

УДК 669.017

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.103.0.94

ЕВОЛЮЦІЯ ПАР ТЕРТЯ В ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИНАХ ЗАВДЯКИ ДОСЯГНЕННЯМ У МАТЕРІАЛОЗНАВСТВІ ТА ТЕХНОЛОГІЯХ

Аврунін Г. А., Глушкова Д. Б.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Розглянуто тенденції підвищення технічних характеристик об'ємних насосів і гідромоторів, що широко застосовуються в будівельно-дорожніх машинах. Показано, що зростання робочого тиску й частоти обертання, зменшення маси й габаритів гідромашин досягнуто за допомогою конструктивних рішень, які зі свого боку ґрунтуються на використанні новітніх матеріалів, покриттів і хіміко-термічного оброблення. Інформація стане в пригоді для фахівців і студентів-магістрів у галузі проектування, експлуатації та досліджень об'ємних гідроприводів мобільних машин.

Ключові слова: насоси й гідромотори для об'ємних гідроприводів, конструктивні особливості гідромашин, технічний рівень, матеріали пар тертя, технологічні процеси.

Вступ

Об'ємні гідроприводи широко застосовуються в приводах машин стаціонарного й мобільного призначення. За понад століття використання об'ємних гідроприводів загальною тенденцією є поступове підвищення технічного рівня способом збільшення робочих тисків і подач насосів, крутного моменту й швидкості обертання гідромоторів і зусиль гідроциліндрів. Ці досягнення були результатом прогресивних конструкторських рішень і використання матеріалів із високими трибологічними властивостями й контактними навантаженнями, що разом із підвищеною точністю верстатів для фінішного оброблення пар тертя кочення та ковзання суттєво покращило технічний рівень і надійність гідроприводів, а також і автоматизацію їх виробництва.

Аналіз публікацій

Основним інформаційним джерелом щодо технічних характеристик об'ємних гідромашин є каталоги їх виробників. Провідними виробниками насосів і гідромоторів у світі є декілька західних фірм. Якщо йдеться про аксіально-поршневі насоси та гідромотори, а також про радіально-поршневі високомоментні гідромотори, то варто згадати: *Rexroth Bosch Group*; *Parker Hydraulics*; *Sauer*; *Danfoss*; *Sai*; *Denison*; *Samhedralic (Brevini group)*; *Bondioli & Psvesi*; *Poclain Hydraulics*; *Hagglunds*; *Riva Calzoni*, *Rotary power* [1–7]. Щодо конструктивних особливостей насосів і гідромоторів, то ця інформація в каталогах достатньо обмежена з конкурентних міркувань. Тому часто вітчизняні фахівці вивча-

ють іноземну техніку під час її ремонту на спеціалізованих підприємствах. Безумовно, якщо необхідно розпізнати сорт і властивості матеріалу, з якого виготовлена та чи інша деталь, то застосовують різні методи досліджень. Іноді з готових деталей роблять зразки для випробувань на машинах тертях, де використовують пари тертя ковзання «ролик – колодочка».

Для порівняння гідромашин (наприклад, гідромоторів) різних виробників щодо їх переваг розглядають спеціальні коефіцієнти оцінки технічного рівня, серед яких основними є:

– питомий показник моменту (маса, що припадає на одиницю крутного моменту гідромотора)

$$k_M = \frac{m}{M_{кр}}, \text{ кг/кН}\cdot\text{м}, \quad (1)$$

де m – маса гідромотора, кг; $M_{кр}$ – теоретичний крутний момент гідромотора:

$$M_{кр} = 0,159 \cdot 10^{-3} V_p \cdot \Delta p, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (2)$$

де V_p – робочий об'єм гідромотора, см³; Δp – перепад тисків на гідромоторі, МПа;

– питомий показник потужності (маса гідромотора на одиницю потужності):

$$k_P = \frac{m}{P_M}, \text{ кг/кВт}, \quad (3)$$

де P_M – теоретична потужність гідромотора (уживаються також терміни «вихідна», «корисна» й «ефективна»):

$$P_m = \frac{M_{кр} \cdot n_m}{9550}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

де n_m – частота обертання гідромотора, хв^{-1} (об/хв).

Щодо розвитку вітчизняної техніки, то її технічний рівень [8] необхідно аналізувати й водночас порівнювати з кращими закордонними досягненнями.

Мета та постановка завдання

Основною метою цієї статті є ознайомлення фахівців у галузі проектування, експлуатації та ремонту об'ємних гідромашин із сучасними досягненнями відповідно до технічного рівня щодо створення конструктивних новацій і використання матеріалів для пар тертя ковзання й кочення та технології їх виготовлення. Зазначена мета спрямована також на підвищення рівня дослідницьких робіт на основі попереднього досвіду вітчизняних фахівців. Матеріали статті планується впровадити в навчальний процес студентів-магістрів механічного факультету ХНАДУ,

зокрема в дисципліни, пов'язані з вивченням гідропневмоприводів та їх проектуванням і випробуваннями.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо декілька прикладів використання досягнень із конструктивних рішень, матеріалів і покриттів. Необхідно зазначити, що конструкторські досягнення в підвищенні технічного рівня гідромашин – насосів і гідромоторів для об'ємних гідропроводів – відбуваються водночас із досягненнями в галузі підвищення характеристик пар тертя ковзання та кочення. Тому можемо спостерігати перехід від одного виду тертя до іншого як результат досліджень фахівців із матеріалів і покриттів, а також технологів.

Так, перші аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском і точковим контактом поршнів (рис. 1, а) мали тиск до 10 МПа через високі контактні навантаження, а перехід на гідростатичне розвантаження поршнів (рис. 1, б) дало змогу підвищити тиск до 45...52 МПа.

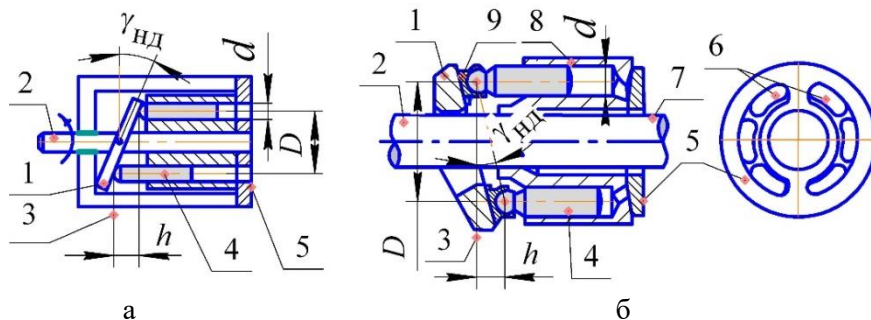


Рис. 1. Аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском: а – з точковим контактом поршнів на похилий диск і плоским торцевим розподільником оливи; б – з гідростатичним розвантаженням поршнів за допомогою підп'ятників і сферичним торцевим розподільником

Основними деталями гідромашин є похилий диск 1, приводна частина вала 2, щодо якого положення похилого диска, що відповідає нульовому робочому об'єму, позначено цифрою 3, поршень 4, торцевий розподільний диск 5, дугоподібні пази низького (всмоктування) і високого (нагнітання) тисків 6, частина вала 7, що входить у корпус для встановлення другої підшипникової опори, блок циліндрів 8 і підп'ятник 9 для гідростатичного розвантаження поршня 4. Завдання переходу на гідростатичні підп'ятники вирішувалося способом підбору матеріалів пар тертя, зокрема контртіл «сталь – бронза» або «сталь – латунь», обчислення значень прити-

ску підп'ятників до похилого диска з виконанням зон розвантаження, а також створення технології завальцювання підп'ятника у сферичну сталеву головку поршня (рис. 2). Перед складанням підібрані підп'ятник і поршень занурюються на 10...15 хв у ванну з оливою за температури +50...60 °С. Потім збирають пристрій для завальцювання (рис. 2, б і в), що містить обойму 3, півкільця (фільтери) 4 і 5, гільзу 5 і натискну п'яту 6. За допомогою преса способом створення зусилля F на п'яту 6 переміщують фільтери на підп'ятник і завальцюють останній на сферичну головку поршня.

Порядок завальцювання такий:

- підп'ятник робочої опорної поверхні *A* встановлюється на жорстку металеву плиту під прес;
- у підп'ятник установлюється сферична головка поршня;
- на поршень надівається гільза 5, внутрішній діаметр якої трохи більший, ніж діаметр поршня;

- по діаметру підп'ятника встановлюються півкільця 4 та 5 і далі в обійму 3;
- у гільзу 5 встановлюється п'ята 6;
- зусиллям преса на п'яту 6 виконується обтиск підп'ятника півкільцями (матрицею фільтер 4 і 5) по головці поршня;
- після завальцювання підп'ятників (рис. 2, *з*) проводиться розкочування для вільного провертання підп'ятника в поршні під дією необхідного зусилля.

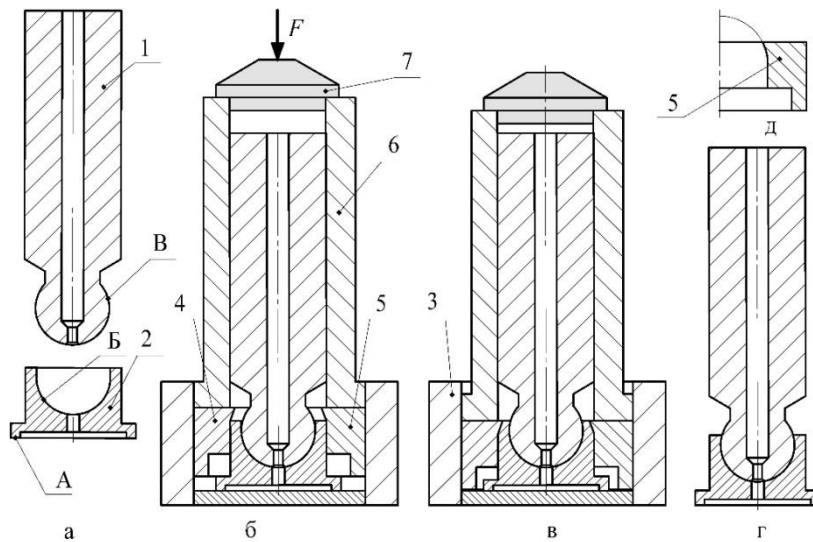


Рис. 2. Пристрій для завальцювання підп'ятників поршнів аксіально-поршневих гідромашин із похилим диском

У вітчизняному виробництві такою прогресивною конструкцією є аксіально-поршневі насоси й гідромотори виробництва «Гідросила» (м. Кропивницький).

На рис. 3 зображений гідромотор із похилим диском, що містить блок циліндрів 1, в осевих розточеннях якого встановлені поршні 2 з підп'ятниками 3. Похилий диск 4 встановлений у корпусі 5, і за допомогою диска ковзання 6, сфери 7 і пружини 8 до нього притискаються підп'ятники трьох поршнів 2. Вихідний вал 9 установлений у передньому 10 і задньому 11 радіально-упорних конічних підшипниках корпусу 5 і задньої кришки 14, відповідно. Блок циліндрів 1 приводить до обертання вал 9 за допомогою шліцевого з'єднання.

На торці блоку циліндрів 1 розміщено приставне дно (бронзовий оголовок) 12, яке спирається на торцевий розподільний диск 13, установлений у задній кришці 14. Притиск блоку циліндрів 1 і приставного дна 12 до торця диска 13 на режимі пуску створюється пружиною 15. Для зниження втрат на тертя та підвищення зносостійкості гідрома-

шин у поршневих розточеннях блоку циліндрів 1 встановлені бронзові втулки 16.

Ущільнення торцевого типу вала 9 розміщено в передній кришці 17. У блоці 18 розміщені запобіжні клапани основних магістралей *A* і *B*, «промивний» гідророзподільник і клапан тиску, що забезпечують охолодження вузлів тертя гідромотора й функціонування системи підживлення та керування гідроприводом.

Для роботи гідромотора крізь задню кришку 14 подають робочу рідину від насоса до торця розподільного диска 13, і далі вона надходить до поршневих порожнин блоку циліндрів 1.

Тиск рідини на поршень 2 і підп'ятник 3 передається на похилий диск 4 і надає блоку циліндрів 1 разом із вихідним валом 9 обертання. Технічні характеристики цих аксіально-поршневих гідромашин мають сучасний рівень щодо тиску до 45 МПа, частот обертання і конструктивних виконань регуляторів зміни робочого об'єму [8, 9].

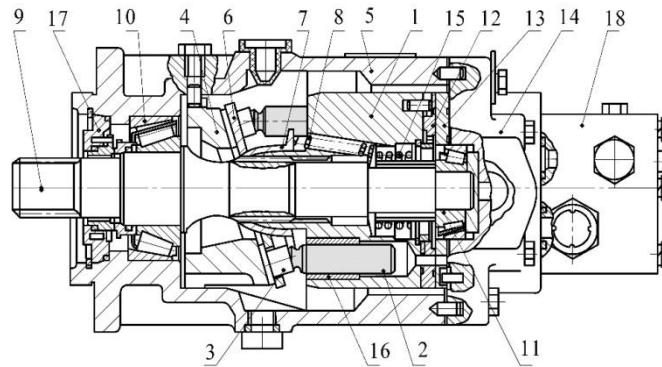
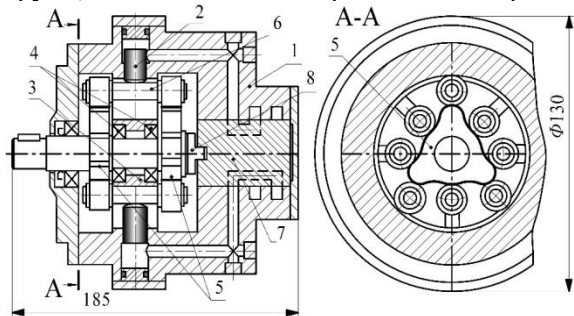


Рис. 3. Аксиально-поршневий гідромотор із похилим диском виробництва підприємства «Гідро-сила» (м. Кропивницький)

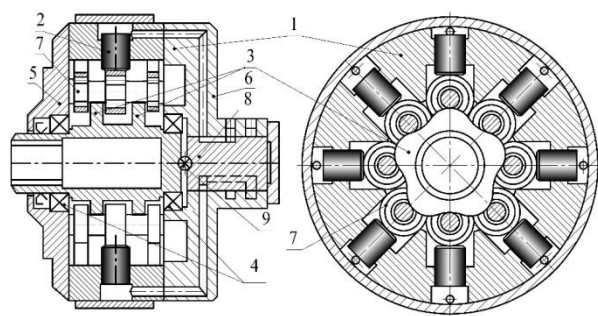
На рис. 4, а поданий радіально-поршневий багатоцикловий гідромотор конструкції ВНДГідропривод із робочим об'ємом 16 см^3 і з нерухомим блоком циліндрів 1, розміщеними в ньому поршнями 2 і корпусом 3 для розміщення прямокутних траверс 6, і ротором-копіром 5 на підшипниках кочення 4, перевагами якого є малий момент інерції обертючих мас і зменшені радіальні габарити.

Незалежне компонування розподільника 7 забезпечує його самовстановлення щодо блоку циліндрів за допомогою муфти 8. Важливою перевагою є також те, що траверси 6, які слугують для розвантаження поршнів 2 від бічних зусиль, не виходять зі своїх пазів у нижніх «мертвих» точках, забезпечуючи прийнятний рівень питомих тисків. Гідромотори за наведеною кінематичною схемою (робочий об'єм від 16 до 125 см^3 і максимальний тиск до 16 МПа) забезпечують стійкі мінімальні частоти обертання $0,2 \dots 2 \text{ хв}^{-1}$.

Важливо зазначити, що досягнення високих частот обертання в гідромоторах багатоциклової дії можливе тільки за умови обмеження кількості робочих ходів через підвищені інерційні навантаження на поршневі групи, що викликають відрив їх від копіра.



б



б

Рис. 4. Радіально-поршневий гідромотори багатоциклової дії конструкції ВНДГідропривод із прямокутними (а) та циліндричними (б) траверсами

Створений за оригінальною схемою з парами кочення радіально-поршневий багатоцикловий гідромотор внутрішнім кулачком (ротором-копіром) розроблення ВНДГідропривод (рис. 4, б) містить блок циліндрів 1, у розточеннях якого розміщені поршні 2, вихідний вал із двома кулачками 3, встановлений у підшипниках 4 передньої 5 і задньої 6 кришок, траверси 7 циліндричної форми, і розподільний вузол 8, привод обертання якого забезпечується муфтою 9. Кожна траверса 7 має три ряди підшипників кочення, зокрема центральний ряд, на який спирається поршень 2, і периферійні, що сприймають бокове навантаження з боку поршнів. Траверса 7 контактує з внутрішніми кулачками 3 своїми циліндричними поверхнями. Така конструкція забезпечує мінімальний рівень тертя в поршневій парі та дає змогу знизити радіальний габарит гідромотора з внутрішнім кулачком. У процесі створення гідромоторів із робочим об'ємом до 64 дм^3 на тиск до 32 МПа для гідроприводів важкої землерийної техніки (привод черпакового колеса драг для видобутку золота, бурові установки), компонування гідромотора з ротором-копіром вирізняється високою технологічністю та зручністю ремонту.

Але всі наведені конструктивні схеми поршневих груп не витримали конкуренції з новітньою розробкою початку 80-х рр. минулого століття, коли були запропоновані пари тертя «поршень – ролик – копір» з опорою поршнів на бокові стінки циліндрів без їх розвантаження від тангенціальних зусиль. На рис. 5 зображений поперечний розріз гідромотора серії XF05 фірми *Rotary Power*, де на поршнях 1 в циліндричних розточеннях встановлені антифрикційні вставки й ролики 2, що контактують як підшипники кочення з копіром 3. Розподіл робочої рідини виконується за допомогою цапфи 4 [6].

Аналогічну кінематичну схему «поршень – ролик» мають також гідромотори фірм *Poclain Hydraulics* (Франція), *Rexroth Bosch Group* (ФРН), *Hagglunds Drives AB* (Швеція) і *SISU* (Фінляндія).

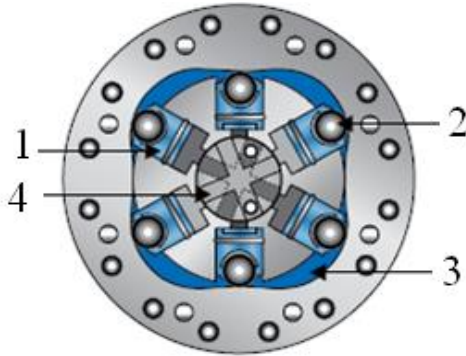


Рис. 5. Гідромотор серії XF05 фірми *Rotary Power*

У табл. 1 наведені основні технічні характеристики високомоментних гідромоторів фірми *Poclain Hydraulics* різних поколінь (років виробництва), а також відносні коефіцієнти оцінки технічного рівня k_p і k_M [5, 10–13].

На рис. 6 зображена графічна залежність показника k_p , а також зміни максимальних значень частоти обертання й тиску. Необхідно зауважити, що фірма *Poclain Hydraulics* ще з початку 70-х рр. минулого століття встановила рекорд за тиском 45 МПа, і це значення і зараз перебуває на високому рівні, бо в сучасних аксіально-поршневих гідромашинах тиск не перевищує 52 МПа. Тому й досягнуто зменшення коефіцієнта k_M з 18,9 кг/кН.м до 11 кг/кН.м, тобто в 1,7 раза. А ось інтенсивні зміни щодо підвищення частоти обертання, особливо в процесі переходу з моделі MS25 на модель MHP20 більш ніж удвічі (з 145 хв⁻¹ до 345 хв⁻¹) дало змогу зменшити коефіцієнт k_p з 6,4 кг/кВт до 1,1 кг/кВт, тобто майже вшестеро. Ці останні досягнення щодо підвищення частоти обертання гідромоторів MHP20 фірми *Poclain Hydraulics* є настільки суттєвими, що дають змогу конкурувати з аксіально-поршневими гідромоторами з планетарними редукторами в багатьох типах гідроприводів мобільних машин, а особливо в трансмісіях колісних тракторів зі швидкостями до 40...50 км/год.

Таблиця 1 – Порівняння технічних характеристик гідромоторів фірми *Poclain Hydraulics* різних поколінь

Параметри, розмірність	2000, 1970 р.	H20, 1980 р.	MS 18, 2000 р.	MS 25, 2000 р.	MHP20, 2020 р.
Робочий об'єм гідромотора, см ³	2000	1979	1911	2004	2029
Максимальна потужність, кВт	42	75	70	90	170
Максимальний тиск, МПа	45	45	45	45	50
Максимальна частота обертання, хв ⁻¹	44	120	150	145	345
Маса, кг	270	175	150	210	180
Макс. крутний теорет. момент, Н.м	14310	14160	13673	14339	16131
Маса / потужність, кг/кВт (k_p)	6,4	2,3	2,1	2,3	1,1
Маса / крутний момент, кг/кН.м (k_M)	18,9	12,4	11,0	14,6	11,2

Примітка. Значення крутного моменту розраховане за умови максимального показника тиску.

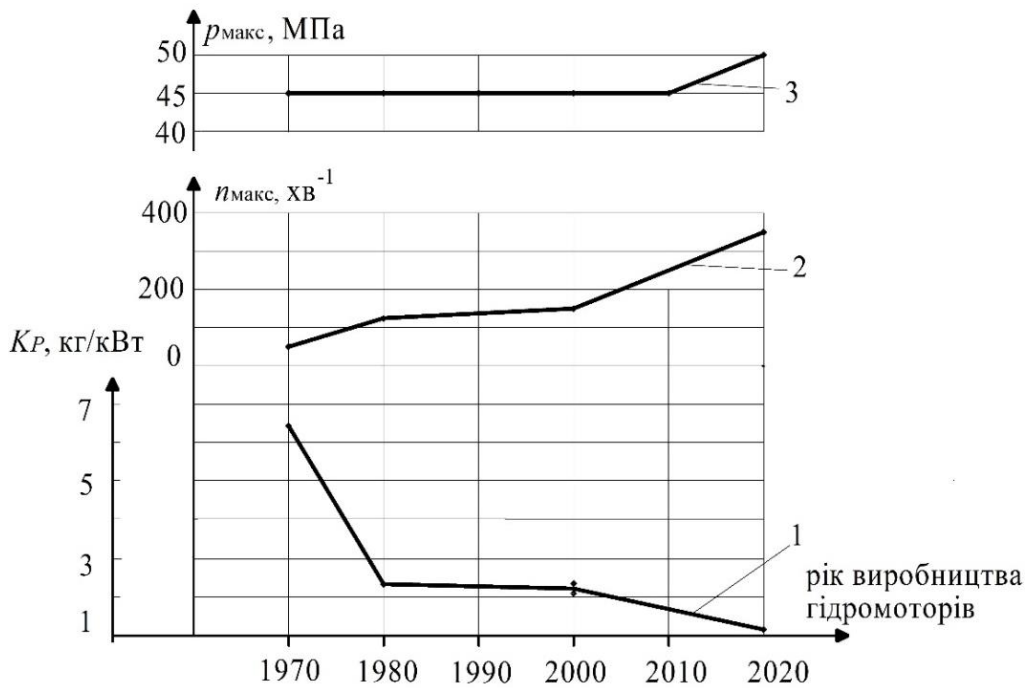


Рис. 7. Технічний рівень гідромоторів *Poclain Hydraulics* за роки виробництва: 1 – коефіцієнт відношення маси до потужності; 2 – максимальна частота обертання; 3 – максимальний тиск

У гідромоторах *MCR* фірми *Rexroth Bosch Group* застосовують також поршневу групу типу «поршень – ролик» (рис. 7), що стала вже традиційною для сучасних високомоментних гідромоторів останніх 30 років. Блок циліндрів 1 з поршнями 2 та ущільненнями 3 за допомогою опорних роликів 4 контактує з поверхнею кулачка-копира 6. Між роликами 4 та поршнями 2 встановлений антифрикційний матеріал 5. Особливістю таких поршневих груп є нерозвантаженість поршня 2 від бокового (тангенціального) зусилля від дії роликів 4.

Саме бокова поверхня поршня 2 сприймає це зусилля (рис. 8, а). Для збільшення площі опорної поверхні, на яку діє бічна сила з боку роликів 4, поршні 2 виконані ступінчасті форми (рис. 8, б), що дало змогу зменшити радіальний габарит гідромотора. Значна площа поршня 2 є робочою, і на поршні встановлено ущільнення 3. Нижній хвостовик 7 поршня 2 збільшує опорну поверхню поршня та ущільнення не потребує.

Таке технічне рішення щодо застосування ступінчастого поршня потребує використання високоточних шліфувальних верстатів для забезпечення співвісності циліндричних поверхонь 2 і 7 поршнів, бо інакше опорна поверхня буде не підвищена, а зіпсована, що спричинить заклинювання поршнів у циліндрах.

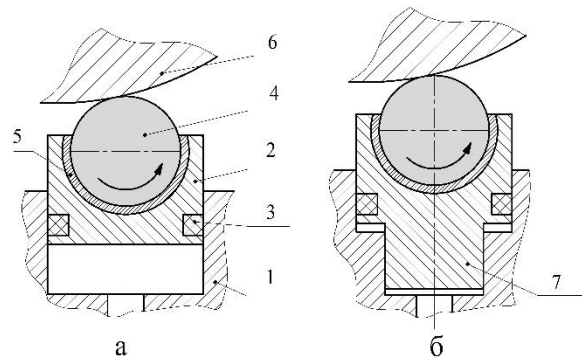


Рис. 8. Поршневі групи радіально-поршневих гідромоторів моделі *MCR*: а – з циліндричним поршнем 2; б – з циліндричним поршнем 2 та хвостовиком 7

Радіально-поршневі гідромашини із кульками-поршнями застосовують в ОГП будівельно-дорожніх і сільськогосподарських машин потужністю до 15 кВт і у військових гусеничних машинах для механізмів повороту й у двопотокових трансмісіях. Це забезпечує безступінчастий розгін машини та плавний, пропорційний відхиленню штурвала поворот [14].

На рис. 8 подана гідропередача ГОП-900 конструкції ВНДГідропривод, що складається з кульок-поршнів 3 в блоках циліндрів насоса 1 і гідромотора 2, що контактують із реактивними кільцями (обоймами) 4 насоса і 5 гідромотора. Обойма 4 насоса має регульований ексцентриситет для зміни його робо-

чого об'єму. У корпус 6 установлений блок розподільних цапф 7. Блоки циліндрів насоса і гідромотора з'єднані з валами 8 і 9. Гідропередача ГОП-900 належить до суцільного (моноблокового) виконання, що складається з гідромашин, конструктивно оформлених в одне ціле. Максимальний робочий об'єм кожної гідромашини 680 см^3 , частота обертання гідромотора до 3100 хв^{-1} , тиск до 32 МПа , вихідна потужність до 700 кВт ; температура оливи до $130 \text{ }^\circ\text{C}$.

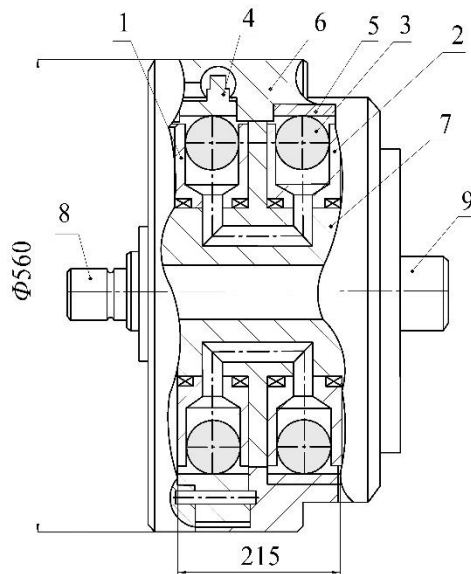


Рис. 8. Гідропередача ГОП-900, розроблена ВНДІГідропровод

Створення такої гідропередачі стало можливим тільки тому, що, по-перше, для забезпечення зазорів у поршневій парі «кулька – циліндр» у межах $20 \dots 40 \text{ мкм}$ були застосовані координатно-шліфувальні верстати нового покоління з можливостями високоточного оброблення, а по-друге, вдалося розробити технологію зміцнення внутрішніх поверхонь циліндрів. Така зміцнена поверхня забезпечила якісні трибологічні характеристики поршневих пар. Існує також проблема з вибором матеріалу кульки-поршня, точністю виготовлення його поверхні, контактними навантаженнями й масою. Щодо матеріалу, то, безумовно, найбільш привабливими були б матеріали з малою питомою вагою, нижчою, ніж традиційні сталеві. Зменшена маса кульок-поршнів має переваги щодо динамічних навантажень і збільшення частот обертання. З іншого боку, кулька-поршень має витримувати високі контакти навантаження.

У радіально-поршневих гідропередачах типу ГОП-900 кулька виконує функцію пор-

шня і здійснює обертальний рух по біговій доріжці аналогічно роботі в режимі радіального кулькового підшипника кочення та ковзає бічною стінкою циліндра. У цьому разі на кульку діють навантаження:

- швидкісне, обумовлене частотою обертання до $15\,500 \text{ хв}^{-1}$;
- контактні навантаження на поверхні кульки, що досягають 2400 МПа ,
- швидкість ковзання вздовж стінки циліндра до 52 м/с ;
- робоча температура поверхні кульки до $280 \text{ }^\circ\text{C}$ зумовлена високим статичним навантаженням, частотою обертання та ковзанням по циліндру в умовах, коли температура робочої рідини в гідропередачі досягає $100 \dots 130 \text{ }^\circ\text{C}$.

Статичне навантаження від тиску робочої рідини на кульку становить близько 100 кН (якщо тиск 32 МПа), що еквівалентно граничному навантаженню на кульку в процесі випробувань на стиск згідно з ГОСТ 3722 (водночас допускається лінійна деформація – до 3 мкм).

У зв'язку з відсутністю в Україні виробництва кульок діаметром $63,5 \text{ мм}$ у першому зразку гідропередачі ГОП-900 використовувалися кульки фірми *PBG* (Англія) зі ступенем точності 40.

У процесі випробувань гідропередачі було виявлено підвищене зношування та тріщини на поверхні кульок. Унаслідок аналізу було виявлено, що кульки мають знижену (до $58 \dots 59 \text{ HRCe}$) твердість у поверхневій зоні (для вимірювання твердості вишліфовувалися дві лиски завглибшки $1,5 \text{ мм}$). Твердість помітно знижувалася відповідно до наближення до центру лиски від 60 HRCe до 58 HRCe , що свідчить про різкий градієнт зміни твердості мірою віддалення від поверхні кульки. Для вивчення мікроструктури вирізалися секторні зразки електроіскровим методом. З огляду на результати мікродосліджень знижена твердість пояснюється появою немартенситних продуктів розпаду переохоложеного аустеніту в процесі загартування. Кількість немартенситних структур різко збільшувалась мірою віддалення від поверхні кульки. У цьому разі структури перлітного типу з'являлися навіть на поверхні, що пояснює знижену твердість поверхневого шару. Подібна різномірна структура, маючи різні міцнісні характеристики та деформуючись нерівномірно, спричиняє мікротріщини під час експлуатації кульки. За умови прийнятих режимів загартування в

оливі сталей типу ШХ-15 описаний ефект пов'язаний з недостатньою прожарюваністю сталі саме для цієї маси заготівлі кульки. Отже, нагрівання сталі під загартування здійснено до температур, вищих за оптимальні, що викликало повне розчинення карбідів хрому та зростання аустенітного зерна. Водночас охолодження кульок у процесі загартування виконано з недостатньою швидкістю, що призвело до наявності включень перліту не тільки в центральній частині кульки, а й у поверхневому шарі. Наявність перелічених вище недоліків різко знизило працездатність кульок-поршнів, до того ж в обох отриманих від фірми партіях з інтервалом у кілька місяців. За довідковими показниками сталь ШХ-15 використовується зазвичай для виготовлення кульок і роликів діаметром до 25 мм. Для деталей підшипників підвищених габаритів застосовуються леговані сталі ШХ-15СГ. Тому у зв'язку з негативними результатами було прийнято рішення про освоєння шариків діаметром 63,5 мм зі сталі ШХ-15СГ на харківському підприємстві «ХАРП». Стендові випробування гідропередач ГОП-900 з кульками-поршнями зі сталі ШХ-15СГ мали позитивні результати. Водночас недостатня теплостійкість кульок виявила тенденцію до мимовільного нерегламентованого зростання діаметра. З цієї причини необхідно було для забезпечення працездатності гідропередачі мати підвищений гарантований зазор у поршневих групах. Це дало змогу уникнути заклинювання кульок-поршнів у циліндрах, що підвищувало витрати оливи та знижувало ККД гідропередачі.

З метою отримання стабільної якості кульок у процесі їх виготовлення необхідне дотримання певних вимог.

1. Використання сталей електрошлакового або вакуум-дугового переплаву.

2. Вхідний контроль прокату згідно з ГОСТ 801, зокрема ультразвуковий контроль.

3. У виготовленні кульок методом гарячого штампування контроль за:

- якістю відпалу (вибірково);
- перегрівом сталі під час штампування та наявністю нафталіністого зламу (вибірково);
- значенням знеуглецьованого шару (вибірково).

4. Контроль за твердістю кульок (100 %).

5. Контроль за припалами на поверхні кульок (100 %).

6. Магнітний чи магнітно-люмінесцентний контроль (100 %).

7. Стабілізаційний відпуск кульок.

8. Поплашкове виготовлення партій кульок.

Аналіз результатів стендових випробувань гідропередач та інформаційний пошук у цьому напрямі вказав на можливість підвищення надійності роботи поршневих груп з допомогою використання кульок-поршнів із таких матеріалів: сталі марки Р5М5Ф3-ПМ-а (ГОСТ 28393, пруток кований з порошкової швидкорізальної сталі для гарячого оброблення тиском); керамічних матеріалів (нітрид кремнію, карбід кремнію, карбід бору). Кульки з кераміки мають низку переваг на відміну від сталевих, зокрема із швидкорізальної сталі:

- понад удвічі (для карбіду бору учетверо) велике значення модуля пружності, що знижує ступінь ризику пластичної деформації кульки або дає змогу підвищити тиск у гідропередачі;

- понад удвічі (для карбіду бору утричі) меншим значенням щільності, що допомагає знизити динамічні навантаження на кульку під час роботи на підвищених частотах обертання;

- понад ушестеро (для нітриду кремнію вчетверо) меншим значенням коефіцієнта термічного розширення, що знижує ступінь ризику заклинювання кульки в циліндрі під час пуску гідропередачі та дає змогу працювати без попереднього прогрівання, а також зменшити зазор у парі «поршень – циліндр», сприяючи підвищенню ККД гідропередачі та зменшенню настановної потужності насоса підживлення;

- висока твердість поверхні допомагає знизити зношування контртіл у поршневій парі (водночас із застосуванням високоякісної за трибологічними характеристиками робочої рідини).

Технологія виготовлення кульок-поршнів із нанесенням на них іонно-плазмового покриття наведена в роботах [15, 16].

Висновки

1. На прикладах розвитку конструкцій та розроблення нових матеріалів і технологій у галузі об'ємних аксіально- і радіально-поршневих гідромашин показано зростання їх технічного рівня з допомогою підвищення тиску й частоти обертання, адаптації до високотемпературних режимів експлуатації.

2. Завдяки новітнім антифрикційним матеріалам і високоточним верстатним техно-

логіям оброблення деталей у радіально-поршневих багатоциклових гідромоторах здійснено перехід від пар кочення до пар ковзання, що суттєво знизило радіальні габарити та масу в умовах одночасного підвищення частоти обертання. Також суттєвим досягненням є перехід на торцеві більш герметичні гідророзподільники замість цапфових, що підвищило об'ємний ККД гідромоторів.

3. Для перспективних швидкісних гідро-передач із кульками-поршнями розроблено рекомендації щодо вибору сталей і контролю за їх виробництвом на основі засобів матеріалознавства. Запропоновано роботи з виготовлення кульок-поршнів із керамічних матеріалів.

4. Наведена інформація та практичні результати досліджень заплановано впроваджувати під час викладання дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів будівельних та дорожніх машин» студентам-магістрам ХНАДУ.

Література

- Variable Plug-in Motor A6VE / Rexroth Bosch Group. RE 91606/06.12. Replaces: 10.07. 40 p.
- Axial piston variable pump A4VG Series 32 / Rexroth Bosch Group. RE-E 92003. Edition: 04.2016, Replaces: 06.2012. 72 p.
- Axial Piston Pump H1. Size 147/165. Single. Technical Information. SAUER DANFOSS. 11063347.Rev BC. Mar 2011. 36 p.
- Radial piston motor for compact drives MCR-C. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 15197. Edition: 12.203. 13 p.
- MHP20/MHP27 Hydraulic Motors / www.poclain-hydraulic.com. B24840Z. 05.10.2021. 60 p.
- URL: <https://rotarypower.com/product-types/hydraulic-motors/>
- Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В.Б. Самородов та ін.; за ред. В.Б. Самородова; НТУ «ХПІ». Харків: ФОП Панов А.М., 2020. 524 с.
- Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. HYGROSILA – HS-AC-03/012018. – 100 p. URL: <https://www.hydrasila.com/products/axial-pumps>
- Об'ємні гідроприводи для машин технічного обслуговування аеродромів та літаків: монографія / Г.А. Аврунін та ін. Харків: ХНАДУ, 2022. 305 с.
- MS18. Modular Hydraulic Motors / Poclain Hydraulics. Technical Catalog. 801478191E. Rev. 10/07/2003. 36 p.
- MS25. Modular Hydraulic Motors. Poclain Hydraulics. Technical Catalog. 801478192F. Rev. 10/07/2003. 32 p.
- POCLAIN HYDRAULICS. SELECTION GUIDE 2011. 03.2011. 45 p.
- POCLAIN HYDRAULICS. SELECTION GUIDE 2021. AO2486C-2021. 176 p.
- Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / під ред. Г.А. Авруніна. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
- Підвищення зносостійкості вузлів об'ємного гідропривода / Д.Б. Глушкова та ін. *Вісник ХНАДУ*. 2021. Вип. 94. С. 80–84.
- Аврунін Г.А., Глушкова Д.Б. Досвід використання пар тертя ковзання, ущільнень та робочих рідин в об'ємних гідроприводах будівельних та дорожніх машин. *Матеріалознавство та технології: матеріали міжнародної науково-технічної конференції: збірник статей*. Харків: ХНАДУ, 2022. С. 91–103.

References

- Variable Plug-in Motor A6VE / Rexroth Bosch Group // RE 91606/06.12. Replaces: 10.07. – 40 p.
- Axial piston variable pump A4VG Series 32 / Rexroth Bosch Group. RE-E 92003. Edition: 04.2016, Replaces: 06.2012. 72 p.
- Axial Piston Pump H1. Size 147/165. Single. Technical Information. SAUER DANFOSS. 11063347.Rev BC. Mar 2011. 36 p.
- Radial piston motor for compact drives MCR-C. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 15197. Edition: 12.203. 13 p.
- MHP20/MHP27 Hydraulic Motors. www.poclain-hydraulic.com. B24840Z. 05.10.2021. 60 p.
- URL: <https://rotarypower.com/product-types/hydraulic-motors/>
- Samorodov, V.B., Avrunin, H.A., Kyrychenko, I.H., Bondarenko, A.I., Pelypenko, Ye.S. (2020). Hidrota pnevmosystemy v avtotraкторобудуванні: navchalnyi posibnyk / za red. V.B. Samorodova; NTU «KhPI». Kharkiv: FOP Panov A.M., 524 s.
- Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. HYGROSILA – HS-AC-03/012018. 100 p. URL: <https://www.hydrasila.com/products/axial-pumps>
- Avrunin, H.A., Kyrychenko, I.H., Pimonov, I.H., Reznikov, O.O., Shevchenko, V.O., Shcherbak, O.V. (2022). Obiemi hidropriyvody dlia mashyn tekhnichnoho obsluhovuvannia aerodromiv ta litakiv: monohrafiia / Kharkiv, 305 s.
- MS18. Modular Hydraulic Motors / Poclain Hydraulics. Technical Catalog. 801478191E. Rev. 10/07/2003. 36 p.
- MS25. Modular Hydraulic Motors / Poclain Hydraulics. Technical Catalog. 801478192F. Rev. 10/07/2003. 32 p.
- POCLAIN HYDRAULICS. SELECTION GUIDE 2011. 03.2011. 45 p.
- POCLAIN HYDRAULICS. SELECTION GUIDE 2021. AO2486C-2021. 176 p.

14. Avrunin, H.A., Kyrychenko, I.H., Samorodov, V.B. (2016). Hidravlichne obladnannia budivelnykh ta dorozhnikh mashyn: pidruchnyk / pid red. H.A. Avrunina. Kharkiv, 438 s.

15. Hlushkova, D.B., Avrunin, H.A., Ryzhkov, Yu.V., Voronkov, O.I., Stepaniuk, A.I., Hnatiuk, A.A. (2021). Pidvyshchennia znosostiikosti vuzliv obiemnoho hidropryvoda. Visnyk KhNADU, vyp. 94, s. 80–84.

16. Avrunin, H.A., Hlushkova, D.B. (2022). Dosvid vykorystannia par tertia kovzannia, ushchilnen ta robochykh ridyn v obiemnykh hidropryvodakh budivelnykh ta dorozhnikh mashyn. Materialoznavstvo ta tekhnolohii: materialy mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii: zbirnyk statei. Kharkiv, s. 91–103.

Аврунін Григорій Аврамович, к.т.н., доцент кафедри будівельних і дорожніх машин, griavrunin@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>.

Глушкова Діана Борисівна, д.т.н., проф., завідувач кафедри технології металів та матеріалознавства, diana@khadi.kharkov.ua, <https://orcid.org/0000-0001-8612-6584>. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна.

Evolution of friction couples in volume hydraulic machines due to achievements in material science and technology

Problem. The article analyses modern achievements in the field of volumetric axial and radial piston hydraulic machines for the mobile sector of application in terms of using the latest design solutions, friction pair materials and technologies. **Goal.** The aim is to acquaint specialists with directions for creating hydraulic machines of a modern technical level due to increased pressure and rotation frequency. **Methodology.** The evolution of constructive decisions regarding the selection of pairs of rolling and

sliding friction and their change depending on the achievements in materials science, tribology and increasing the accuracy of machines for the finishing of friction surfaces are consistently considered. **Results.** It is shown that in axial-piston hydraulic machines with an inclined disk, the transition to hydrostatic piston pairs with heel pads was made, which made it possible to increase the pressure up to 52 MPa. In radial-piston high-torque multi-cycle hydraulic motors, almost all manufacturers have replaced the rolling friction piston pairs with sliding pairs due to the latest anti-friction materials and precision processing. Thus, the ratio of mass to power decreased almost 6 times. For radial-piston hydraulic transmissions with ball-pistons, a failure analysis was performed, respectively, regarding the materials used, quality and control of heat treatment. **Originality and practical value.** For promising high-speed hydraulic transmissions with ball-pistons, recommendations have been developed for the selection of steels and control of their manufacture on the basis of taking into account materials science tools. The work in the production of piston balls from ceramic materials are offered. The given informative and practical research results are planned to be taught to master's students in the discipline of "Design and Testing of Hydraulic Drives of Construction and Road Vehicles" at KhNAHU.

Key words: pumps and hydraulic motors for volumetric hydraulic drives, structural features of hydraulic machines, technical level, materials of friction pairs, technological processes.

Avrunin Grygoriy, Ph.D., associate professor, griavrunin@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>,

Hlushkova D., Doctor of Technical Sciences, Professor, diana@khadi.kharkov.ua, <https://orcid.org/0000-0001-8612-6584>. Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.