

Г. А. АВРУНІН, І. Г. ПІМОНОВ, О. В. ЩЕРБАК, І. І. МОРОЗ, Д. М. ШЕВЧЕНКО

АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ З ОБМЕЖЕННЯМИ НА ОСНОВІ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ

Мета – вивчення технічних характеристик найбільшого у світі сучасного високомоментного гідромотора багаторазової дії з точки зору забезпечення фірмою-виробником надійного функціонування при підвищених тисках, частотах обертання та залежно від застосовуваного сорту робочої рідини. Аналіз впливу динамічних навантажень на коливання тиску та частоти обертання гідромотора на режимах пуску та гальмування з урахуванням зміни інтенсивності подачі насоса та інерційних навантажень. Метод. Динамічний розрахунок об'ємного гідропривода з високомоментним гідромотором на основі досліджень зовнішніх навантажень, зміни часу подачі насоса, що забезпечує максимальну частоту обертання. Для вирішення нелінійних диференціальних рівнянь при розрахунку тиску в гідроприводі та частоти обертання гідромотора використано пакет прикладних програм VisSim. Режими зміни роботи гідромотора у часі за частотою обертання, тиску в гідроприводі, вихідної потужності та гідромеханічного ККД залежно від зовнішнього навантаження та подачі насоса представлені на відповідних осцилограмах. Математична модель гідропривода включає імітаційні модулі регулювання подачі аксіальнопоршневого насоса та зміни моменту опору на гідромоторі. Результати. Розрахунки динаміки гідропривода з високомоментним радіальнопоршневим гідромотором багаторазової дії показали необхідність попереднього моделювання режимів його роботи з урахуванням характеру зовнішнього навантаження, моменту інерції та інтенсивності подачі насоса. Висновок. Проведені дослідження можуть бути використані для розробки об'ємних гідроприводів з високомоментними гідромоторами для уточнення технологічних процесів роботи при експлуатації гідрофікованої машини.

Ключові слова: високомоментний гідромотор, об'ємний гідропривод, математична модель динаміки гідропривода, пакет VisSim, коливання тиску.

G. AVRUNIN, I. PIMONOV, O. SHERBAK, I. MOROZ, D. SHEVCHENKO

ANALYSIS OF TECHNICAL CHARACTERISTICS OF HIGH TORQUE HYDROMOTORS WITH LIMITATIONS BASED ON DYNAMIC CALCULATIONS

The goal is to study the technical characteristics of the world's largest modern high-torque multi-acting hydraulic motor from the point of view of ensuring reliable operation by the manufacturer at elevated pressures, speeds and depending on the type of working fluid used. Analysis of the influence of dynamic loads on fluctuations in pressure and speed of the hydraulic motor in the modes of starting and braking, taking into account changes in the pump flow rate and inertial loads. Method. Dynamic calculation of a hydraulic fluid power with a high-torque hydraulic motor based on studies of external loads, changes in the pump feed time, providing the maximum speed. To solve nonlinear differential equations when calculating the pressure in the hydraulic drive and the rotational speed of the hydraulic motor, the VisSim application software package was used. The modes of change in the operation of the hydraulic motor over time in terms of rotational speed, pressure in the hydraulic fluid power, output power and hydromechanical efficiency, depending on the external load and pump flow, are presented on the corresponding oscillograms. The mathematical model of the hydraulic fluid power includes simulation modules for controlling the supply of an axial piston pump and changing the moment of resistance on the hydraulic motor. Results. Calculations of the dynamics of a hydraulic fluid power with a high-torque multi-acting radial piston hydraulic motor showed the need for preliminary modeling of its operation modes, taking into account the nature of the external loading, the moment of inertia and the intensity of the pump flow. Conclusion. The conducted studies can be used in the development of hydraulic fluid power with high-torque hydraulic motors to clarify the technological processes of work during the operation of a hydraulic machine.

Keywords: high-torque hydraulic motor, hydraulic fluid power, mathematical model of hydraulic fluid power dynamics, VisSim package, pressure fluctuations.

Вступ. Радіальнопоршневі багатоходові гідромотори (багатоциклової дії) [1] відповідно до термінології, що застосовується зарубіжними фірмами, відносяться до класу НТЛС – високомоментних тихохідних гідромоторів (ВГМ), і знаходять широке застосування в різних галузях промисловості. Гідромотори цього типу постійно удосконалюються у напрямку підвищення крутного моменту, розширення діапазону частоти обертання, підвищення ККД, зниження металоємності та поліпшення споживчих властивостей шляхом агрегатування гідроапаратами захисту від перевантажень та кавітації при гальмуванні. Широка номенклатура за робочими об'ємами, включаючи унікальні найбільші у світі значення, параметри технічних характеристик, конструктивні особливості та споживчі властивості безумовно приваблять інтерес фахівців, які займаються розробкою гідрофікованих машин різного призначення. Застосування ВГМ дозволяє підвищити технічний рівень цілого класу машин підйомно-транспортного типу,

гірничодобувних, меліоративних, з переробки пластмас та ін.

В Україні з початку 60-х років минулого століття ВГМ проектувалися двома колективами фахівців. Результатом цих робіт стало виробництво у ВНДГідропривод ВГМ серії МР.../10 і випуск аналітичного огляду конструкцій гідромоторів [2]. У 90-х роках був спроектований ВГМ з робочим об'ємом 64 дм³ для обертання драги у складі золотодобувного комплексу [3]. Конструкторами горлівського машинобудівного заводу створено гідромотори ДП-505 та ДП-510 [4], які випускаються і зараз [5]. У 70-х роках бердянським машинобудівним заводом виготовлявся ВГМ моделі МР-16К для безшлюзового підйомника гідроелектростанції. Однак через низку причин проектно-конструкторські та науково-дослідні роботи з високомоментних гідромоторів було згорнуто. У той же час західні розробники ВГМ зробили відчутний крок вперед, що стосується підвищення типорозмірів гідромоторів за робочим об'ємом і крутним моментом, розширення частоти

обертання, використання в якості мотор-колес з агрегуванням гальмівними пристроями, вирішення завдань ходозменшення і антибуксування спільно з системами електрогідроавтоматики, створення енергозберігаючих об'ємних гідроприводів (ОГП) [6–9].

Наша країна має великий комплекс робіт з відновлення народного господарства в частині ремонту мостів і дамб, поглиблення фарватеру річок, видобутком корисних копалин. Тому створення нових землерийних та видобувкових машин, а також експлуатація імпортованих вимагатимуть активної участі фахівців у галузі ОГП та засобів автоматизації технологічних процесів. У зв'язку з цим цікавить розглянути технічний рівень та рекомендації з експлуатації сучасних ВГМ, зокрема найбільших у світовій практиці гідромоторів серії СВМ-Hagglunds компанії Rexroth Bosch Group (Швеція-ФРН). Друга частина статті присвячена вивченню динамічних характеристик цих гідромоторів з погляду можливостей завдання частот обертання за умови недопущення пікових значень тиску на режимах розгону та кавітаційних явищ при гальмуванні.

Аналітичний огляд літератури. Створення ВГМ пов'язане з вирішенням кількох завдань, у тому числі з вибором кінематичної схеми, під якою розуміється поєднання чисел поршнів та робочих профілів кулачкової поверхні та власне форми (закону) побудови профілю, конструкції поршневої групи (з тертям качення чи ковзання) та розподільного вузла. Спроба оптимізації поршневих груп у ВГМ моделі ДП-510 наведена у роботі [10]. Розв'язання задач гідростатичного розвантаження пар тертя ковзання наведено у роботі [11]. Конструктивні особливості гідромоторів, зокрема, еволюція поршневих груп, розглянуті у роботі [3]. Математична модель динаміки ОГП з гідромотором та дросельним керуванням його частоти обертання розглянута у роботі [12]. Розрахунок динаміки ОГП з машинним керуванням та замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (РР) та застосуванням для розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь пакету прикладних програм VisSim опубліковано у роботі [13].

Фірма Hagglunds наводить рекомендації щодо забезпечення довговічної експлуатації гідромоторів, в яких вказує значення навантажень (тисків), що допускаються, оптимальний сорт РР, температурний діапазон її застосування і тонкість фільтрації, рекомендовані значення витрати прокачування через корпус з метою виключення ризику температурних деформацій поршневих пар і підшипників [14–19]. Фірмою розроблені конструктивні заходи, спрямовані на зниження гідравлічних витрат потужності та захист від перевантажень та кавітації, вказано значення зовнішніх витоків залежно від тиску. Універсальна (топографічна) характеристика в координатах «крутний момент-частота обертання» із зазначенням ліній рівних ККД дозволяє розробнику гідрофікованої машини оцінити експлуатаційні можливості конкретного вибраного гідромотора з точки зору

витрат потужності. У той же час ВГМ є виробами безредукторного застосування з впливом високих стартових зовнішніх та інерційних навантажень, зміни частоти обертання, реверсування та зупинки. Ці режими пов'язані із завданням інтенсивності подачі насоса, яка може задаватися з урахуванням обмежень у часі і що може викликати ризики виникнення коливань тиску та кавітації. Тому в цій статті зроблено спробу оцінки змін коливальних та кавітаційних процесів в ОГП з ВГМ залежно від завдання інтенсивності подачі насоса та розробка рекомендацій щодо зниження можливих негативних явищ. Для досліджень обрано найбільший у світовій практиці ВГМ моделі СВМ фірми Hagglunds. Сьогодні потенціал ВГМ фірми Hagglunds, що входять до компанії Rexroth Bosch Group, представлений 151 робочим об'ємом від 508 см³ до 380133 см³ [14–19], дозволяючи розвивати крутні моменти до 1970 кН·м і потужність до 2400 кВт. Областю застосування гідромоторів є приводи робочих органів землерийних машин, у тому числі роторних екскаваторів, драг і земснарядів, машин для видобутку вугілля, лебідок тралів та кормової апарелі суден, підйомних кранів різного призначення, а також бурове обладнання на нафтових платформах, велике гвинтопресове обладнання для зміни конверторів у сталеливарному виробництві, приводи обертання обладнання цукрових заводів, а останнім часом і в швидкохідних приводах для переробки пластмас [18].

Основна частина. Гідромотор серії СВМ (рис. 1 [19]) містить профільний кулачок-копір 1, на який спираються ролики 2, розміщені в розточках поршнів 3. Поршні 3 встановлені в радіальних отворах блоку циліндрів 4 з внутрішніми шлицями для приєднання до робочого органу. Блок циліндрів встановлений у підшипниках кочення 6 передньої 5 і задньої 8 кришок. Розподільник 9 торцевого типу своїми дисками контактує з бічними поверхнями блоку циліндрів 4. Ущільнення 7 забезпечують герметизацію блоку циліндрів 4 від попадання забруднень у РР. Особливістю конструкції є розподільник 9, який розміщений симетрично з двох сторін блоку циліндрів 4 і що забезпечує його гідростатичне розвантаження від осьових сил (ці сили замикаються на корпусних деталях гідромотора) та не потребує встановлення упорних підшипників кочення. Слід зазначити, що тільки для гідромоторів серії СВМ у каталозі наведено значення моменту інерції обертових частин гідромотора, що дозволяє оцінити динамічні можливості ОГП. Зазвичай аналізу підлягають частота обертання гідромотора та тиск. Гідромотори та ОГП загалом є складним технічним об'єктом, що складається з ряду прецизійних вузлів, експлуатація яких вимагає забезпечення надійного функціонування в умовах високих тисків та температур РР та динамічних факторів. Тому фірма Hagglunds розробила спеціальні функціональні блоки (cross-over valve Hagglunds COCB), які вирішують ці проблеми.

У табл. 1 наведені технічні характеристики двох типорозмірів ВГМ серії СВМ – з мінімальним та

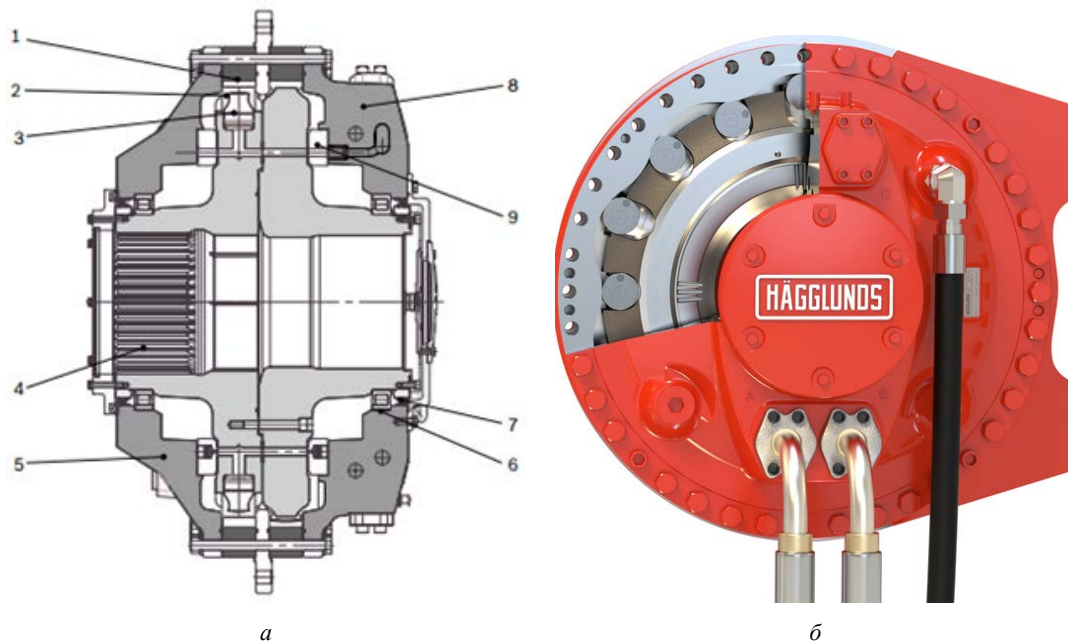


Рис. 1. Радіальнопоршневий гідромотор СВм-Hagglunds:
 а – поздовжній розріз; б – поперечний розріз [19]

максимальним робочими об'ємами, та їх питомі показники – відношення маси до крутного моменту K_M та потужності K_P , які використовують для оцінки технічного рівня. Слід зазначити, що в серії СВм досягнуто рекордного показника $K_M = 0,0038$, який майже вдвічі нижче за досягнутий раніше у ВГМ ($K_M = 0,007$ [3]).

Таблиця 1 – Технічні характеристики гідромоторів серії СВм-Hagglunds з екстремальними значеннями робочих об'ємів

Найменування параметру та розмірність	Гідромотори СВм...	
	1000	6000
Робочий об'єм, см ³	63108	380178
Тиск $p_{\text{макс}}/p_{\text{шик}}$, МПа	35/42	
Коеф. моменту T_S , Н·м/Бар	1000	6000
Максим. крутний момент, кН·м*	328	1970
Максим. частота обертання, хв ⁻¹	70	9
Максимальна потужність, кВт	2393	1871
ККД = 0,97 при крутн. моменті/частоті обертання (кН·м/хв ⁻¹)	150/7	500/3
Гідромеханічний ККД	0,98	
Тиск на злив, не менше, МПа	0,2–1,2	0,2–0,8
Наружні витоки, л/хв**	12	21
Маса, кг	4100	7500
Габарити Д x L, мм	1460x855	1460x1320
Момент інерції, кг·м ²	215	593
K_M , кг/Н·м	0,0125	0,0038
K_P , кг/кВт	1,71	4,0

Примітки: 1. Максимальний крутний момент і потужність гідромотора розраховані за формулами:
 $M = T_S \cdot (p_{\text{макс}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{ГМ}} = T_S \cdot (350 - 15) \cdot 0,98$, Н·м;
 $P = M \cdot n / 9550$, кВт,
 де $p_{\text{зл}} = 1,5$ МПа – тиск на виході (злив);
 $\eta_{\text{ГМ}} = 0,98$ – гідромеханічний ККД;
 2*. При перепаді тисків 33,5 МПа;
 3**. При 35 МПа і 40 сСт.

На рис. 2, а наведена універсальна (топографічна) характеристика гідромотора СВм6000-6000 в координатах «крутний момент-частота обертання» з лініями повних значень ККД та потужності [19]. Максимальне значення загального ККД гідромотора досягає 0,97 при частоті обертання 3 хв⁻¹ і крутному моменті 500 кН·м при перепаді тисків порядку 8,5 МПа. На режимі так званої «кутової» потужності при максимальних значеннях частоти обертання 9 хв⁻¹ і моменті 2000 кН·м ККД знижується на 3 % до 0,94 при перепаді тисків близько 33,5 МПа. Мабуть оптимальним режимом роботи гідромотора слід вважати частоту обертання в 8 хв⁻¹ при крутному моменті 1500 кН·м, при яких ККД досить високий (0,95) і перепад тисків порядку 25 МПа, що забезпечує достатній експлуатаційний запас по тиску.

Для роботи гідромоторів на підвищених частотах обертання фірма Hagglunds розробила конструктивне виконання, що дозволяє підвищити гідромеханічний ККД за рахунок збільшення отворів основних магістралей підводу та відведення РР. На рис. 2, б наведена залежність втрат тиску холостого ходу від частоти обертання гідромотора СВм6000-6000. Введення 8-ми отворів основних магістралей С1–С4 і А1–А4 замість 4-х дозволяє знизити перепад тисків на 0,24 МПа (з 0,65 МПа до 0,41 МПа) на максимальній частоті 9 хв⁻¹. Таким чином, конструкція з 8-ма отворами замість 4-х дає збільшення в повному ККД на 1 % при частоті 8,5 хв⁻¹ (з 94 % до 95 %), в діапазоні максимального ККД з 96 % до 97 %, а зоною максимального ККД є 2 хв⁻¹–6 хв⁻¹ замість 2 хв⁻¹–4,5 хв⁻¹, що також є суттєвою перевагою.

Використовуючи формулу для розрахунку гідравлічного ККД, до якого можуть бути віднесені втрати тиску холостого ходу

$$\eta_{\text{ГМ}} = 1 - \Delta p_{\text{хх}} / \Delta p_{\text{ном}}, \quad (1)$$

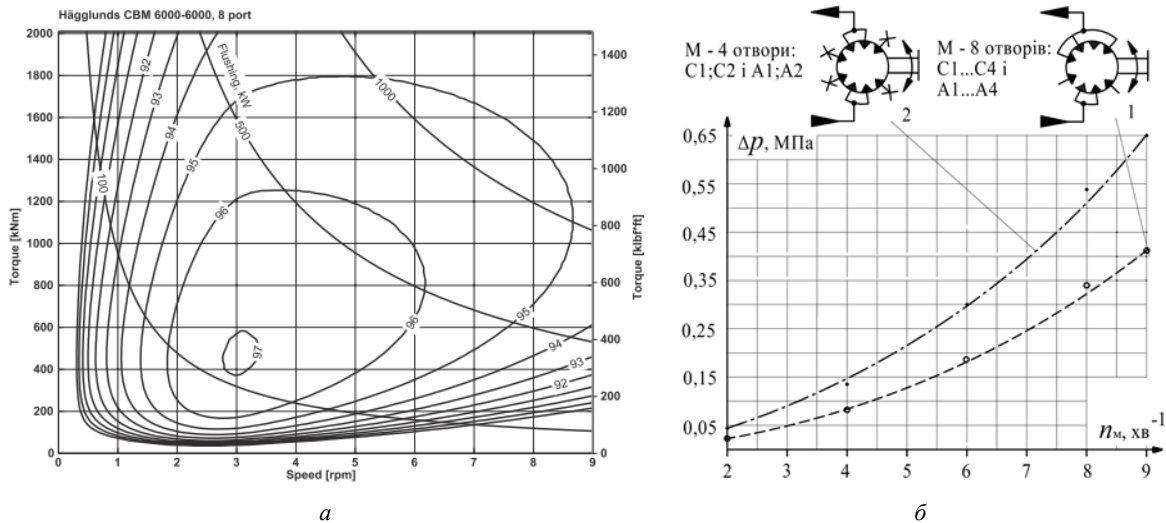


Рис. 2. Універсальна характеристика гідромотора СВм6000-6000 з 8-ма отворами основних магістралей (а) і втрати тиску холостого ходу від частоти обертання в залежності від числа отворів М-4 і М-8 (б)

де Δp_{xx} – перепад тисків холостого ходу, МПа;

$\Delta p_{ном} = 33,5$ МПа – номінальний перепад тисків на гідромоторі як різниця тисків максимального в лінії нагнітання (35 МПа) і рекомендованого тиску на зливі (1,5 МПа), можна визначити збільшення гідромеханічного ККД гідромотора за рахунок введення 8-ми отворів замість 4-х

$$\Delta \eta_{ГМ} = \Delta \eta_{Г,8.М} - \Delta \eta_{Г,4.М} = (1 - \frac{\Delta p_{xx8}}{\Delta p_{ном}}) - (1 - \frac{\Delta p_{xx4}}{\Delta p_{ном}}) = \frac{\Delta p_{xx4} - \Delta p_{xx8}}{\Delta p_{ном}}, \quad (2)$$

і таким чином отримаємо приріст ККД у 0,7 %

$$\Delta \eta_{ГМ} = \frac{\Delta p_{xx4} - \Delta p_{xx8}}{\Delta p_{ном}} = \frac{0,65 - 0,41}{33,5} = 0,00716, \quad (3)$$

що слід вважати досить істотним результатом на тлі загального високого значення гідромеханічного ККД гідромотора в 98 %. Втрати тиску 0,65 МПа і 0,41 МПа дають значення гідравлічного ККД за формулою (1), рівні 0,98 і 0,988, тобто при зазначеному фірмою гідромеханічного ККД гідромотора в 0,98 фактичні механічні втрати на тертя взаємно контактуючих деталей пар ковзання (поршневих і розподільника) і підшипників кочення відсутні, що мало ймовірно. У той же час при частоті обертання в 3 хв⁻¹, при якій загальний ККД гідромотора досягає 0,97, а втрати тиску холостого ходу 0,09 МПа і 0,05 МПа, гідравлічний ККД дорівнює 0,999 і 0,997, що дає «запас» на механічну складову ККД порівняно з 0,98 у 0,019 та 0,0197 (1,97 % та 1,9 %), відповідно, і що цілком реально.

Робочий перепад тисків (перепад у конкретному режимі експлуатації) фірма Hagglunds рекомендує визначити за формулою

$$\Delta p = \frac{0,1M}{T_s \cdot \eta_{М.ГМ}} + \Delta p_1, \quad \text{МПа}, \quad (4)$$

де M – крутний момент гідромотора на робочому режимі і рівний моменту опору робочого органу,

кН·м;

T_s – коефіцієнт моменту, Н·м/Бар;

$\eta_{М.ГМ}$ – гідромеханічний ККД гідромотора;

Δp_1 – перепад тиску холостого ходу на відповідній частоті обертання, МПа.

В якості пріоритетних для експлуатації РР рекомендуються мінеральні оливи серії НМ (HLP) за ISO 11158. Рекомендований для РР клас в'язкості ISO дорівнює 68. Можлива експлуатація гідромоторів та інших РР (табл. 2) при дотриманні особливих вимог згідно з РЕ15414. Для водомістких РР і фосфатних ефірів за ISO 12922 наведені рекомендації, що вимагають зниження тиску до 0,7–0,9 від максимального значення і сповіщають споживача про те, що довговічність гідромоторів істотно знижується до 0,24–0,8 в порівнянні з експлуатацією на мінеральній оливі НМ. Можлива також експлуатація на екологічно чистих рослинного походження РР класу НЕТГ та синтетичних ефірах НЕЕС, НЕРГ та НЕРР.

Як пріоритетні РР для експлуатації ВГМ рекомендуються мінеральні оливи серії НМ (HLP).

Рівень очищення РР має бути не менше 18/16/13 згідно з ISO 4406, що відповідає використаному в Україні за ГОСТ 17216 11 класу з застосуванням фільтра з номінальною тонкістю фільтрації 10 мкм [3].

Таблиця 2 – Робочі рідини, рекомендовані для експлуатації гідромоторів СВМ-Hagglunds

DIN51524-2, ISO 11158, НМ (HLP)	DIN51524-3, ISO 15380, HV (HVLVP)
HFB (0,7p/0,26L _{HM})	HEES
HFC (0,9p/0,24L _{HM})	HEPG
HFDР і HFDU (0,9p/0,8L _{HM})	HEPR

Вплив в'язкості РР на експлуатацію гідромоторів СВМ:

1. Оптимальною в'язкістю РР є діапазон від 40 сСт до 150 сСт.

2. Експлуатація при в'язкості понад 150 сСт або нижче 40 сСт призводить до зниження ККД

гідромотора.

3. Експлуатація при в'язкості понад 400 сСт призводить до суттєвого підвищення втрат потужності.

4. Експлуатація на в'язкості нижче 30 сСт призводить до зниження довговічності гідромотора.

5. Експлуатація на в'язкості нижче 20 сСт може призвести до заклинювання деталей гідромотора.

6. Експлуатація при в'язкості вище 1000 сСт призводить до підвищення навантажень на деталі гідромотора.

Максимальна потужність всіх гідромоторів серії СВм, що допускається при експлуатації без прокачування РР через корпус становить 500 кВт. При цьому фірма наводить рекомендації щодо визначення витрати прокачування РР.

Визначають вихідну потужність гідромотора

$$P = \frac{p_{high} \cdot n \cdot V_i}{600 \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

де p_{high} – тиск, що розвивається гідромотором на робочому режимі, Бар;

n – частота обертання гідромотора, хв⁻¹;

V_i – робочий об'єм гідромотора, см³,

і порівнюють її з допустимим значенням в 500 кВт. При перевищенні цього значення визначають механічні E_1 та об'ємні E_2 внаслідок витоків РР втрати потужності [кВт] у гідромоторі

$$E_1 = c \cdot P = \frac{c \cdot p_{high} \cdot n \cdot V_i}{600 \cdot 1000}; \quad (6)$$

$$E_2 = \frac{q_l \cdot p_{high}}{600},$$

де $c = 0,01$ – коефіцієнт механічних втрат для гідромоторів СВм;

q_l – сумарні (внутрішні та зовнішні) витoki РР, л/хв, і далі витрату прокачування РР через корпус гідромотора

$$q_{flushing} = 3,4(E_1 + E_2 - 2,5), \text{ кВт}, \quad (7)$$

де 2,5 кВт – кількість відведеного тепла від корпусу гідромотора у повітря при перепаді температур між корпусом 50 °С та повітрям 20 °С для всіх гідромоторів серії СВм.

Є також вказівка на те, що температура РР в корпусі гідромотора не повинна бути вище ніж на

10 °С температури РР, що прокачується.

Як приклад фірмою розглянуто гідромотор СВм2000-2000 під час роботи на тиску 200 Бар і частоті обертання 20 хв⁻¹:

$$1. P = \frac{p_{high} \cdot n \cdot V_i}{600 \cdot 1000} = \frac{200 \cdot 20 \cdot 126726}{600 \cdot 1000} = 845 \text{ кВт},$$

отже прокачування необхідне і маємо

$$2. E_1 = c \cdot P = 0,01 \cdot 845 = 8,45 \text{ кВт};$$

$$3. E_2 = \frac{q_l \cdot p_{high}}{600} = \frac{8 \cdot 200}{600} = 2,7 \text{ кВт};$$

$$4. q_{flushing} = 3,4(E_1 + E_2 - 2,5) = 29,4 \text{ л/хв}.$$

У цьому розрахунку фірма задає $q_l = 8$ л/хв, яке вище наведеного в каталозі значення зовнішніх витоків $q_i = 6,1$ л/хв. Ставлення сумарних витоків до зовнішніх становить 1,31 (внаслідок розподілу 8/6,1), тому можна орієнтовно визначати сумарні витoki за допомогою цього коефіцієнта, тобто, $q_l = 1,31 \cdot q_{i(кат)}$.

Витрату, що споживається гідромотором, фірма рекомендується визначати за формулою

$$q = 10^{-3} n \cdot V_i + q_i \cdot k, \text{ л/хв}, \quad (8)$$

де k – коефіцієнт обліку відхилення в'язкості РР від значення 40 сСт, при якому $k = 1$ за каталогом.

Слід зазначити, що введення у добуток з коефіцієнтом значення k зовнішніх витоків q_i дає занижене значення споживаної витрати, тому що не враховуються внутрішні витoki (так звані перетікання між порожнинами високого та низького тиску). При 20 сСт цей коефіцієнт підвищується до $k = 1,6$, а при збільшенні в'язкості до 1000 сСт знижується до $k = 0,22$.

Фірма Hagglunds розробила відповідні рекомендації також для експлуатації гідромоторів у вибухобезпечному виконанні [19].

Розглянемо динамічні характеристики найбільшого гідромотора СВм6000-6000, ґрунтуючись на даних фірми по робочому об'єму, максимальних значеннях частоти обертання і крутного моменту (що еквівалентно моменту опору) і моменту інерції деталей, що обертаються, приведених до валу гідромотора.

На рис. 3 наведено розрахункову схему ОГП з насосом Н змінного робочого об'єму і гідромотором М з постійним робочим об'ємом, а також значення зовнішніх витоків РР, що використовуються в подальшому.

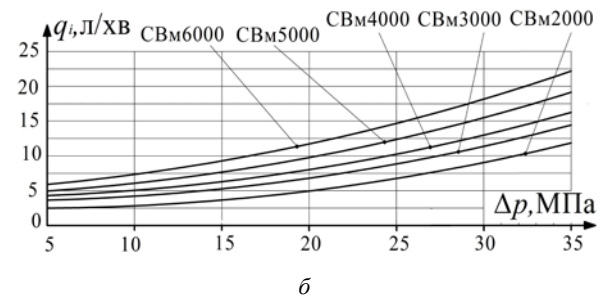
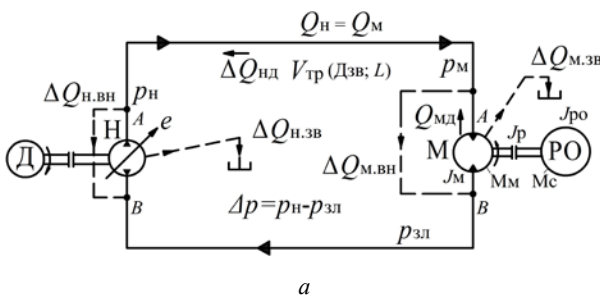


Рис. 3. Розрахункова схема динаміки ОГП з гідромотором СВм (а) та зовнішні витoki РР з корпусів гідромоторів при в'язкості 40 сСт(б)

Значимо, що при постійному значенні коефіцієнта кінематичної в'язкості 40 сСт і тиску 35 МПа витоки досягають від 12 л/хв до 22 л/хв залежно від робочого об'єму гідромотора серії СВм.

Скористаємося методикою побудови математичних моделей для ОГП обертового руху [12]. Для забезпечення стадійного навантаження гідромотора замість евристичного модуля [13] вводимо модуль VisSim-mp для змінного моменту опору, його гідромеханічного ККД і подачі насоса на режимах зрушення гідромотора, режиму, що встановився, і при зупинці ОГП. У математичній моделі прийняті припущення про сталість значень модуля пружності, в'язкості і щільності РР, і не враховуються хвильові процеси в трубопроводах у зв'язку з їх незначною протяжністю. В основі побудови математичної моделі лежать закони механіки Ньютона та для РР закон Паскаля, та рівняння нерозривності. Для зручності проведення розрахунків та аналізу результатів використовуємо укрупнені розмірності крутного моменту і робочого об'єму гідромотора. Тоді вирази для тиску p_m [МПа] та частоти обертання гідромотора n_m [хв⁻¹] запишуться у вигляді

$$p_m = \int_0^t \left[Q_n(t) - V_m(t) \cdot n_m(t) - C_{cy} \cdot p_m(t) \right] \frac{E}{V_{tr}} dt; \quad (9)$$

$$n_m = \int_0^t \frac{3,6}{J_{сум}} \left[\frac{1}{2\pi} V_m(t) \cdot (p_n - p_{зл}) \cdot \eta_{м,гм} - M_c \right] dt,$$

де Q_n – витрата (подача) насоса, л/хв;

$V_m = 380,178$ дм³ – робочий об'єм гідромотора СВм6000-6000;

C_{cy} – коефіцієнт сумарних витоків РР: зовнішніх гідромотора $C_{м,нар}$ і внутрішніх насоса $C_{н,вн}$ і гідромотора $C_{м,вн}$, л/(хв·МПа), а витоки позначені зовнішні $\Delta Q_{н,нар}$ і внутрішні $\Delta Q_{м,вн}$ гідромотора, і внутрішні витоки $\Delta Q_{н,вн}$ насоса, л/хв;

V_{tr} – об'єм РР у вхідному (високого тиску) трубопроводі гідромотора зі зведеним діаметром D_y [мм] та довжиною L [м], дм³;

E – модуль пружності РР, що викликає її деформаційні витрати ($\Delta Q_{нд}$ і $\Delta Q_{мд}$) через стисливість в гідромашинах та об'ємі V_{tr} , МПа;

$J_{сум} = J_m + J_p$ – сумарний момент інерції гідромотора та робочого органу, відповідно, кг·м²;

$p_n \approx p_m$ та $p_{зл}$ – тиск нагнітання гідромотора та зливу РР, відповідно (приймається постійним), МПа;

$\eta_{м,гм} = 0,98$ – гідромеханічний ККД гідромотора за каталогом СВм;

M_c – момент опору (зовнішнього навантаження), кН·м.

Наведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП змінними параметрами є подача насоса Q_n і момент опору M_c з урахуванням гідромеханічного ККД ($\eta_{м,гм}$).

Для завдання режимів роботи ОП скористаємося блоками «VisSim-mp», що дозволяють за попередньо складеною циклограмою введення в модель адекватних за часом режимів $Q_n(t)$ і $M_c(t)$. З іншого

боку, під час відпрацювання оптимальних режимів роботи ОГП блоки «mp» дозволяють вносити необхідні коригування в інтерактивному вигляді. Завдання різних за інтенсивністю зміни параметрів режимів подачі насоса можливе за рахунок пропорційного електрогідрравлічного управління регулятором зміни його робочого об'єму в комплексі з електронним блоком управління і зворотного зв'язку по частоті обертання гідромотора. При гальмуванні гідромотора розглядається характер зниження тиску РР, який повинен призводити ОГП до кавітації.

При цьому критерієм завдання можливої інтенсивності частоти обертання і моменту опору (зовнішнього навантаження) гідромотора при пуску є обмеження максимального допустимого тиску в ОГП і мінімального, рівного атмосферному, що запобігає виникненню кавітації. Для гідромотора серії СВм6000-6000 максимальний (піковий) допустимий тиск не повинен перевищувати $[p_{м,макс}] = 42$ МПа, а максимальний робочий не більше 35 МПа. Тиск, який необхідно підтримувати при зупинці гідромотора, повинен бути не менше $[p_{ост}] = 0,2$ МПа. Запишемо обмеження щодо тиску в ОГП при його пуску $p_{н,пуск}$ та зупинці $p_{огп,ост}$

$$p_{н,пуск} \leq [p_{м,макс}]; p_{огп,ост} \geq [p_{ост}]. \quad (10)$$

Як початкові умови при інтегруванні приймаємо $p_n(0) = p_0$ (атмосферний тиск) і $n_m(0) = 0$ (частота обертання гідромотора дорівнює нулю перед початком подачі РР від насоса). Застосовуємо спосіб інтегрування Рунге-Кутта 4-го порядку точності (РК4) з дискретністю 0,001 с.

На першому етапі розглянемо динамічні характеристики гідромотора з мінімальним моментом опору $M_c = 120$ кН·м при перепаді тисків 2,8 МПа, тобто функціонуючого практично без зовнішнього навантаження, що характерно, наприклад, для подолання моменту тертя в підшипниках кочення валу роторного екскаватора. У цьому випадку основним фактором, що протидіє розгону гідромотора, є момент інерції. Задаємося значенням моменту інерції, наведеного до валу гідромотора $J_{сум} = 21500$ кг·м², яке є реальним для роторного екскаватора. Задаючи різний час лінійного збільшення подачі насоса від нульового значення до гідромотора, що забезпечує частоту обертання $n_m = 9$ хв⁻¹ і постійному моменті опору (табл. 3), отримуємо на осцилограмах (рис. 4) екстремальні значення тисків. В залежності від часу розгону гідромотора мають місце стрибки тиску $p_{пуск,нач}$ від 30 МПа до 53 МПа, а практично постійне значення тиску в період обертання, що почалося $p_{пуск,уст}$, знаходиться в межах від 16,5 МПа до 30 МПа. Причому час розгону в 35–45 с є неприпустимим, оскільки тиск перевищує пікове значення за технічною характеристикою (42 МПа). Після повного закінчення розгону маємо однакове значення тиску $p_{уст(n=9)} = 2,4$ МПа. Отримані результати дають можливість завдання оптимального часу розгону гідромотора, що виключає ризик його роботи на тисках, що перевищують допустимі. Повні осцилограми параметрів за циклом при розгоні за 35 с

наведені на рис. 5. На рис. 6, а побудовані відповідні графічні залежності при зрушуванні (10) та частоті обертання $n_m = 9 \text{ хв}^{-1}$.

Таблиця 3 – Завдання режимів роботи та розрахункові значення тиску

$t, \text{с}$	$Q_H, \text{л/хв}$	$M_c, \text{кН}\cdot\text{м}$	$p_{\text{пуск,нач}}/p_{\text{пуск,вст}}/p_{\text{вст}}(n=9)$
75	3500	120	30/16,4/2,4 МПа (через 120 с)
60	3500	120	35/20/2,4 МПа (через 95 с)
45	3500	120	44/24/2,4 МПа (через 80 с)
35	3500	120	53/30/2,4 МПа (через 70 с)

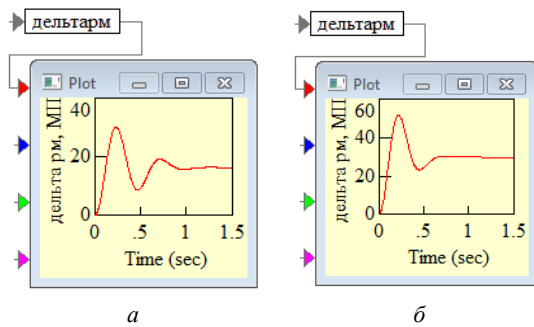


Рис. 4. Максимальний тиск під час зрушування гідромотора тільки з інерційним навантаженням і часом подачі насоса: а – 75 с (30 МПа); б – 45 с (53 МПа)

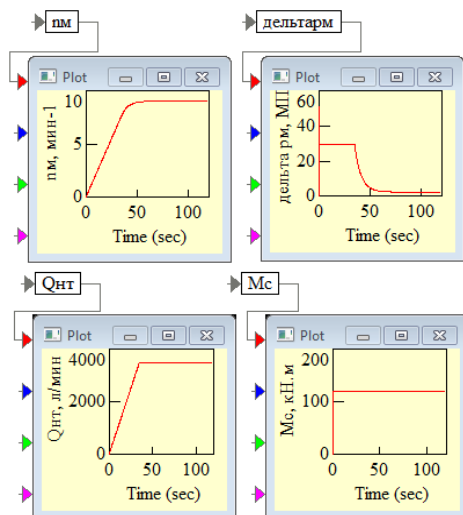


Рис. 5. Динаміка розгону гідромотора при зовнішньому навантаженні 120 Н·м при збільшенні подачі насоса за 35 с

На рис. 6, б наведено залежності зміни максимального тиску в ОГП залежно від моменту

Таблиця 4 – Завдання режимів роботи та одержувані значення перепаду тисків та частоти обертання гідромотора при повному циклі його роботи

$t, \text{с}$	$Q_H, \text{л/хв}$	$M_c, \text{кН}\cdot\text{м}$	$\eta_{\text{МГМ}}$	$n_m, \text{хв}^{-1}$	$\Delta p, \text{МПа}$
0	0	0	0	0	0
75	3500	120	0,77	9,0	19,6
140	3500	120	0,79	9,0	2,8
170	3500	2000	0,98	9,0	33,7
200	3500	2000	0,98	9,0	33,7
240	3500	120	0,79	9,0	1,85
Режим уповільнення з кавітацією за 410 с (240 с–650 с)					
240–650	250	120	0,79–0,987	9–0,6	«мінус» 0,21
Режим уповільнення без кавітації за 510 с (240 с–750 с)					
240–750	250	120	0,79–0,987	9–0,6	0,3

інерції при двох значеннях інтенсивності подачі насоса – за 10 с (1) та 15 с (2). Навіть при значно менших значеннях моменту інерції порівняно з $J_{\text{сум}} = 21500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ подача насоса повинна мати обмеження за часом виходу на максимальне значення.

При роботі на низькому тиску основними втратами в гідромоторі є гідравлічні втрати в каналах і на перемішування РР, які досить просто визначають експериментально при вимірюванні перепаду тисків залежно від частоти обертання. Саме такі втрати (так звані втрати холостого ходу) наводять виробники ВГМ.

У табл. 4 наведені параметри, що задаються за допомогою блоків VisSim-mar при роботі ОГП з повним навантаженням і результати розрахунку перепаду тисків (9). На рис. 7 наведені осцилограми: при мінімальному зовнішньому навантаженні в 120 кН·м; розгону до номінальної частоти обертання в 9 хв^{-1} ; збільшення навантаження до номінального значення в 2000 кН·м; на режимі, що встановився, в інтервалі 170–200 с; зниження навантаження до мінімального значення 120 кН·м і далі частоти обертання до $0,6 \text{ хв}^{-1}$ за час 410 с (інтервал 240 с–650 с).

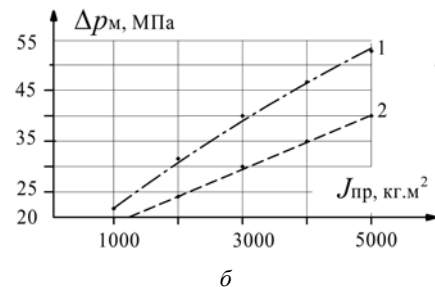
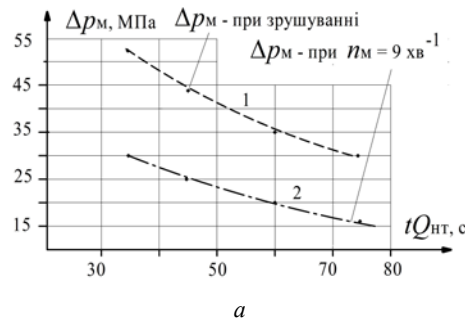


Рис. 6. Зміна перепаду тисків на гідромоторі СВм6000-6000: а – при зрушуванні (1) і в кінці розгону (2) до частоти обертання 9 хв^{-1} залежно від часу підвищення подачі насоса; б – при пуску гідромотора від моменту інерції та часу збільшення подачі насоса за 10 с (1) та 15 с (2)

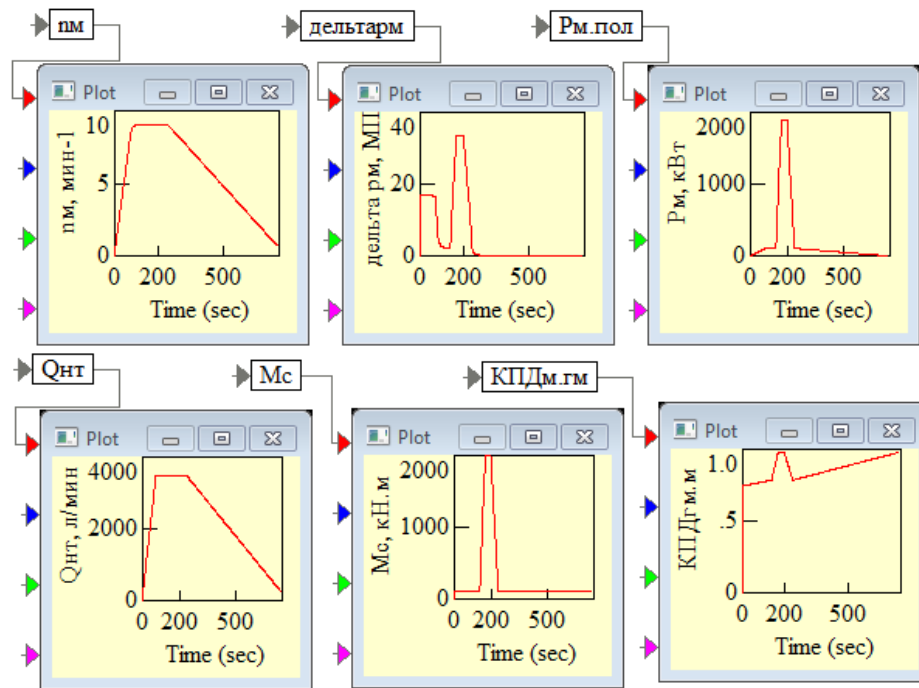


Рис. 7. Осцилограми роботи ОГП з гідромотором СВМ

При зниженні частоти обертання гідромотора в інтервалі 240 с–750 с тиск не знижується менше 0,3 МПа, що є достатнім для експлуатації за даними технічної характеристики, при прискореному інтервалі гальмування (240 с–650 с) спостерігається падіння тиску (рис. 7), що неприпустимо і призводить до кавітації. Таким чином, і зона роботи гідромотора при зниженні частоти його обертання повинна бути достатньою за часом для запобігання ризику виникнення кавітації.

Висновки. 1. Фірма Hagglunds випускає найбільші у світі високомоментні гідромотори серії СВМ для гідроприводів обертового руху з крутним моментом до 1970 кН·м і рекордним технічним рівнем за питомим показником відношення маси до крутного моменту.

2. Фірма Hagglunds пропонує споживачеві високий рівень технічної підтримки, забезпечуючи можливість вибору гідромотора з урахуванням ККД, сорту та очищення робочої рідини, виконання вимог щодо охолодження вузлів тертя, а також агрегування комплексним сервісним блоком захисту від перевантажень та кавітації.

3. Проведені розрахунки динаміки гідропривода з гідромотором СВМ6000-6000 вказують на необхідність попереднього моделювання технологічного процесу його роботи з урахуванням моментів інерції та опору зовнішнього навантаження та інтенсивності подачі насоса. Всі ці фактори істотно впливають на функціонування гідропривода з точки зору зниження максимального тиску при пуску і запобігання падінню тиску нижче атмосферного при його зупинці.

Список літератури

1. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни

2. Marakin N. F., Kudryavtsev A. I., Gol'dshmidt A. I. *Hydraulic motors in the USSR and abroad*. TsINTIAM, 1964. 190 p.
3. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / ред. Аврун Г. А.* Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
4. Финкельштейн З. Л., Агранат А. Р., Головкин В. Я. *Радиально-поршневой гидромотор ДП-505. Угольное и горнорудное машиностроение*. НИИИнформ-Тяжмаш, 1968.
5. ТОВ «Завод УКРМАШПРОМ». URL: <https://www.mashprom.com.ua/гидромотор-дп-510/> (дата звернення: 30.11.2022).
6. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Hagglunds Drive Systems. Reliable high quality products for improved performance. R999000124*. 2016. 32 p.
7. POCLAIN HYDRAULICS. *Selection guide*. 2011. 45 p.
8. POCLAIN HYDRAULICS. *CDM 170-050 Creepdrive motor. A19965B*. 2010. 19 p.
9. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. RRS 90 112/08.02*. Poland. 88 p.
10. Лур'є З. Я., Лищенко І. Г. Многокритериальная оптимизация параметров высокомоментного гидромотора. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Технологии в машиностроении*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2001. Вып. 129, ч. 1. С. 49–55.
11. Яценко А. В., Гусев А. Ю., Финкельштейн З. Л. Высокомомментные гидромоторы с гидростатической разгрузкой. *Сборник научных работ Донбасского государственного технического университета*. Алчевск: ДонГТУ. 2013. Вып. 3, ч. 2. С. 153–158.
12. Финкельштейн З. Л., Яхно О. М., Чебан В. Г., Лур'є З. Я., Чекмасова И. А. *Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учебн. пособ.* Киев: НТУ «ХПИ», 2006. 216 с.
13. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврун Г. А., Цента С. М. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 68–76.
14. *Product Manual VIKING EN397-4a*. 2009. 26 p.
15. *Product Manual COMPACT CB EN734-7h*. 2011. 32 p.
16. *Product Manual Compact CA EN 396-10h*. 2011. 32 p.
17. *Product Manual COMPACT CBP EN834-4h*. 2011. 32 p.
18. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial*

- piston hydraulic motor CAB. RE 15354. 2015. 24 p.
 19. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor Hagglunds CBm. RE 15300*. 2016. 72 p.

References (transliterated)

1. DSTU 3455.2-96. *Hidropryvody ob'yemni ta pnevmopryvody. Chastyna 2. Ob'yemni hidromashyny ta pnevmomashyny. Terminy ta vyznachennya* [State Standard 3455.2-96. Volumetric hydraulic drives and pneumatic drives. Part 2. Volumetric hydraulic machines and pneumatic machines. Terms and definitions]. Kyiv, Ukrainian Research and Training Center of Standardization, Certification and Quality Publ., 1998. 63 p.
2. Marakin N. F., Kudryavtsev A. I., Gol'dshmidt A. I. *Hydraulic motors in the USSR and abroad*. TsINTIAM Publ., 1964. 190 p.
3. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidravlichne obladdannya budiveln'nykh ta dorozhnikh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
4. Finkel'shteyn Z. L., Agranat A. R., Golovko V. Ya. *Radial'no-porshnevoy gidromotor DP-505. Ugol'noe i gornorudnoe mashinostroenie* [Radial piston hydraulic motor DP-505. Coal and mining engineering]. NIInform-Tyazhmash Publ., 1968.
5. TOV "Zavod UKRMASHPROM" [Plant UKRMASHPROM Ltd.]. Available at: <https://www.mashprom.com.ua/гидромотор-дп-510/> (accessed 30.11.2022).
6. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Hagglunds Drive Systems. Reliable high quality products for improved performance. R999000124*. 2016. 32 p.
7. POCLAIN HYDRAULICS. *Selection guige*. 2011. 45 p.
8. POCLAIN HYDRAULICS. *CDM 170-050 Creepdrive motor. A19965B*. 2010. 19 p.
9. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Mobil'naya gidravlika, mobil'naya elektronika, privody. Obzor programmy. RRS 90 112/08.02* [Mobile hydraulics, mobile electronics, drives. Programme overview. RRS 90 112/08.02]. Poland. 88 p.
10. Lur'e Z. Ya., Lishchenko I. G. *Mnogokriterial'naya optimizatsiya parametrov vysokomomentnogo gidromotora [Multi-criteria optimisation of high torque hydraulic motor parameters]*. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Tekhnologii v mashinostroenii* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Technology in mechanical engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1, pp. 49–55.
11. Yashchenko A. V., Gusev A. Yu., Finkel'shteyn Z. L. *Vysokomomentnye gidromotory s gidrostaticheskoy razgruzkoy [High torque hydrostatic unloading motors]*. *Sbornik nauchnykh rabot Donbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Collection of scientific papers from the Donbas State Technical University]. Alchevsk, DonGTU Publ., 2013, issue 3, part 2, pp. 153–158.
12. Finkel'shteyn Z. L., Yakhno O. M., Cheban V. G., Lur'e Z. Ya., Chekmasova I. A. *Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya ob'yemnoho gidroprivoda* [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
13. Lur'ye Z. Ya., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Tsenta Ye. M. *Metod polipshennya dinamichnykh kharakterystyk protsesu pusk ob'yemnoho hidropivoda z zamknemym lantsyuhom tsyrkulyatsiyi robochoyi ridyny* [Method of improving of dynamic characteristics of the process of starting a volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 68–76.
14. *Product Manual VIKING EN397-4a*. 2009. 26 p.
15. *Product Manual COMPACT CB EN734-7h*. 2011. 32 p.
16. *Product Manual Compact CA EN 396-10h*. 2011. 32 p.
17. *Product Manual COMPACT CBP EN834-4h*. 2011. 32 p.
18. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor CAB. RE 15354*. 2015. 24 p.
19. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor Hagglunds CBm. RE 15300*. 2016. 72 p.

Надійшла (received) 09.11.2022

Відомості про авторів / About the authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunin@ukr.net

Пімонов Ігор Георгійович (Pimonov Igor) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6100-3529>; e-mail: igor_lena_p@ukr.net

Щербак Олег Виталійович (Shcherbak Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7953-2135>; e-mail: olegcherbak@gmail.com

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: irinamoroz1@ukr.net

Шевченко Дмитро Миколайович (Shevchenko Dmitriy) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6213-3501>; d.shevchenko@m-impex.com.ua