

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.225

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2025.111.0.141

АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ
ККД ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВАврунін Г. А.¹, Мороз І. І.¹, Поторока А. В.², Лебедєв В. А.²¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет²Харківське конструкторське бюро ім. О. О. Морозова

Анотація. Розглянуті способи регулювання об'ємних гідроприводів щодо досягнення енергозбереження й конструкції насосів і гідромоторів, які забезпечують зменшення механічних та об'ємних втрат потужності й підвищення ККД гідропривода. Наведені розрахункові формули для визначення вихідних характеристик і ККД гідроприводів. Матеріали корисні для спеціалістів машинобудівного профілю, здобувачів 2 (магістрського) та 3 (аспірантського) рівнів вищої освіти.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, насос, гідроциліндр, гідромотор, механічні й об'ємні втрати потужності, енергозбереження, ККД.

Вступ

Основною сучасною тенденцією в процесі створення й модернізації мобільних будівельно-дорожніх машин є зменшення втрат потужності в механізмах робочих органів та їхніх приводах, зокрема об'ємних гідроприводах (ОГП), з гідроциліндрами та гідромоторами.

Згідно з вітчизняним стандартом термінів і визначень у галузі об'ємних гідроприводів, керованим об'ємним гідроприводом називається гідропривод зі змінними параметрами руху вихідної ланки гідродвигуна [1]. З огляду на це розглядають декілька способів керування гідроприводами, зокрема машинним, приводним двигуном, дроселем і дроселем і машиною. Гідродроселем називається гідроапарат керування витратою, призначений для створення опору потокові робочої рідини (далі скорочено РР) [2]. Дросельне керування гідропривода здійснюється дроселюванням потоку РР на вході в гідродвигун, на виході гідродвигуна і дроселюванням потоку паралельно гідродвигуну.

Спосіб керування швидкістю гідродвигуна суттєво впливає на ККД гідропривода, тому постійно здійснюються дослідницькі роботи щодо зменшення втрат потужності в насосах і гідромоторах з регульованим робочим об'ємом (машинним керуванням), а також застосовуються ефективні методи енергозбереження в процесі використання гідравлічних схем із дросельним керуванням. Багато уваги приділяється також конструктивним вдосконаленням окремих гідропристроїв щодо зменшення в них втрат потужності.

Аналіз публікацій

Питання застосування ефективних систем регулювання об'ємних гідроприводів, зокрема удосконалених схемних рішень, створення нових конструкцій гідромашин і засобів регулювання зі зменшеними втратами потужності, подані в інформаційних джерелах [3–9].

Компанією «Rexroth Bosch Group» розглянуті схемні рішення щодо застосування технології енергозбереження *Load Sensing (LS)*, яка автоматично забезпечує налаштування запобіжного клапана багатодвигунового ОГП на мінімімальне значення й адаптацію витрати до споживача під час використання насоса з регульованим робочим об'ємом [3].

Докази щодо зменшення втрат потужності на режимах ступінчастого регулювання робочого об'єму радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії компанії «Poclain Hydraulics» розглянуті в роботі [4]. Дослідження енергозбереження в ОГП самоскида та навантажувача, зокрема з рекуперацією енергії, розглянуті в роботах [5, 6].

Результати створення аксіально-поршневих гідромашин новітньої конструкції та порівняльний аналіз їх випробувань з аналогічними гідромашинами з похилим диском і похилими блоками циліндрів, а також з радіальнопоршневими і шестеренними гідромашинами наведені в дослідженні [7].

У роботі [8] зроблена спроба створення класифікації способів енергозбереження та розглянуті сучасні досягнення в мобільних

гідроприводах тракторів ХТЗ. Проаналізовані гідроприводи рульового керування та робочого обладнання з використанням клапанів пріоритету та системи *LS* в колісних тракторах ХТЗ [9] і системою *LUDV* в навісному обладнанні гусеничного трактора ТС-10. Безумовно, привабливим є конструктивне рішення, що дає можливість використовувати один насос для забезпечення функціонування рульового керування й технологічного обладнання мобільних машин, наприклад тракторів, автогрейдерів і сільськогосподарських комбайнів.

Для таких ОГП застосовують окремий клапан пріоритету рульового керування або вбудований в насос-дозатор *LIFAM-SUB-400-S* [9]. Зменшення кількості насосів в ОГП впливає на підвищення його ККД.

На нашу думку, аналіз сучасних досягнень у цій галузі щодо можливості використання у вітчизняних ОГП мобільних машин є актуальним.

Таке визначення проблеми єкорисним також для здобувачів 2 (магістрського) рівня, які вивчають дисципліни, пов'язані з розробленням окремих гідропневмопристроїв, проєктуваннями та випробуваннями ОГП.

Основна частина

Загальні положення щодо розрахунку ОГП з дросельним керуванням розглянуті в роботі [10] і будуть використанні для подальшого аналізу (рис. 1).

На рис. 1,а наведені всі три можливі схеми застосування дросельних ОГП. Це насос Н з електродвигуном Е, циліндр Ц (або гідромотор М), трипозиційний чотирипровідний гідорозподільник Р з отворами *p*, *A*, *B* і *T*, гідроселі ДР1–ДР3, запобіжний клапан КЗ, манометри МН1–МН5 та гідробак Б.

Для дросельного регулювання визначальним є перевищення витрати насоса над потрібною для гідродвигуна:

$$Q_n > Q_{гд}, \quad (1)$$

де рівняння нерозривності записується в такій формі:

$$Q_n = Q_{гд} + Q_{втр}, \quad (2)$$

де Q_n – витрата (подача) насоса;

$Q_{гд}$ – витрата, яку споживає гідродвигун;

$Q_{втр}$ – втрати оливи через надмірну подачу насоса.

Під час встановлення дроселя ДР1 на вході або ДР2 на виході гідроциліндра Ц надмірна подача насоса Н переливається крізь клапан КЗ до бака Б, під час встановлення дроселя ДР3 паралельно гідроциліндру Ц надмірна подача насоса переливається безпосередньо крізь дросель ДР3 до бака Б, а запобіжний клапан КЗ на такому режимі закритий (табл. 1).

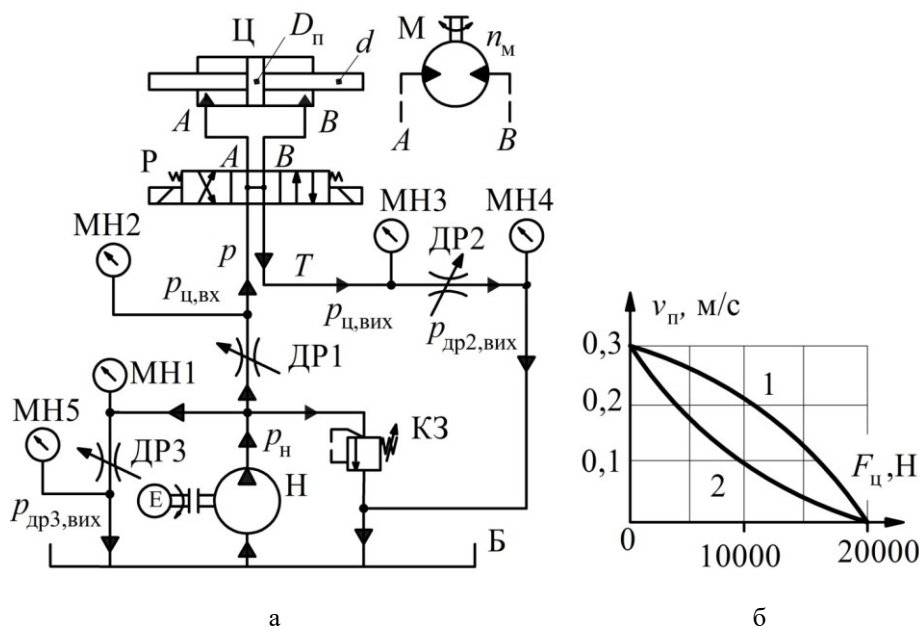


Рис. 1. Гідравлічні принципові схеми ОГП з дросельним керуванням швидкості гідродвигуна (а) та характеристики швидкості поршня гідроциліндра від навантаження (б)

Таблиця 1 – Загальна характеристика дросельних способів керування

Місце встановлення дроселя	Положення гідропристроїв:				Перепад тисків $\Delta p_{др}$ (манометри)
	ДР1	ДР2	ДР3	КЗ	
На вході в Ц(М)	Регулювання	Відкритий	Закритий	Переливання РР до Б	$\Delta p_{др} = p_n - p_{ц,вх}$ (МН1-МН2)
На виході з Ц(М)	Відкритий	Регулювання	Закритий	Переливання РР до Б	$\Delta p_{др} = p_{ц,вих} - p_{др2,вих}$ (МН3-МН4)
Паралельно Ц(М)	Відкритий	Відкритий	Регулювання	Закритий	$\Delta p_{др} = p_n - p_{др3,вих}$ (МН1-МН5)

ОГП з дросельним керуванням забезпечує функціонування декількох споживачів від одного насоса і є достатньо простим. Але підвищені втрати під час дроселювання обмежують використання таких ОГП потужністю до 30 кВт, і більша частина таких ОГП має потужність насосів до 7 кВт. Ці обмеження обумовлені високими витратами електроенергії або палива в мобільних машинах і необхідністю застосування відповідних систем оливоохолодження.

В ОГП з дросельним керуванням витрата крізь дросель розраховується за формулою

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{др}}, \text{ л/хв}, \quad (3)$$

де ρ і μ – щільність (густина) РР [кг/м³] і безрозмірний коефіцієнт витрати, відповідно;

$S_{др}$ – площа дроселя, мм²;

$\Delta p_{др}$ – перепад тисків на дроселі, МПа.

Наведемо формули для розрахунку швидкості гідродвигунів і витрати РР [10] за тиску $p_{вих} \approx 0$ на виході дроселів ДР2 и ДР3.

1 Гідропривод з гідроциліндром Ц

1.1 швидкість поршня та витрату РР під час встановлення дроселів ДР1 і ДР2 послідовно гідроциліндру розраховують за формулою

$$v_n = 16,7 \frac{Q_{др}}{S_{ц}} = 10^3 \frac{\mu \cdot S_{др}}{S_{ц}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{др}}, \text{ м/с}; \quad (4)$$

де $\Delta p_{др} = p_n - F_{ц} / S_{ц}$ – перепад (різниця) тисків на дроселі, МПа;

$S_{ц} - S_{шт} = \pi \cdot (D_{ц}^2 - d^2) / 4$ – площа штокової порожнини гідроциліндра, мм²;

$D_{ц}$ і d – діаметри поршня та штока гідроциліндра, відповідно, мм;

$F_{ц}$ – зусилля, що розвиває поршень гідроциліндра, Н.

Під час встановлення дроселя в безштоковій (поршневій) порожнині маємо $d = 0$ та $S_{ц} = S_n = \pi \cdot D_{ц}^2 / 4$;

1.2 під час встановлення дроселя ДР3 паралельно насосу формула для розрахунку швидкості поршня гідроциліндра має вигляд:

$$v_n = 16,7 \frac{(Q_n - Q_{др})}{S_{ц}} = \frac{1}{S_{ц}} \left(16,7 Q_n - 10^3 \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{F_{ц}}{S_{ц}}} \right), \text{ м/с}, \quad (5)$$

де $Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{F_{ц}}{S_{ц}}}$, л/хв,

$\Delta p_{др} = p_n - \frac{F_{ц}}{S_{ц}}$ – перепад тисків на дроселі, МПа;

2 В ОГП з гідромотором розраховуємо його частоту обертання та витрату РР:

2.1 під час послідовного під'єднання дроселя

$$n_m = \frac{10^3 \cdot Q_{др}}{V_m} = 60 \cdot 10^3 \frac{\mu \cdot S_{др}}{V_m} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - \frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (6)$$

де витрату і перепад тисків $\Delta p_{др}$ визначають за формулами

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{др}} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \times \sqrt{p_n - \frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}}, \text{ л/хв},$$

$$\Delta p_{др} = p_n - \frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}, \text{ МПа}; \quad (7)$$

2.2 під час паралельного під'єднання дроселя

$$\begin{aligned} n_m &= \frac{10^3}{V_m} (Q_n - Q_{др}) = \frac{10^3 Q_n}{V_m} - \\ &- \frac{60 \cdot 10^3 \mu \cdot S_{др}}{V_m} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}} = \\ &= \frac{10^3}{V_m} \left(Q_n - 60 \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}} \right), \text{ хв}^{-1}, \end{aligned} \quad (8)$$

де витрату та перепад тисків визначають за формулами

$$\begin{aligned} Q_{др} &= 60 \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}}, \text{ л/хв}; \\ \Delta p_{др} &= p_n - \frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}, \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (9)$$

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

M_m – крутний момент гідромотора [Н.м], теоретичне значення якого без урахування гідромеханічних втрат розраховують за формулою

$$M_m = 0,159 \cdot V_m \cdot \Delta p, \text{ Н.м}, \quad (10)$$

де Δp – перепад тисків, який є різницею показань манометрів МН1 і МН5 без урахування втрат у гідророзподільнику Р і трубопроводах, МПа.

Типові графічні залежності швидкості гідроциліндра від зовнішнього навантаження (рис. 1, б) демонструють зменшення його швидкості. Більш інтенсивніший тип зменшення швидкості гідроциліндра маємо завдяки ОГП з дроселем на паралельному потоці (2), як порівняти з послідовними під'єднаннями дроселів (1).

Варто зазначити, що наведені залежності для швидкості гідродвигунів отримані за умови відсутності сил тертя в ущільненнях гідроциліндра і вузлах тертя гідромотора, а також гідравлічних втрат тиску в лініях між насосом, дроселем і гідродвигуном;

З порівняльного аналізу дросельних способів регулювання

3.1 дроселювання під час встановлення дроселя на вході до гідродвигуна:

1) рекомендується в процесі регулювання швидкістю гідродвигуна, що долає протидіюче навантаження (зусилля або крутний момент);

2) значення тиску залежить тільки від зовнішнього навантаження;

3) основним недоліком регулювання на вході є постійний максимальний тиск, значення якого дорівнює попередньому налаштуванню запобіжного клапана КЗ. Навіть в режимі холостого ходу (у разі споживання гідродвигуном мінімального тиску) насос працює на тиску налаштування запобіжного клапана КЗ, що приводить до збільшених втрат потужності;

4) тепло під час дроселювання надходить безпосередньо в гідродвигун;

3.2 дроселювання в процесі встановлення дроселя на виході з гідродвигуна:

1) таку схему використовують в ОГП з негативним навантаженням, що змушує поршень циліндра рухатися швидше, як порівняти зі швидкістю, обмеженою витратою насоса;

2) основною перевагою регулювання на виході є можливість відмови від клапана противотиску та відведення тепла до гідробака;

3) недоліком регулювання дроселем на виході є постійна робота насоса на максимальному тиску налаштування запобіжного клапана з відповідним підвищенням тепловиділенням;

4) гідродвигун перебуває постійно під максимальним тиском незалежно від навантаження, що отримуємо з рівноваги поршня гідроциліндра за зустрічного навантаження:

$$p_{ц,вх} \cdot S_{ц} = F_{ц} + p_{ц,вих} \cdot S_{ц} \quad (11)$$

або рівняння крутних моментів для гідромотора:

$$\frac{1}{2\pi} p_{м,вх} \cdot V_m = M_m + \frac{1}{2\pi} p_{м,вих} \cdot V_m, \quad (12)$$

коли зовнішнє зусилля та крутний момент дорівнює нулю ($F_{ц} = 0$; $M_m = 0$):

$$p_{ц,вих} = p_{ц,вх} = p_n \text{ та } p_{м,вих} = p_{м,вх} = p_n. \quad (13)$$

Такий режим є небезпечним для гідромоторів, оскільки підвищений тиск у вхідній і вихідній порожнинах призводить до зниження ресурсу підшипників кочення, збі-

льшення витоків оливи й деформацій конструкції. Зазвичай сумарний тиск не має перевищувати максимальних значень у технічній характеристиці гідромотора.

Дроселювання на виході гідродвигуна дає можливість його гальмування, що важливо під час роботи ОГП з попутним навантаженням;

3.3 дроселювання під час дроселювання на паралельному потоці:

1) таке регулювання є енергозбережним, оскільки тиск нагнітання насоса дорівнює тиску на гідродвигуні (без урахування гідравлічних втрат потужності в ОГП);

2) тепло під час дроселювання прямує до гідробака повз гідродвигун та інші гідропристрої.

Розрахунок втрат у процесі дросельного регулювання швидкості гідродвигуна визначають як добуток додаткових значень витрати та тиску насоса:

$$\Delta P_{др} = \frac{P_{дод} \cdot Q_{дод}}{60}, \text{ кВт}, \quad (14)$$

де $P_{дод}$ – перепад тисків між насосом і гідродвигуном (залежить від навантаження $F_{ц}$):

$$P_{дод} = P_{н} - P_{ц,вх}, \text{ МПа}, \quad (15)$$

$Q_{дод}$ – різниця між подачею насоса та витратою гідродвигуна, яка залежить від його заданої швидкості:

$$Q_{дод} = Q_{н} - Q_{дв}, \text{ л/хв.} \quad (16)$$

Під час роботи гідродвигуна ОГП за максимальної швидкості (споживаної витрати оливи) та зовнішнього навантаження за тиском маємо мінімальні втрати потужності, оскільки майже вся потужність насоса витрачається на неї.

За часткових навантажень або швидкості втрати потужності збільшуються, що є визначальним для дросельного ОГП.

ОГП з дроселем на паралельному потоці є енергозбережливим, оскільки тиск на вході до гідродвигуна дорівнює тиску насоса (без урахування втрат тиску за довжиною гідролінії):

$$P_{дод} = 0, \text{ якщо } P_{н} = P_{ц,вх}, \quad (17)$$

де втрати потужності дорівнюють

$$\Delta P_{др} = \frac{P_{н} \cdot Q_{дод}}{60}, \text{ кВт}. \quad (18)$$

Більш економічним є ОГП з машинодрельним регулюванням (рис. 2), в якому регулятор робочого об'єму насоса Н забезпечує автоматичну зміну подачі та тиску відповідно до потреб гідромотора М щодо витрати РР і тиску.

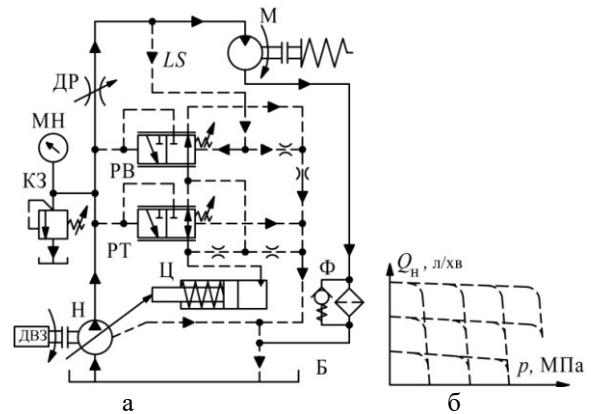


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема ОГП з гідромотором М, регульованим насосом Н, забезпеченим комбінованим регулятором витрати та тиску, і системою LS

ОГП містить регульований насос Н з приводним двигуном ДВЗ, нереверсивний гідромотор М обертання шнека горизонтальної бурової установки, регульований дросель ДР, запобіжний клапан КЗ, фільтр Ф і гідробак Б. До насоса Н вбудовані гідроциліндр Ц, що впливає на вузол зміни робочого об'єму (похилого диска аксіальнопоршневого насоса) і два контури регулювання тиску гідроциліндра Ц – регулятор витрати РВ і регулятор тиску РТ. Кожний з регуляторів є золотниковим з пропорційним гідравлічним керуванням, на один з торців якого діє тиск нагнітання насоса (до дроселя ДР), а з іншого боку зусилля пружини. Крім того, на регулятор витрати РВ діє додатково тиск з каналу LS нагнітання гідромотора М (після дроселя ДР), який є керувальним, забезпечуючи тиск у гідроциліндрі Ц, і дорівнює споживаній гідромотором витраті. Досягши максимального тиску, що дорівнює попередньому налаштуванню регулятора тиску РТ (за допомогою манометра МН за закритого дроселя ДР), золотник останнього зміщується праворуч і спрямовує РР до гідроциліндра Ц. У цьому випадку зсув штока гідроциліндра Ц ліворуч призводить до зниження подачі насоса Н до мінімального значення, що забез-

печує підтримку тиску налаштування регулятора РТ. Горизонтальні лінії на графіку (рис. 2,б) дорівнюють режимам роботи регулятора витрати РВ (невеликий нахил ліній витрат викликаний витоками РР у насосі в процесі збільшення тиску нагнітання), а вертикальні лінії – спрацюванням регулятора тиску. Перепад тисків на дроселі ДР підтримується в межах 1,5 МПа, що не призводить до істотних втрат потужності. Для енергозбереження перша схема не є ефективною, споживаючи постійно максимальну потужність, друга схема мінімізує тиск за максимальної подачі насоса, а третя мінімізує обидва параметри гідравлічної потужності – подачу і тиск. Споживана потужність для кожного з розглянутих гідроприводів

$$P_{\text{спож},1} > P_{\text{спож},2} > P_{\text{спож},3}. \quad (19)$$

Таким чином, для конкретного режиму роботи ОГП, що споживає витрату менше за максимальну, і за тиску, що дорівнює неповному навантаженню, енергозбереження в процесі використання системи LS з регульованим насосом є суттєвим, як порівняти з традиційною системою дросельного керування і з системою LS з нерегульованим насосом.

Розглянемо методику розрахунку ККД ОГП. Максимальна вихідна потужність ОГП дорівнює:

$$P_{\text{кор}} = 10^{-3} F_{\text{цв}} \cdot v_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (20)$$

за розмірностями зусилля $F_{\text{цв}}$ у [Н] і швидкості поршня $v_{\text{п}}$ в [м/с].

Запишемо формулу для тиску нагнітання насоса:

$$P_{\text{н.маш-др}} = P_{\text{н}} + \Delta P_{\text{др.LS}}, \text{ МПа}, \quad (21)$$

де $\Delta P_{\text{др.LS}}$ – перепад тисків на дроселі, який налаштовує автоматично на регуляторі витрати РВ насоса необхідну його подачу (звичай має значення $\Delta P_{\text{др.LS}} = 1,5 \text{ МПа}$).

Тоді під час використання насоса з регульованим робочим об'ємом і машинно-дросельним способом регулювання швидкості споживана потужність дорівнює:

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot P_{\text{н.маш-др}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot P_{\text{н.маш-др}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (22)$$

де $P_{\text{н}}$ – тиск нагнітання насоса без урахування втрат на дроселі, МПа;

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача насоса, л/хв;

$Q_{\text{нт}}$ – теоретична подача насоса, л/хв;

$\eta_{\text{н}}$ і $\eta_{\text{нгм}}$ – загальний і гідромеханічний ККД насоса, відповідно.

У каталогах насосів наводяться значення тільки загального й об'ємного ККД, тому гідромеханічний ККД дорівнює:

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{но}}. \quad (23)$$

ККД ОГП визначають за формулою

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}. \quad (24)$$

Розглянемо технічні рішення в гідромашинах, які забезпечують енергозбереження. На рис. 3 наведені два режими роботи високомоментного радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії компанії «Poclain Hydraulics», зокрема з максимальним робочим об'ємом (а) і зменшеним у два рази (б) [4]. Гідромотор має профільований кулачок (копір) 2, блок циліндрів 3, у радіальних розточеннях якого розміщені поршні 5. У поршні 5 встановлені ролики 4, які спираються на копір 2. За допомогою торцевого розподільника 6 олива від насоса підводиться під тиском нагнітання $P_{\text{н}}$ до поршневих камер (нагнітання позначено буквою А) і зливається до гідробака крізь отвір R. Дренажні витoki РР позначені цифрою 1. За допомогою золотникового гідророзподільника Р здійснюється регулювання робочого об'єму гідромотора. За відсутності тиску керування $P_{\text{к}}$ у лінії керування золотником Y останній під дією зусилля пружини знаходиться внизу (рис. 3,а).

За такого розташування золотника Р під тиском нагнітання перебувають 6 зон у торцевому розподільнику 6 ($P_{\text{н1}} = P_{\text{н2}} \dots = P_{\text{н6}}$), і гідромотор має максимальний робочий об'єм. За підведення тиску керування $P_{\text{к}}$ до каналу Y золотник Р піднімається угору та перерозподіляє подачу РР від насоса так (рис. 3,б), що високий тиск у розподільнику 6 мають тільки 3 зони $P_{\text{н1}} = P_{\text{н2}} = P_{\text{н3}}$. Таким чином, під тиском знаходяться вдвічі менше поршнів (зон високого тиску на профільному копірі), отже, маємо зменшення робочого об'єму гідромотора. Такий спосіб регулювання є ступінчастим, але призводить до

зниження механічних та об'ємних втрат і збільшення загального ККД гідромотора.

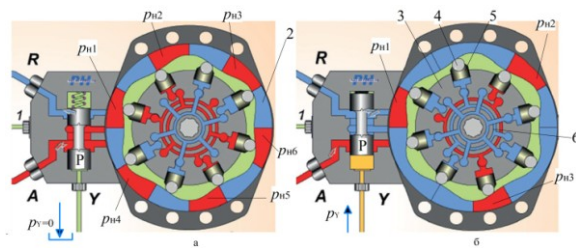


Рис. 3. Регулювання робочого об'єму радіально-поршневого гідромотора

На рис. 4 наведені порівняльні характеристики ККД гідромоторів [11; 12] залежно від частоти обертання та значень їхніх робочих об'ємів, завдяки яким збільшується частота обертання [4]. Найвищі значення ККД мають гідромотори радіальнопоршневого типу новітньої серії МНР20, у яких ККД за тисків від 50 Бар до 200 Бар має значення не менше ніж 77 %, а в разі застосування гідромотора з 3-ма ступенями робочого об'єму досягає 78 %. Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів (наприклад [13]) за тиску в 200 Бар і зменшеного робочого об'єму в 20 % від максимального має ККД нижче ніж 63 %.

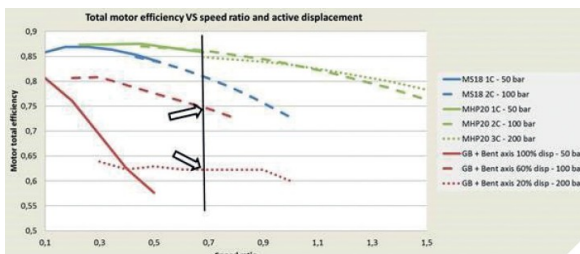


Рис. 4. Залежність загального ККД гідромоторів з регульованим робочим об'ємом від відносної частоти обертання, типу конструкції і тиску

Регулювання аксіально-поршневих гідромоторів способом зміни кута похилого диска або блока циліндрів належить до так званого силового методу, коли під тиском постійно знаходяться всі поршні та поверхні розподільного торцевого вузла. На рис. 5 наведений аксіально-поршневий гідромотор з похилим диском на двох режимах роботи. Незалежно від значення робочого об'єму гідромотора (а – максимального, б – зменшеного), під тиском знаходиться постійна кількість поршневих груп і зон розподільника (показані знизу). Тому спостерігаємо підвищені втрати механічного тертя та витоків оливи.

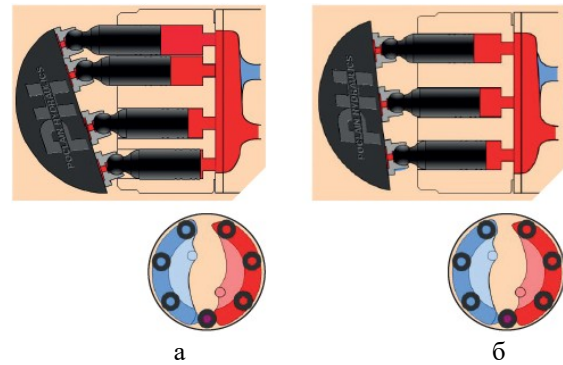


Рис. 5. Зони тиску нагнітання за максимального (а) та зменшеного робочого об'єму (б) аксіально-поршневого гідромотора з похилим блоком циліндрів

Розглянемо конструкції аксіально-поршневих гідромашин з перемінним активним кутом. На рис. 6 наведені дві конструкції торцевих розподільних дисків аксіально-поршневих гідромоторів. Стандартна конструкція (рис. 6,а) має два дугоподібні пази високого тиску p_n (нагнітання) і низького тиску $p_{зл}$ (зливу). Гідромотор працює як машина з максимальним робочим об'ємом, а його регулювання здійснюється зміною кута похилого диска або блока циліндрів. Для створення фазового способу регулювання розподільний диск поділений на чотири частини так, що кожна з них має окремий отвір для з'єднання з гідророзподільником керування робочим об'ємом. Таким чином, наприклад, під час роботи з максимальним робочим об'ємом (рис. 6,б) з тиском нагнітання від насоса з'єднані обидві зони p_n , а дві інші – зі зливною магістраллю $p_{зл}$. За необхідності зменшення робочого об'єму гідромотора (рис. 6,в) верхню частину дугоподібного паза з'єднують з лінією нагнітання p_n , а нижню – з лінією зливу $p_{зл}$. Таким чином, поршні гідромотора перебувають під тиском нагнітання тільки на половині робочого ходу, а на іншій вони з'єднані зі зливною магістраллю. Переміщення поршнів під тиском нагнітання тільки на половині розподільного диска призводить до зменшення робочого об'єму гідромотора в два рази. Така конструкція симетрична і може працювати в процесі обертання в обох напрямках. Практична реалізація цього технічного рішення можлива також і за нерівних за кутом вікнах розподільника, а також за різної їх кількості. Експериментальний зразок аксіально-поршневого гідромотора з похилим диском і чотирма вікнами в зоні нагнітання довів своє функціонування і дав можливість зменшення ро-

бочого об'єму більше ніж в 5 разів. Підвищена пульсація тиску, яка пов'язана з неповним дотриманням поршнями синусоїдального закону руху, майже відсутня, оскільки регулювання робочого гідромотора об'єму призводить до збільшення частоти обертання, що сприяє зменшенню коливань. Таким чином, конструктивна схема фазового регулювання робочого об'єму гідромотора зі змінною за кутом ділянкою ходу поршнів може бути запропонована для подальших випробувань.

З погляду енергозбереження така схема регулювання суттєво підвищує об'ємний і гідромеханічний ККД гідромотора на режимах за зменшених робочих об'ємах. Ці результати кореспондуються з висновками компанії «Poclain Hydraulics» щодо радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії. Варто зазначити, що в 70-ті роки минулого століття здійснювались роботи щодо застосування схеми фазового регулювання, але прикладів серійного виробництва гідромоторів не знайдено.

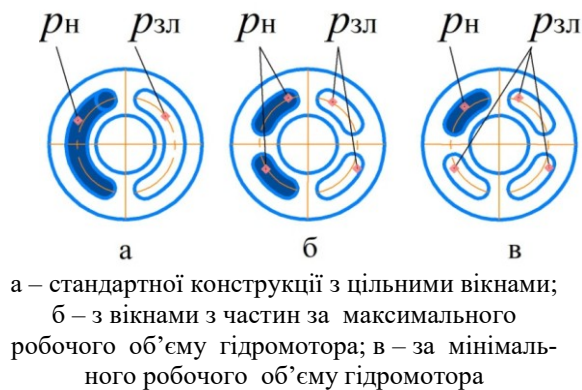


Рис. 6. Конструкції торцевого розподільного диска аксіально-поршневих гідромоторів

Водночас таке рішення знайшло розповсюдження в аксіально-поршневих двопотокових насосах серії F2 «плюс» компанії «Parker Hydraulics» (рис. 7), яка створена на основі аксіально-поршневих насосів серії F1 і забезпечує подачу двох зовсім незалежних потоків РР [14].

Умовно насос Н наведений як два окремі насоси Н1 і Н2 з лініями нагнітання А і В, відповідно. Блоки розвантаження від тиску мають клапани тиску КТ1 і КТ2, які керуються за допомогою пілотних гідророзподільників Р1 і Р2 з електромагнітним керуванням. Під час подачі струму на електромагніти У1 і У2 подачу РР здійснюють обидва насоси Н1 і Н2, у разі знеструмлення елект-

ромагнітів У1 або У2 цикл нагнітання здійснює тільки один з насосів.

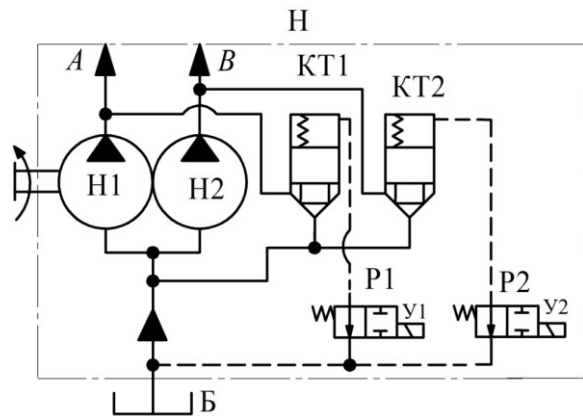


Рис. 7. Гідравлічна схема двопотокового насоса F2 компанії «Parker Hydraulics»

У процесі використання в ОГП головною перевагою двопотокових насосів є отримання трьох різних значень подач РР (двох окремих потоків або їхньої суми) від одного приводного двигуна. Двопотоковий насос дозволяє оптимізувати гідравлічну систему через мінімізацію енергоспоживання, ризик перегріву, масу та забезпечення легкого монтажу завдяки використанню стандартних елементів.

Самовсмоктувальні насоси мають одну всмоктувальну та дві нагнітальні секції з максимальними робочими об'ємами від 84 см³ (43+41) до 136 см³ (68+68). Максимальний робочий тиск – до 40 МПа, частота обертання до – 2100 хв⁻¹ і подача до 190 л/хв.

Висновки

Розглянуті способи дросельного регулювання гідродвигунів і наведені методики розрахунку швидкості та ККД гідроприводів. Визначено, що сучасною тенденцією підвищення енергозбереження в об'ємних гідроприводах є забезпечення мінімізації тиску та витрати за допомогою систем *Load Sensing* за дросельних способів регулювання швидкості гідродвигунів, зокрема з використанням насосів з автоматичними регуляторами зміни робочого об'єму.

Використання радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії дає можливість зменшити механічні й об'ємні втрати на режимах регулювання робочого об'єму завдяки способу регулювання з перемінним активним кутом. Наведено можливості застосування способу регулювання робочого об'єму аксіально-поршневих гідромашин способом зміни активного фазового кута на розподільному диску.

Наведені результати досліджень спрямовані на підвищення технічного рівня вітчизняних розробок у галузі об'ємних гідроприводів.

Література

1. ДСТУ 3455.1-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення. Чинний від 1998-01-01. 48 с.
2. ДСТУ 3455.3-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення. Чинний від 1998-01-01. 36 с.
3. https://airlinemedia.airlinehyd.com/Literature/Manufacturer_Catalogs/Bosch%20Rexroth/DriveControlSystems_Combine_ForageHarvesters-re98071_2001-11.pdf (Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. Rexroth Bosch Group. p. 9, дата звернення: 17.0.2025).
4. Traction Control Methods by Poclain Hydraulics / RCS 397 566 860-pointvirqule.fr-03 44 23 48 4. 24 p.
5. Кулешков Ю. В., Руденко Т. В., Красота М. В. Енергозберігаючий гідропривід механізму піднімання кузова автомобіля-самоскида. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький. 2018. Вип. 48. С. 62–68. DOI:<https://doi.org/10.32515/2414-3820.2018.48.62-69>.
6. Міщук Д. О. Міщук Є. О., Балака М. М. Оцінка можливостей накопичення енергії приводом автотранспорту. Вісник ХНАДУ. 2021. Вип. 95. С. 171–177. DOI:<https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2021.95.0.171>.
7. Peter A., Georges E., Heybroek K. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery, in VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum; 2011. Pp. 1–19. [Online]. Available: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf>.
8. Аналіз способів енергозбереження для засобів обслуговування аеродромів і літаків / Г. А. Аврунін та ін. Збірник наукових праць. Вісник ХНАДУ. 2022. Вип. 99. С. 18–25.
9. Насос-дозатор LIFAM SUB 400-S. ООО «Гідро-Максимум». <https://agromaxi-mum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html>.
10. Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / за ред. В. Б. Самородова. Харків: ФОП Панов А. М. 2020. 524 с.
11. MHP20/MHP27 Hydraulic Motors. www.poclain-hydraulic.com. B24840Z. 05.10.2021. 60 p.
12. SELECTION GUIDE. 2021. PRODACT. SYSTEMS .SERVICES . POCLAIN HYDRAULICS. A02486C-2021. 176 p.
13. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears / Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company. RE 90010-02/07.2016. Replaces: 90010/-07.2012. 941 p.
14. Hydraulic Pump Series F2 plus Fixed Displacement. Parker Hydraulics. HY17-8253/UK, March, 2000. 7 p.

References

1. Hidropryvydy obiemni ta pnevmopryvydy. Chastyna 1. Zahalni poniattia. Terminy ta vyznachennia (DSTU 3455.1-96). [Vvedenyi s 1998-01-01]. 48 s. (Derzhavnyi standart Ukrainy).
2. Hidropryvydy obiemni ta pnevmopryvydy. Chastyna 3. Hidroaparaty ta pnevmoaparaty. Terminy ta vyznachennia (DSTU 3455.3-96). [Vvedenyi 1998-01-01]. 36 s. (Derzhavnyi standart Ukrainy).
3. https://airlinemedia.airlinehyd.com/Literature/Manufacturer_Catalogs/Bosch%20Rexroth/DriveControlSystems_Combine_ForageHarvesters-re98071_2001-11.pdf (Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. Rexroth Bosch Group. p. 9, data zvernennia: 17.0.2025).
4. Traction Control Methods by Poclain Hydraulics / RCS 397 566 860-pointvirqule.fr-03 44 23 48 4. 24 p.
5. Kuleshkov, Yu.V., Rudenko, T. V., Krasota, M. V. (2018). Enerhozberihaiuchy hidropriyvid mekhanizmu pidnimannia kuzova avtomobilia-samoskyda. Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Tsentralno-ukrainskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet, m. Kropivnytskyi Vyp. 48, S. 62–68. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2018.48.62-69>.
6. Mishchuk, D. O. Mishchuk, Ye. O., Balaka, M. M. (2021). Otsinka mozhlyvostei nakopychennia enerhii pryvodom avtonavantazhuvacha. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu. Vyp. 95, S. 171–177. DOI:<https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2021.95.0.171>.
7. Peter, A., Georges, E., Heybroek, K. (2011). Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery, in VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum; Pp. 1–19. [Online]. Available: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf>.
8. Avrunin, H. A., Pimonov, I. H., Shcherbak, O. V., Moroz, I. I., Oleinikova, O. M. (2022). Analiz sposobiv enerhozberezhennia dlia zasobiv obsluhovuvannia aerodromiv i litakiv. Zbirnyk naukovykh prats. Visnyk KhNADU. Vyp. 99. S. 18–25.
9. Nasos-dozator LIFAM SUB 400-S. ООО «Hidro-Maksimum». <https://agromaxi-mum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html>.
10. Samorodov, V. B., Avrunin, H. A., Kyrychenko, I. H., Bondarenko, A. I., Pelypenko, Ye. S. (2020). Hidro- ta pnevmosystemy v avtotrakto-

- robuduvanni: navchalnyi posibnyk. Kharkiv: FOP Panov A. M., 524 s.
11. MHP20/MHP27 Hydraulic Motors. www.poclain-hydraulic.com. B24840Z. 05.10.2021. 60 p.
 12. SELECTION GUIDE. 2021. PRODACT. SYSTEMS .SERVICES. POCLAIN HYDRAULICS. A02486S-2021. 176 p.
 13. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears / Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company. RE 90010-02/07.2016. Replaces: 90010/-07.2012. 941 p.
 14. Hydraulic Pump Series F2 plus Fixed Displacement. Parker Hydraulics. HY17-8253/UK, March, 2000. 7 p.

Аврунін Григорій Аврамович¹, к.т.н., доцент кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова, тел. +38050-59-662-53, griavrunin@ukr.net,

Мороз Ірина Іванівна¹, старший викладач кафедри вищої математики, тел. +38050-70-067-95, irinamoroz1@ukr.net,

Поторока Анатолій Владиславович², начальник сектора стандартизації, тел. +380501862581, tolp72@gmail.com,

Лебедєв Володимир Анатолійович², провідний інженер-дослідник, тел. +380975603882, volodimirlebedev172@gmail.com

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, Україна.

²Харківське конструкторське бюро ім. О. О. Морозова, вул. Тарасенка Георгія, 126, 61001, м. Харків, Україна.

Analysis of technical solutions for increasing the efficiency of volumetric hydraulic drives

Problem. Analysis of modern achievements in the field of hydraulic fluid power for tractor transmissions and technological equipment of mobile machines to increase their energy saving and efficiency.

Goal. Increasing the technical level of hydraulic fluid power of domestic construction and road machines, lifting cranes and mobile lifts with working platforms. **Methodology.** Analytical methods for calculating hydraulic drives with throttle and machine-throttle control, analysis of information sources of leading foreign specialists on modern achievements in reducing power losses in hydraulic machines. **Results.** Proposed methods of energy saving by using circuit solutions in hydraulic dfluid

power and design improvements in individual hydraulic machines. Special attention is paid to the consideration of high-torque radial piston hydraulic motors of multi-cycle action, which in the modes of regulating the working volume have an advantage in terms of power losses over axial piston hydraulic motors. **Originality.** Analysis of energy saving methods in hydraulic fluid power of throttle, machine-throttle and machine control with the aim of their implementation in transmissions and technological equipment of mobile machines. In particular, the application of a method of regulating the working volume of axial piston hydraulic motors with a variable active phase angle on the end distributor to reduce power losses is proposed. **Practical value.** Methods and calculations of the efficiency of hydraulic drives are recommended for use in the creation of hydraulic drives of technological equipment of road construction machines and tractor transmissions. The materials presented are useful for specialists in the field of mechanical engineering, in particular the design of hydraulic fluid power for mobile machines, as well as in the educational process for specialists in the mechanical engineering field who study volumetric hydraulic drives as a means of improving the technical level of various machines and mechanisms. **Keywords:** volumetric hydraulic drive, pump, hydraulic cylinder, hydraulic motor, mechanical and volumetric power losses, energy saving, efficiency.

Avrunin Grygoriy¹, Ph.D, Assoc. Prof. Department of build and travelling machines after of A.M. Kholodov, ORCID: 0000-0002-0191-3149, griavrunin@ukr.net,

Moroz Irina¹, Senior Lecturer Department of Higher Mathematics.

ORCID: 0000-0001-5950-2089, irinamoroz1@ukr.net,

Potoroka Anatoly², Head of the Standardization Sector,

ORCID: 0000-0003-3609-8540, tolp72@gmail.com,

Lebedev Volodymyr², leading research engineer, ORCID: 09-0006-1162-4486, volodimirlebedev172@gmail.com

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

²Kharkiv Design Bureau named after O.O. Morozova, 126, Tarasenko Georgiy str., Kharkiv, 61001, Ukraine.