своєчасна заміна фільтроелемента істотно скорочують кількість відмов ОГП у процесі експлуатації.

Фірма «SAUER-DANFOSS» для забезпечення в ОГП за замкненим ланцюгом циркуляції РР класу чистоти 18/13 за ISO 4406 (відповідає класу 11 за ГОСТ 17216) рекомендує проводити вибір фільтроелементів залежно від місця їх розташування в гідросистемі насоса підживлення:

1) при установці фільтра у всмоктувальній лінії насоса підживлення $\beta_{35-45} = 75$ або рівноцінне значення $\beta_{10} = 1,5...2,0$;

2) при установці фільтра в лінії нагнітання насоса підживлення потрібне $\beta_{15-20} = 75$ або $\beta_{10} = 10$. Для захисту від забруднень насоса підживлення в лінії всмоктування необхідно в обов'язковому порядку встановлювати фільтр з сіткою 100 або 125 мкм.

Слід зазначити, що для надійної роботи ОГП чистота РР повинна підтримуватися не тільки при експлуатації, а й підготовці до першого пуску і ремонті ОГП.

В Україні широкий асортимент фільтроелементів сучасного технічного рівня, зокрема замість імпортованих, виробляє фірма «Уплотех» (м. Харків), в основі розробок якої лежить багаторічний науково-технічний досвід ВНДГідропривода.

Розрахунок і вибір допоміжного гідрообладнання

1. Внутрішній діаметр гідропроводів визначають за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (12)$$

де Q – теоретичне значення подачі насоса ($Q_{\text{нт}}$ – в основних магістралях; $Q_{\text{нпт}}$ – для ліній всмоктування, нагнітання і зливу насоса підживлення),

$[v]$ – допустима швидкість течії РР [м/с], значення якої вибирають згідно з наданими рекомендаціями: для всмоктувальних гідропроводів $[v_{\text{вс}}] = 1,2$ м/с або не більше значення швидкості (або не менше тиску), встановленого постачальником насоса; для напірних трубопроводів $[v_{\text{н}}] = 5$ м/с; для зливних трубопроводів $[v_{\text{зл}}] = 4$ м/с, а замість значення d підставляють, $d_{\text{н}}$, $d_{\text{зл}}$ і $d_{\text{вс}}$ – діаметри гідро-проводів нагнітання, зливу і всмоктування основного насоса при не-замкненому ланцюзі циркуляції РР, відповідно; $d_{\text{вснпт}}$ – всмоктування насоса підживлення; $d_{\text{нпт}}$ –

нагнітання насоса підживлення; $d_{злп}$ – зливу у гідробак.

Діаметри гідропроводів округлюють: при розрахунковому значенні вище до 1 мм від стандартного – у менший бік; при розрахунковому значенні більше 1,1 мм – у більший.

Зведені діаметри вибирають з ряду за ГОСТ 16516: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм. Швидкість РР у всмоктувальному гідропроводі жорстко пов'язана з можливостями функціонування насосів без кавітації, швидкості в напірному і зливному гідропроводах встановлюють у результаті розрахунку ККД ОГП, тому в ОГП високих тисків допускаються швидкості до 8 м/с і більше.

2. Об'єм гідробака визначають за формулою

$$V_6 = 1,1...1,15(a \cdot Q_H + Q_{зл}), \text{ дм}^3, \quad (13)$$

де Q_H – теоретичне значення подачі насоса, л/хв;

$a = 0,5$ – для замкненого ланцюга циркуляції РР, підставляючи у формулу подачу насоса підживлення $Q_H = Q_{нпт}$, л/хв;

$a = 1...2$ – для незамкненого ланцюга циркуляції РР;

$Q_{зл}$ – об'єм РР, що зливається у гідробак з трубопроводів і гідромашин, який для замкненого ланцюга РР близький до нуля, дм^3 ;

1,1...1,15 – коефіцієнт збільшення об'єму гідробака на вміст у ньому 10...15% об'єму повітря.

Лекція 16. Запитання

1. Які вимоги до фільтрації в ОГП ?
2. Які типи фільтрів застосовують в ОГП ?
3. Які класи та коди чистоти встановлюють до РР ?
4. Яким чином порівнюють фільтри різних виробників ?
5. Яким чином розраховують системи охолодження для ОГП ?
6. Вказати типи охолоджувачів для мобільних та стаціонарних ОГП.
7. Яка методика розрахунку внутрішніх діаметрів трубопроводів ?
8. Навести визначення поняття зведеного діаметру трубопроводу.
9. Як розрахувати об'єм гідробака для ОГП мобільних і стаціонарних ОГП ?
10. Які вимоги до гідробаків ОГП ?

Перелік джерел інформації

1. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель: Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.
2. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків. : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
4. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT). – [Чинний с 2002-09-01]. ДСТУ ISO 4413:2002. – Київ : – 2005. – 34 с. – (Держспоживстандарт України).
5. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).
6. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 61 с. – (Держспоживстандарт України).
7. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Держспоживстандарт України).
8. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 4. Кондиціонери робочого середовища, гідропосудини та пневмопосудини, гідропроводи та пневмопроводи. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 30 с. – (Держспоживстандарт України).
9. Гидропривод объемный. Методы измерения параметров (ГОСТ 17108-79). – [Введен с 1988-01-01]. – 15 с – (Межгосударственный стандарт).
10. Гидроприводы объемные. Общие технические требования (ГОСТ 17411-91). – [Введен с 1992-01-01]. – М. : Стандартинформ, 2006. – 3 с. – (Межгосударственный стандарт).
11. Лурье З.Я. Сравнительный анализ схем гидроприводов с дроссельным управлением по эксплуатационным показателям / / Промислова гідравліка і пневматика / З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова – 2007. – №4(18). – С. 62–65.
12. Каталоги фірм «Parker Hydraulics» (США), «Rexroth Bosch Group» і «Sauer-Danfoss» (ФРГ), «Festo» (Австрія), «Bondioli i Pavesi» (Італія) і «Poclain Hydraulics» (Франція).
13. Відеофільми за тематикою лекцій.

Методичні вказівки до вивчення дисципліни
«Гідравліка, гідропневмопривод». Частина 2 – «Гідропневмопривод»
(лекції 14 - 16)

Підп. до друку _____ 20 р. Формат 60х84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Сур . Ум. друк. арк. Замовлення Наклад 50 прим.
Зам. № _____ Ціна договірна