

УДК 621.22

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.91.0.172

ДО ВИБОРУ МАТЕРІАЛІВ РОБОЧИХ І РОЗПОДІЛЬНИХ ЛАНОК ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН ДЛЯ ПОТРЕБ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНЬОЇ ІНДУСТРІЇ

Аврунін Г. А.¹, Глушкова Д. Б.¹, Самородов В. Б.², Пелипенко Є. С.²,
Рижков Ю. В.¹, Шевченко Д. М.¹, Мороз І. І.¹, Степанюк А. І.¹

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

²Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Анотація. У статті показано, що в об'ємних гідроприводах для будівельних і дорожніх машин через удосконалення вузлів тертя істотно підвищені номінальні тиски й понижена матеріаломісткість гідромашин – насосів і гідромоторів. Залежно від швидкодії навантаження на гідропривід машини, для забезпечення запасу щодо робочого тиску рекомендовано попереднє динамічне моделювання, за результатами якого вибирається значення робочого об'єму гідромотора.

Ключові слова: об'ємний гідропривід, насос, гідромотор, конструкції пар тертя, матеріали, математична модель динаміки, коливання тиску.

Вступ

Об'ємні гідромашини, що містять насоси, гідромотори й гідроциліндри, належать до складу об'ємних гідроприводів (ОГП) будівельних і дорожніх машин (БДМ) різноманітного призначення. ОГП називається привод, до складу якого належить гідравлічний механізм, в якому робоча рідина (РР) знаходиться під тиском та має один чи більше об'ємних гідродвигунів [1]. Основними вузлами гідромашин є робочі й розподільні ланки РР.

Робочою ланкою об'ємного насоса називають характерну деталь або групу деталей, що утворюють разом з іншими робочу камеру, приведену в рух вхідною ланкою об'ємного насоса [2]. Вихідною ланкою об'ємного гідродвигуна називають характерну деталь або групу деталей, що беруть участь в утворенні робочої камери і приводить в рух вихідну ланку об'ємного гідродвигуна (гідроциліндра, гідромотора або поворотного двигуна). Основними парами тертя в об'ємних гідромашинах є пари тертя ковзання й кочення, що працюють в екстремальних режимах за силових і швидкісних навантажень відповідно до вимог забезпечення мінімальної матеріаломісткості й достатнього рівня надійності. Згідно з навантаженнями, що допускаються на пари тертя, призначаються основні параметри об'ємних гідромашин, зокрема максимальний тиск і частота обертання насоса або гідромотора. Тому в процесі розроблення гідромашин, під час ремонту й модернізації тих, що знаходяться в експлуатації, вибору пар тертя при-

діляється особлива увага. Сучасні об'ємні гідромашини працюють в умовах високих, швидкісних за тиском температурних навантажень. Так, в аксіальнопоршневих гідромашинах частоти обертання вихідного вала досягають 10000 хв⁻¹, тиски РР – до 50 МПа, а її температури – в межах від «мінус» 50 до 135 °С. Забезпечення працездатності вузлів тертя за таких високих параметрів можливо за умов застосування високоякісних матеріалів, покриттів, прецизійного оброблення поверхонь контртіл і відповідного сорту РР. Тому вибору матеріалів, термооброблення й якості шорсткості поверхонь приділяється велика увага. Важливою проблемою є також оптимальний вибір робочих об'ємів гідромоторів у процесі проектування нових ОГП для БДМ, що забезпечують достатній ресурс і значною мірою визначають їхню вартість, що призводить до необхідності здійснення функціонально-вартісного аналізу. Отже, головним етапом є облік навантажень, які не повинні перевищувати значень, що допускаються в характеристиках гідромашин.

Аналіз публікацій

Основні відмови гідромашин ОГП згідно з дослідженнями фірми Eaton Hydraulics (США) [3; 4] викликані забрудненням РР (до 80 %), до 15 % відмов припадає на режими роботи за умов підвищених тисків і в умовах кавітації і підвищеної аерації РР і тільки до 2,5 % відмов викликані випадковими поломками деталей насосів і належать до непрогнозованих причин. Тому найбільш ефективним методом підвищення надійності роботи

ОГП є відвернення потрапляння забруднень до гідросистеми. Помилки, що мають місце під час проектування ОГП, наведені в роботах [5;6]: 1) конструктивні недоліки; 2) помилки під час вибору матеріалів та в процесі визначення проміжків і допусків на деталях контртіл; 3) низькі трибологічні характеристики вибраної РР; 4) трибологічні помилки під час вибору матеріалів пар тертя; 5) схемні помилки через нераціональний розподіл і використання потоків потужності в ОГП. Основними чинниками, що впливають на надійність пуску ОГП в експлуатації, є такі: 1) режим навантаження; 2) температурні чинники; 3) конструктивні недоліки гідропристроїв і ОГП; 4) трибологічні і в'язкісно-температурні властивості РР та рівень її очищення від забруднень; 5) кваліфікація оператора машини. Характер зношування пар тертя й основні види відмов в ОГП наведені в [7]: 1) порушення динамічних характеристик – 10 %; 2) невідповідність експлуатаційних режимів навантаження ОГП, що

допускаються за технічною характеристикою – 16 %; 3) порушення функціонування – 16 %; 4) руйнування гідро пристроїв – 17 %; 5) втрата герметичності – 45 %.

Призначення або аналіз оптимальних режимів експлуатації об'ємних гідромашин і ОГП загалом пов'язані зі значеннями номінального, максимального і пікового тисків (останні два мають істотні обмеження щодо тривалості дії), у зв'язку з чим на рис. 1 наведені відповідні графічні залежності [8]. Якщо номінальний тиск не має обмежень за часом, то максимальний не повинен перевищувати 39 с, а піковий 120 мс. Особливу увагу під час вибору робочого об'єму насосів і гідромоторів необхідно приділяти запасу між номінальним і робочим тиском [1], зокрема конкретним значенням під час експлуатації БДМ. Один з прикладів катастрофічного руйнування підшипників кочення в гідромоторі через роботу на надпікових тисках (порушення динамічних характеристик) наведений у роботі [9].

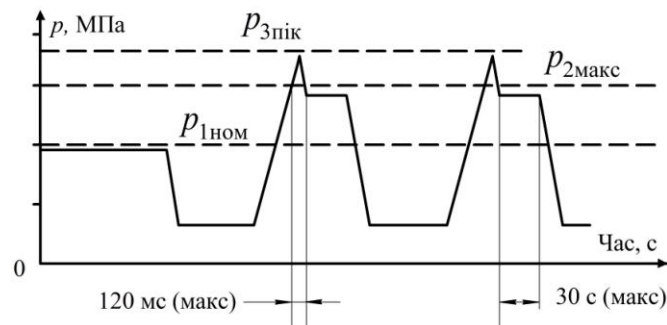


Рис. 1. Графічна інтерпретація номінального, максимального і пікового тисків

Таким чином, у статті ставиться завдання аналізу вживаних матеріалів у парах тертя гідромашин відповідно до особливостей експлуатації й аналізу можливих значень динамічних навантажень, як порівняти з технічними параметрами виготівників, що допускаються. Розглянемо конструктивні особливості пар тертя гідромашин, які вживаються в ОГП БДМ щодо еволюції їхніх характеристик та відповідно до основних критеріїв вибору за значеннями питомого тиску p , швидкості ковзання v , добутку цих показників $p \times v$ і контактних навантажень σ_k , що допускаються для пар тертя кочення.

На рис. 2 наведені поршневі групи аксіальнопоршневих з похилим диском і радіальнопоршневих насосів щодо еволюції їхнього розвитку, пов'язаної з підвищенням тиску. В аксіальнопоршневих насосах поршні з точ-

ковим контактом і діаметром голівки поршня, що дорівнює його діаметру (рис. 2, а), обмежували максимальний тиск значенням 12 МПа. Перехід на конструкцію з гідростатичними під'ятниками (рис. 2, б) дозволив за останні 50 років поетапно збільшити робочий тиск в аксіальнопоршневих гідромашинах з 20 до 50 МПа. Грибоподібна голівка поршня більшого діаметра, ніж сам поршень (рис. 2, в), дозволила збільшити максимальний тиск в аксіально- й радіальнопоршневих насосах до 25...32 МПа. Ця межа за тиском змусила конструкторів знайти технічні рішення в радіальнопоршневих гідромашинах двома способами: у процесі встановлення на ексцентриковий вал 4 обойми 3 на роликівому підшипнику 5, що обмежує ковзання під'ятника 2 поршня 1 і дозволяє збільшити тиск до 40 МПа (рис. 2, г); за аналогією з ак-

сіальнопоршневими гідромашинами створити пару поршень 1 з гідростатично розвантаженим під'ятником 2 в конструкціях з поршнями (рис. 2, д), що обертаються разом з блоком циліндрів, і нерухомим блоком цилін-

дрів і ексцентриковим валом 4, що також обертається. У цьому випадку отримали поширення конструкції насосів з клапанним розподілом РР, в яких всмоктування здійснюється через паз до ексцентрики 4 (рис. 2, е).

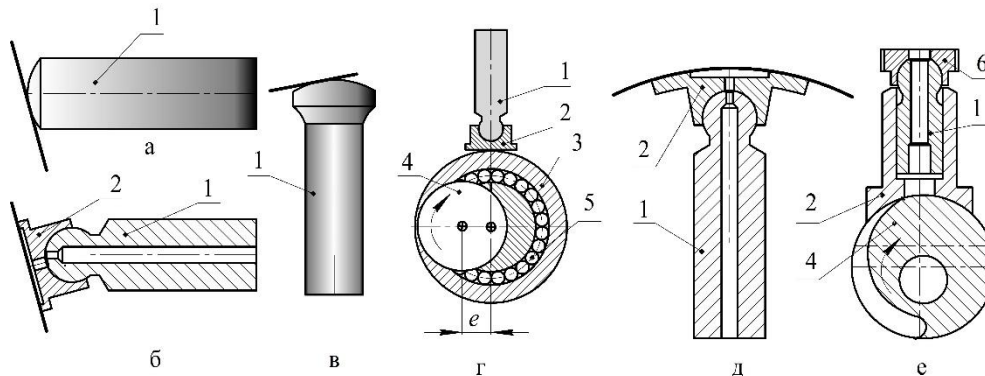


Рис. 2. Поршневі групи насосів згідно з їхнім історичним розвитком: 1 – поршень; 2 – під'ятник (б, д і е – з гідростатичним розвантаженням); 3 – обойма ексцентрикового вала 4; 5 – ролик підшипник; 6 – сферична опора поршня 1

Безумовно, вражають досягнуті результати з вдосконалення конструкцій насосів. Наприклад, найпоширеніший радіальнопоршневий насос НРР-500 на тиск 20 МПа, що до цього часу використовують у пресах, має масу в 1660 кг, а його наступник з таким самим робочим об'ємом моделі 50НРР500, але вже на максимальний тиск 63 МПа має масу 420 кг. Радіально-поршневий насос Н403У з робочим об'ємом 25 см³ на максимальний тиск 40 МПа має масу 47,5 кг, а аксіальнопоршневий насос з похилим диском і масою 39 кг А4VSO має робочий об'єм в 40 см³, тобто в 1,6 раза більше за таким самим та з максимальним тиском 25 МПа, істотно поступається моделі НР2-1250, маса якої становить 1100 кг, а максимальний тиск – 40 МПа.

Нині рівень тисків в 40...50 МПа засвоєно також в насосах і гідромоторах з похилим блоком циліндрів, зокрема необхідно підкреслити досягнення в цьому напрямі і вітчизняних фахівців. Гідромашини такого типу застосовують у мобільній техніці, проте можуть використовувати і в ОГП пресів завдяки більш високому номінальному тиску, ніж робочий (близько 14 МПа) в старих пресах. Такий запас за тиском дозволить забезпечити надійність ОГП пресів, а доступність закупівель без митного очищення та істотно нижча в 3...5 разів ціна, як порівняти з імпортними зразками, а також розвинена інфраструктура ремонтних підприємств дозволяє вважати такий напрям модернізації перспективним. Необхідно також зазначити, що перехід на регульовані насоси з автоматичними регуля-

торами типу «постійності тиску» є резервом енергозбереження. Широкий асортимент гідропристроїв для модернізації ОГП пресів постачає харківське підприємство Моторімпекс. Ремонт насосів типу НРР-400 здійснює харківське конструкторсько-технологічне бюро СКТБ Гідромодуль, а ремонт гідромоторів TF50 VON ROLL AG кувальних маніпуляторів фірми Gelsenkirchen – харківське підприємство Промгідропривод.

Лідером з виробництва аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском (НД) є українське ВАТ Гідросила. На рис. 3 наведено поперечний розріз аксіальнопоршневого гідромотора, що містить блок циліндрів 1, в осевих розточуваннях якого встановлені поршні 2 з під'ятниками 3. Похилий диск 4 встановлений в корпусі 5, і за допомогою диска ковзання 6, сфери 7 і пружини 8 до нього притискаються під'ятники 3 поршнів 2. Вихідний вал 9 встановлений в передньому 10 і задньому 11 радіальноупорних конічних підшипниках корпусу 5 і задньої кришки 14. Блок циліндрів 1 приводить в обертання вал 9 за допомогою шліцевого з'єднання. На торці блока циліндрів розміщено приставне дно (бронзовий оголовник) 12, яке спирається на торцевий розподільний диск 13, встановлений в задній кришці 14. Притискання блока циліндрів 1 і приставного дна 12 до торцевого диска 13 на режимі пуску створюється пружиною 15. Для зниження втрат на тертя і підвищення зносостійкості гідромашин у поршневих розточуваннях блока циліндрів 1 встановлені бронзові втулки 16.

Ущільнення торцевого типу вала 9 розміщено в передній кришці 17. У блоці 18 розміщені запобіжні клапани основних магістралей А і В, «промивальний» гідророзподільник і клапан тиску, що забезпечують охолодження вузлів тертя гідромотора, функціонування системи підживлення й керування ОГП. Під час роботи гідромотора че-

рез задню кришку 14 від насоса ОГП до торцевого розподільного диска 13, за допомогою якого РР потрапляє до поршневих порожнин блока циліндрів 1, подають РР. Тиск РР на поршень 2 і підп'ятник 3 передається на похилий диск 4 і приводить блок циліндрів 1 та вихідний вал 9 в обертання.

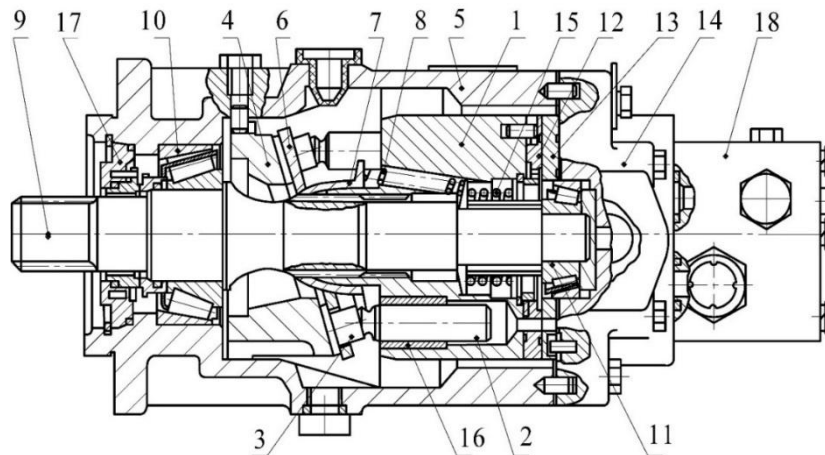


Рис. 3. Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим диском серії МП ВАТ Гідросила

На рис. 4 наведено аксіальнопоршневі гідромашини з похилим блоком циліндрів (НБ). Гідромашини першого покоління на номінальний тиск 16 МПа мали бронзовий блок циліндрів. Для підвищених тисків для зниження деформацій здійснений перехід на сталевий блок з бронзуванням поверхонь отворів для поршнів і контактування з розподільним диском (рис. 4, а). В осевих розточуваннях блока циліндрів 2 розміщені поршні 6 з шатунами, сферичні голівки яких встановлені в приводному фланці вала 1. Розподільний вузол торцевого типу містить сферичний диск 3 з розподільними дугоподібними вікнами 4 і задню кришку 7 для підведення і відведення РР. На рис. 4, в наведений поршень 6 у зборі з шатуном 5, отвори Г, Д і Е необхідні для змазування поверхонь тертя поршня й шатуна. Найбільш відповідальними з точки зору зношення й довговічності гідромашин є такі прецизійні поверхні, як циліндрична А поршня й сферичні Б і В шатуна. Поєднання шатунами функцій опор фланця вихідного вала й сферичних поршнів (рис. 4, б і г) дозволило знизити сили тертя між поршнями 5 і розточуваннями у блоці циліндрів 2, а також підвищити механічний ККД. Ущільнення сферичного поршня кільцями 8 забезпечує мінімальні витоки й запобігає термічному заклинюванню, що дає можливість працювати на високих час-

татах обертання. Великий кут нахилу блока циліндрів щодо вихідного вала (40...45 градусів) дозволяє збільшувати робочий обсяг і мінімізувати габарити й масу гідромашин. Посилені підшипники дозволяють сприймати валу гідромашин осеві й радіальні навантаження, а проста й міцна конструкція гідромашин з невеликою кількістю частин, що рухаються, підвищує їхню надійність. Гідромашини з єдиною конструкцією поршневої групи створені шведською фірмою Svenska Flygmotor Aktiebolaget (винахідником сферичного поршня є інженер Г. Вальмарк) і нині представлені в Україні провідними світовими виробниками PARKER HYDRAULICS [10], REXROTH BOSCH GROUP [11] і SAUER-DANFOSS [12]. Підвищення технічного рівня гідромашин з похилим блоком реалізоване за допомогою істотного зниження маси та підвищення максимальної частоти обертання.

Функцію повідомлення робочих ланок гідромашин, зокрема підведення і відведення РР, здійснюють розподільні вузли, які класифікуються [2] як золотникові, клапанні й кранові. Золотникові розподільні вузли можуть бути торцевого (див. рис. 4) й цапфового типів. На рис. 5 наведено радіальнопоршневий гідромотор моделі МРФ-400/25 з розподілом цапфою РР. Спочатку в гідромоторах використовують золотниковий розпо-

діл РР, індивідуальний для кожного поршня, а з середини 80-х років минулого століття і до сьогодні випускають модернізовані гідромотори 5-ти робочих об'ємів від 160 см^3

до 1600 см^3 на номінальний тиск 25 МПа і максимальний 32 МПа, в яких встановлено цапфовий розподільний вузол.

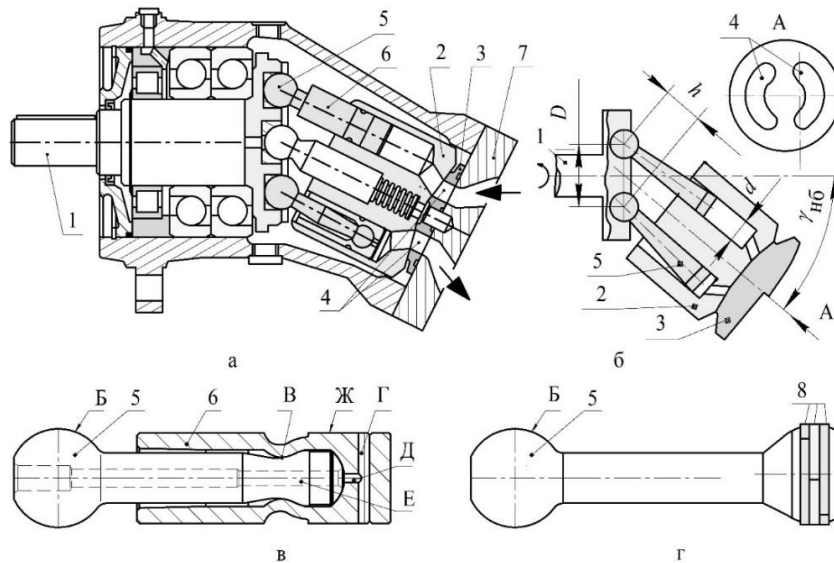


Рис. 4. Аксиальнопоршневі гідромашини з похилим блоком циліндрів виробництва ВАТ «Буд-гідраліка» (а – розріз; б – поршень у зборі) і серії F11 фірми PARKER HYDRAULICS: в – єдина деталь шатун-поршень гідромашини (г)

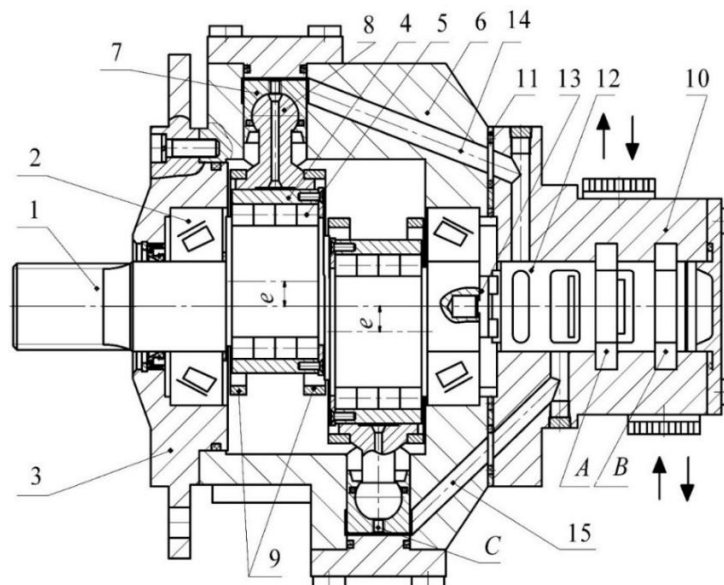


Рис. 5. Радіальнопоршневий гідромотор МРФ-400/25М1 з розподілом цапфою конструкції ВНДГідропривода (випускається з 1987 р. і до сьогодні)

Гідромотори з робочим об'ємом до 400 см^3 мають роликові підшипникові опори шатунів на ексцентриковому кулачку, а інші типорозміри – гідростатичне розвантаження шатунів. Гідромотор (рис. 5) містить вал 1 з ексцентриковими кулачками й обоймами 4 на насипних роликових підшипниках 5, встановлених в підшипниках 2 пе-

редньої кришки 3 і корпусу 6. Поршні 7 і шатуну 8 встановлені в радіальних розточеннях корпусу 6. Кінематичний зв'язок між поршневими групами й обоймами 4 ексцентрикового вала 1 забезпечується за допомогою кільця ведення 9. Корпус розподільника 10 кріпиться до силового корпусу 6 за допомогою проміжної пластини 11 з ущільню-

вальними кільцями (за типом модульної апаратури) і містить цапфу 12, привод обертання якої від вала 1 здійснюється за допомогою муфти 13. У корпусі розподільника 10 знаходяться кільцеві колектори *A* і *B* для сполучення з цапфою 12 і магістралями гідросистеми. Сполучення поршневих камер гідромотора з розподільним вузлом здійснюється за допомогою каналів 14 і 15 в корпусі 6. Отвір *C* потрібен для змащування сферичної опори шатуна 8 і часткового розвантаження його п'яти. Тиском РР створюється зусилля, що діє на поршні 7, що рухаються від верхньої «мертвої» точки до нижньої. Зусилля поршнів передається на шатуни 8 і крізь обойми 4 підшипників на ексцентрики вала 1, створюючи крутний момент і приводячи в обертання вал гідромотора. Інша частина поршнів у цей час рухається від нижньої «мертвої» точки до верхньої, витісняючи РР вздовж каналів корпусу крізь розподільник 12 до відповідного кільцевого колектора *A* або *B*, що поєднаний зі зливною магістраллю гідросистеми. Реверсування обертання вала гідромотора досягається в процесі зміни напрямку підведення РР до кільцевих колекторів *A* і *B* за допомогою гідророзподільника в розімкненому ланцюзі циркуляції РР або реверсивного насоса, що

працює спільно з гідромотором у замкненому ланцюзі циркуляції РР.

Радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями застосовують в ОГП будівельно-дорожніх і сільськогосподарських машин, потужністю до 15 кВт [13], і військових гусеничних машин для механізмів повороту і двопотокових трансмісій, забезпечуючи безступінчастий розгін машини і плавний поворот, пропорційний відхиленню штурвала. На рис. 6 наведено ОГП моделі ГОП-900 конструкції НДГідроприводу [14], що складається з двох радіальнопоршневих одноциклових (ексцентрикових) гідромашин з шариками-поршнями 3, встановленими у блоках циліндрів насоса 1 і гідромотора 2, що контактують з реактивними кільцями (обойми) 4 насоса і 5 гідромотора. Обойма 4 насоса має регульований ексцентриситет для зміни його робочого об'єму. У корпусі 6 встановлено блок розподільних цапф 7. Блоки циліндрів насоса і гідромотора сполучені з валами 8 і 9. ОГП ГОП-900 належить до нероздільного (моноблочного) типу, що складається з гідромашин, які конструктивно є одним цілим. Максимальний робочий об'єм кожної гідромашини становить 680 см^3 , частота обертання гідромотора – до 3100 хв^{-1} , тиск – до 32 МПа, вихідна потужність – до 700 кВт; температура РР – до $130 \text{ }^\circ\text{C}$.

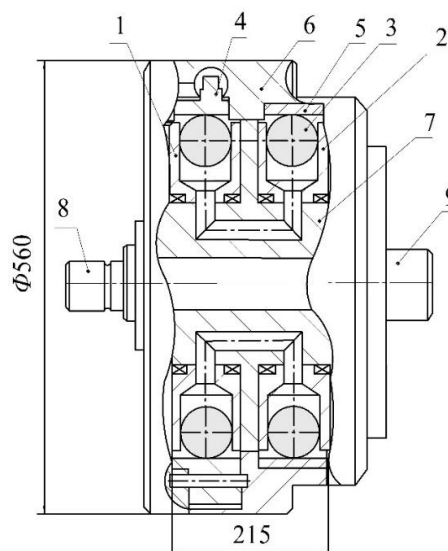


Рис. 6. ОГП ГОП-900 розроблення НДГідроприводу і ХКБМ ім. О. О. Морозова

У мобільних машинах застосовують героторні гідромотори, які належать до класу високомоментних тихохідних гідромашин. Героторним гідромотором називається гідромотор з внутрішнім зчепленням, в якому робочі камери відокремлені одна від одної лише зу-

бцями шестерень без проміжного серпоподібного елемента [2]. Принцип дії героторних гідромоторів (використовують також терміни планетарні, орбітальні і шестеренні з внутрішнім зчепленням) ґрунтується на різному співвідношенні зубів нерухомого статора

(зовнішньої шестерні) та всередині статора шестерні, яка обертається, у цьому випадку осі цих деталей не співпадають (мають ексцентриситет). У процесі обертання внутрішньої шестерні (її рух є планетарним) між зубами шестерень утворюються змінні за обсягом шестерню, за допомогою якої передається крутний момент на вихідний вал гідромотора. Розподільний вузол гідромотора торцевого або цапфового типів обертається синхронно з внутрішньою шестернею і забезпечує наперемінне сполучення робочих камер гідромотора з магістралями високого (від насоса) і низького (зливу) тиску. Гідромотори випускаються в різних конструкціях, що впливає на вихідні характеристики, довговічність і габарити.

За типом героторної шестеренної пари розрізняють гідромотори з безпосереднім контактом зубів внутрішньої і зовнішньої шестерень і з роликками у зовнішній шестерні (такий тип гідромоторів називають «геролерним»).

Геролерна конструкція забезпечує мінімальний рівень тертя та підвищує довговічність гідромотора навіть за умов постійної роботи з високими тисками, тому такі гідромотори рекомендовані для експлуатації за умов частих реверсів і на малов'язкісних РР.

Героторний гідромотор (рис. 7) складається з передньої кришки 1, проставки 2, задньої кришки 3 та встановленого між ними статора 4 з внутрішнім зубчастим вінцем. Робочий орган гідромотора складається з ро-

тора 5 у вигляді шестизубої шестерні, що знаходиться в зчепленні зі статором 4, внутрішні зуби якого утворені сімома циліндричними вставними роликками 6. Вал гідромотора 7 встановлений в радіальноупорних кінцевих підшипниках 8 й ущільнений за допомогою манжети 9. Ротор 5 з роликками 6 статора 4 обмежений вздовж стінок проставками 2 і 10, що забезпечують герметичність робочих камер. У процесі обкатування ротора 5 вздовж роликів 6 статора 4 утворюються замкнені робочі камери змінного об'єму. У цьому випадку вісь ротора описує коло радіусом, що дорівнює заданому ексцентриситету робочої пари шестерень. Сполучення робочих камер з магістралями ОГП забезпечується за допомогою розподільного вузла, що містить торцевий обертовий диск 11 і диференціальний (ступінчастий) поршень 12, порожнини *a* або *b* якого забезпечують притискання диска 11 до шестеренної пари. Передача обертання від вала 7 до диска 11 здійснюється деталями 13 і 14 карданної передачі. Гідромотори шести робочих об'ємів від 80 см³ до 315 см³ на номінальний тиск 16 і максимальний 21 МПа допускають радіальне в 6000 Н і осьове в 3000 Н навантаження на вал.

Фірма WHITE HYDRAULICS (США) спеціалізується на виробництві героторних гідромоторів 15 серій з робочими об'ємами від 50 до рекордних 2100 см³ [15].

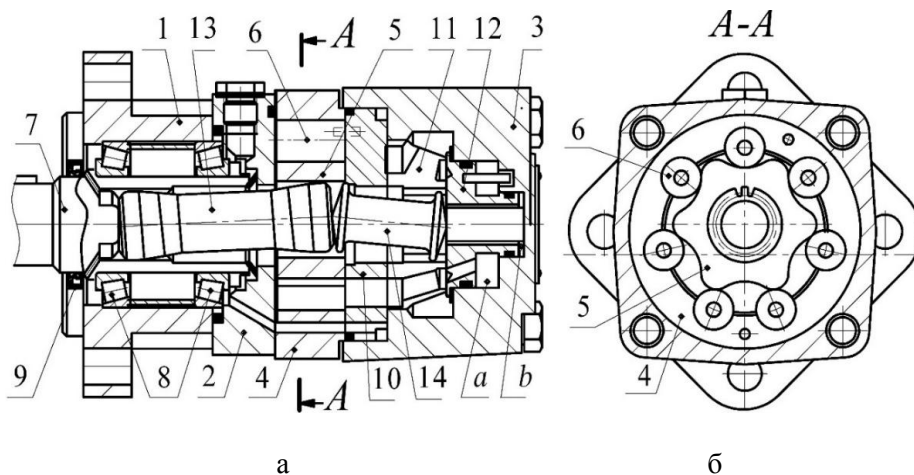


Рис. 7. Героторний гідромотор: а – подовжній; б – поперечний розрізи

Фірма МОТОР-Імпекс (м. Харків) постачає на ринок України героторні гідромотори виробництва фірми M+S HYDRAULIC (Болгарія) [16]. У дев'яти серіях гідромоторів є 58 значень робочих об'ємів від 8 см³ до 800 см³ на тиск 11...40 МПа і потужністю до 54 кВт.

Загальний вигляд шестеренного насоса з внутрішнім зачепленням серії IGP фірми Diplomatic Hydraulics (Італія) наведено на рис. 8 [17]. До складу серії належать п'ять груп насосів з робочим об'ємом від 3,6 см³ до 252 см³ (22 моделі) на номінальний тиск до

33 МПа і максимальний до 35 МПа. Максимальна частота обертання становить від 1800 хв^{-1} до 3600 хв^{-1} (залежно від значення робочого об'єму). Маса насосів – від 4 кг до 59 кг. Подача насосів за частоти обертання в 1500 хв^{-1} досягає від 5,4 до 378 л/хв.

Мінімальна частота обертання насосів – 400 хв^{-1} . Насоси відрізняються лише низьким рівнем шуму: за частоти обертання 1500 хв^{-1} і тиску 25 МПа рівень шуму складає 57...78 дБа, підвищуючись зі збільшенням робочого об'єму.

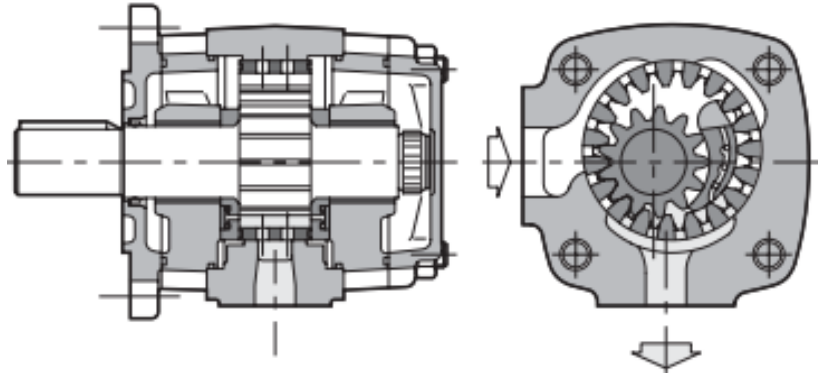


Рис. 8. Шестеренний насос з внутрішнім зачепленням моделі IGP Diplomatic Hydraulics

У табл. 1 наведено систематизовані ВНДГідроприводом відомості щодо типів об'ємних гідромашин, характерні вузли (пари) тертя ковзання, режими їхньої роботи, матеріали, що використовуються, та види термооброблення [18]:

1. НР-1250/200 – радіальнопоршневий ексцентриковий насос із клапанним розподілом РР: робочий об'єм – 1250 см^3 , номінальний тиск – 20 МПа;

2. НАР-63/200 – аксіальнопоршневий регульований насос із похилим диском і торцевим розподільником РР: робочий об'єм – 63 см^3 , номінальний тиск – 20 МПа;

3. РМНА-250/320 – аксіальнопоршневий мотор-насос з нерегульованим робочим об'ємом, похилим диском і торцевим розподільником РР: робочий об'єм – 250 см^3 , номінальний тиск – 32 МПа;

Таблиця 1 – Характеристики пар тертя об'ємних гідромашин

Тип гідромашини, пара тертя	Матеріали контртіл	Характеристика пари тертя			Термооброблення / HRC (HV)
		p	v	$p \times v$	
1	2	3	4	5	6
НР-1250/200: Поршень-втулка	Сталь 20Х / Бр. АЖ 9-4	15	2	30	Ц/59-62
НАР-63/200: Підп'ятник – НД; Блок цил. – РД; Підп'ятник-поршень	Бр. АЖ9-4 / Сталь Х12Ф1 Бр. ОСН10-2-3 / Сталь Х12Ф1 Бр. АЖ 9-4 / Сталь 18ХГТ	1,7 2,9 30	7 10 0,3	12 29 9	О3/59-62 О3/59-62 Ц/59-62
РМНА-250/320: Підп'ятник – НД; Ротор – РД; Плунжер-ротор	Бр. АЖН 10-44 / Сталь 38Х2МЮА Сталь 38Х2МЮА / Бр ОСН 10-2-3 Сталь 38Х2МЮА / БрАЖМц11-6,5-1	1,9 0,7 31	12 17,5 2,1	42 12,3 65	Аз., HV900 Аз. Аз.
УНА-450/200: Плунжер-ротор; Підп'ятник – НД	Сталь 18ХГТ / БрАЖН10-4-4 БрАЖН10-4-4 / Сталь 38Х2МЮА	33 1,5	2,5 12	82,5 18	Ц/57-63 HV900
МРФ-400/25М1: Поршень-шатун; Поршень-гільза	Чавун А4В-1 / Сталь 18ХГТ	45 20	0,050 ,45	2,25 9	Ц/56-62 Ц/56-62

Закінчення табл. 1

1	2	3	4	5	6
НА 74-90/320 Підп'ятник – НД	БрАЖ9-4 / Сталь Х12Ф1	1,5	11	16,5	О3/59-62
НА 74-224/320 Підп'ятник – НД	БрОСН 10-2-3 / СтальХ12Ф1	1,5	15	22,5	О3/59-62
Г12-2: Пластина – статор	Сталь Р6М5 – Сталь ШХ15	700	6	4200	О3/60-64
Г12-3: Пластина – статор	Сталь Р6М5 / металокераміка Ж420Х3	700	3	2100	О3/60-64

Примітки: p – питомі тиски, МПа; v – швидкість, м/с; $p \times v$, МПа.м/с; вид термооброблення: О3 – об'ємне загартування; Ц – цементация; Аз – азотування; НД – похилий диск; РД – розподільний диск.

4. УНА-450/200 – аксіальнопоршневий насос з регульованим робочим об'ємом, похилим диском і торцевим розподільником РР: робочий об'єм – 450 см³, номінальний тиск – 20 МПа;

5. НА74-90/320 і НА74-224/320 – аксіальнопоршневі насоси з похилим диском і клапанним розподільником РР: робочий об'єм – 90 і 224 см³, номінальний тиск – 32 МПа;

6. МРФ-400/25М1 – радіальнопоршневий одноцикловий гідромотор з постійним робочим об'ємом і цапфовим розподільником РР: робочий об'єм – 400 см³, номінальний тиск – 25 МПа;

7. Г12-2 і Г12-3 – пластинчасті насоси з постійним робочим об'ємом від 8 см³ до 224 см³, номінальний тиск – 6,3 МПа.

Додаткова інформація щодо матеріалів, які використовуються в аксіальнопоршневих гідромашинах:

- 310.56; 310.112; 3031.56 – сплав АК7Ц9 ГОСТ 1583-89, бронза Бр012 ТУ 48-26-15-77, латунь ЛМцКСН 58-3-1,5-1,5-1 ТУ 48-21-775-85, сплав АК7Т9 ГОСТ 1583-89;

- 410.112; 310.224; 311.224М – бронза Бр 012, Бр АЖН 10-4-4 ГОСТ 18175-78, сталь 38Х2МЮА (азотування);

- ГСТ 90 – втулка торцевого ущільнення Бр 05С25 ГОСТ 613-79, дно приставне – пруток ГКРН-80НД (ЛМцКНС58-3-1, 5-1,5-1 ТУ48-21-275-85), п'ята ЛМцСКА58-2-2-1-1, втулка сферична та втулка ЛМцСКА58-2-2-1-1 ТУ48-0808-99-89;

- АПМ3-33/25 – поршень 30Х3ВА ТУ14-1-950-86 (азотування $h = 0,15...0,35$, HV 700), підп'ятник і ротор БРАЖН10-4-4 ГОСТ 1628-78, вал – сталь 40Х ГОСТ 4543-71 (30...35 HRCe), диски ковзання і розподільний – Х12Ф1-Ш ТУ 14-19-96-90 (58...62 HRCe).

Необхідно зазначити, що поява латуні типу ЛМц є результатом закупівлі колишнім СРСР ліцензій на насоси та гідромотори передових західних фірм і необхідністю створення власних високоефективних трибологічних матеріалів. У процесі експлуатації ОГП за низьких температур (кліматичне виробництво ХЛ за ГОСТ 1515) вимоги до якості поверхні деталей мають бути підвищені не менше ніж на один клас [19]. Щоб уникнути виникнення натягу в рухливих з'єднаннях і зменшення натягу в пресових з'єднаннях, необхідно здійснити коригування (перерахунок) початкових допусків і посадок сполучних деталей, що забезпечують роботу з'єднання за температури 20 °С (за методикою, викладеною в ГОСТ 14892, з використанням коефіцієнтів корекції k у табл. 2). Значення проміжку або натягу визначають за формулою

$$\delta_{-40^{\circ}\text{C}} = k \cdot \delta_{+20^{\circ}\text{C}}, \quad (1)$$

де $\delta_{-40^{\circ}\text{C}}$ – значення проміжку або натягу, необхідне для з'єднання за температури «мінус» 40 °С, $\delta_{+20^{\circ}\text{C}}$ – початковий проміжок або натяг за температури 20 °С.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнта корекції k для деталей

Пара деталей, що сполучається		Коефіцієнт корекції k	
що охоплює	охоплювана	для проміжку	для натягу
сталь	сталь	1,0	1,0
сталь	бронза	0,61	1,64
сталь	чавун	1,15	0,87

Рекомендовані параметри шорсткості деталей у виконанні ХЛ: зовнішні поверхні від 40 мкм до 20 мкм; нерухомі з'єднання від 2,5 мкм до 0,63 мкм; рухливі з'єднання від 0,16 мкм до 0,040 мкм. У табл. 3 наведені рекомендації щодо вибору сталевого прокату для виготовлення деталей ОГП у виконанні ХЛ [19].

Таким чином, в об'ємних гідромашинах використовують різноманітні матеріали, що забезпечують працездатність вузлів тертя ковзання й кочення. Як хіміко-термічне оброблення сталей найчастіше використовують об'ємне загартування, цементацію й азотування. Зі збільшенням питомих тисків у парах тертя ковзання замість чавуну використовують сплави на основі міді-бронзи й латуні. Експериментальне оброблення матеріалів у процесі тертя ковзання контролюється на машині СМЦ-2 (ролик-колодочка), а за контактних навантажень – на чотирьохшариковій машині ЧШМ за ГОСТ 3722.

Одним зі шляхів поліпшення якості та зниження вартості ремонту гідроприскоїв є багатократне відновлення форми деталей ме-

талопокриттями [19]. У цьому випадку вартість відновлених деталей складає 25...40 % від вартості нових. Таким чином, досягається економія металу, трудовитрат і виробничих потужностей. До найбільш поширених способів відновлення деталей металопокриттями належать наплавлення електродуги, наплавлення під шаром флюсу, віброконтактне наплавлення, металізація електродугою, хромування тощо.

У процесі ремонту найбільше поширення отримало наплавлення, що характеризується високим коефіцієнтом використання металу. Наплавлений шар міцно зчіплюється з матеріалом деталі та має високу твердість. Проте наплавленню властиві декілька недоліків, пов'язаних з високою температурою в зоні контакту електрода з поверхнею деталі, її нерівномірним розподілом і значною напругою, що викликає деформацію (викривлення) й окислення поверхні деталі. Покриття отримують газоплазмовим і електродуговим напленням за температури розігрівання поверхні деталі до 150...200 °С, що дозволяє усунути деформацію деталі.

Таблиця 3 – Застосування сталевого прокату для деталей ОГП у виконанні ХЛ

Характерні деталі-представники	Марка сталі	Температура застосування, не нижче, °С	Товщина прокату, не більше, мм
1. Деталі, що визначають довговічність виробів, вихід з ладу яких оцінюється як досягнення виробами граничного стану (блоки циліндрів, диски притискні й опорні, плунжери, поршні, шатуни, клапани, золотники)	18Х2Н4ВА (18Х2Н4МА)	– 100	200
	38ХМЮА (38Х2МЮА)	– 80	60
	40Х	– 60	25
	45	– 50	20
2. Деталі, вихід з ладу яких оцінюється як відмова і які в процесі експлуатації підлягають ремонту або заміні (вали, сідла клапанів, втулки, пальці, важелі, гвинти, півкільця, корпуси)	40ХН2МА (40ХНМА)	– 80	
	40Х	– 60	25
	45	– 50	20
3. Деталі, які безпосередньо визначають надійність роботи ОГП	20Х	– 40	15
	20Г	– 70	10
	40Х	– 60	25
	40 Г	– 40	20
	35	– 60	15
	45	– 50	20

Під час ремонту з усіх способів гальванопокриття найбільш відомим є спосіб осталування, за яким продуктивність отримання електролітичних опадів в десятки разів вища, ніж у процесі хромування, у цьому випадку використовують недефіцитні компоненти (сірчана й соляна кислоти й низьковуглецева сталь).

Найбільший досвід застосування технології осталування накопичений в автомобіль-

ній промисловості. Хромовані покриття мають високий корозійний захист і зносостійкість, необхідні для прецизійних пар гідроприскоїв ОГП БДМ. Технологія бронзування (отримання біметалічних заготовель для деталей гідромашин ОГП) розроблена харківським інженером, к.т.н. А. Ш. Шнейдерманом. Вона передбачає можливість нанесення антифрикційного шару з високоолов'янистої бронзи на основу з конструкційної сталі або

високоміцного чавуну. Бронзовий шар, що наплавляється на сталеву основу, має високий рівень зчеплення на межі «сталь-бронза», високу щільність самого шару, а в мікроструктурі шару, що наплавляється, відсутні інтерметалеві з'єднання і фази на основі заліза, що гарантує задані антифрикційні властивості готових деталей.

Технологія дозволяє отримувати якісні біметалічні вироби, що можна застосовувати у важких експлуатаційних умовах. В Україні цей спосіб застосовують у процесі виробництва та під час ремонту аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском і блоком циліндрів.

Для аналізу динаміки ОГП скористаємося методикою побудови математичної моделі обертального руху [20], трансформували її для привода з регульованим насосом та використавши пакет програм VisSim із завданням режимів навантаження гідромотора і зміни подачі насоса за допомогою блока «тар-блокнот».

У математичній моделі прийняті допущення про постійність значень, що набувають значень модуля пружності, в'язкості та щільності РР і не враховуються хвилеві процеси в трубопроводах, оскільки мають незначну протяжність. В основі побудови математичної моделі знаходяться закони механіки Ньютона, а для РР закон Паскаля і рівняння нерозривності.

Таким чином, вирази для тиску p_m [МПа] та частоти обертання гідромотора n_m [хв⁻¹] можна записати так:

$$p_m = \int_0^t \left[Q_n(t) - 10^{-3} V_m(t) \cdot n_m(t) - C_{пв} \cdot p_m(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt, \quad (2)$$

$$n_m = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_{\Sigma}} \left[\frac{1}{2\pi} V_m(t) \cdot (p_n - p_{зл}) \cdot \eta_{м.гм} - M_c \right] dt, \quad (3)$$

де Q_n – подача насоса, л/хв; V_m – робочий об'єм гідромотора, см³; $C_{пв}$ – коефіцієнт сумарних витоків РР: зовнішніх – гідромотора $C_{м.зв}$ і внутрішніх – насоса $C_{н.вн}$ і гідромотора $C_{м.вн}$, л/(хв.МПа), витки позначені як зовнішні $\Delta Q_{м.зв}$ і внутрішні $\Delta Q_{м.вн}$ гідромотора та внутрішні витки РР насоса $\Delta Q_{н.вн}$; $V_{тр}$ – об'єм РР у вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $D_{зв}$ [мм] і довжиною L [м], дм³; E – модуль пружності РР, що викликає її деформаційну витрату ($\Delta Q_{нд}$ і $\Delta Q_{мд}$) через стисливість у гідромашині й об'ємі $V_{тр}$, МПа; $J_{\Sigma} = J_m + J_{вн}$ – сумарний момент інерції гідромотора і зовнішнього навантаження, кг.м²; $p_n \approx p_m$ і $p_{зл}$ – тиск у лініях нагнітання гідромотора і зливу РР (тиск $p_{зл}$ є постійним), МПа; $\eta_{м.гм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора; M_c – момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м.

Наведені рівняння демонструють, що під час аналізу динамічних характеристик ОГП змінними параметрами є подача РР насосом Q_n і момент опору M_c за умов обліку втрат гідромотора (гідромеханічного ККД – $\eta_{м.гм}$) у процесі зрушування останнього. Для завдання режимів роботи ОГП скористаємося блоками «VisSim-тар», що дозволяють відповідно до циклограми ввести до моделі адекватні за часом режими. З іншого боку, у процесі відпрацювання оптимальних режимів роботи ОГП блоки «тар» дозволяють здійснювати необхідні коригування в інтерактивному виді.

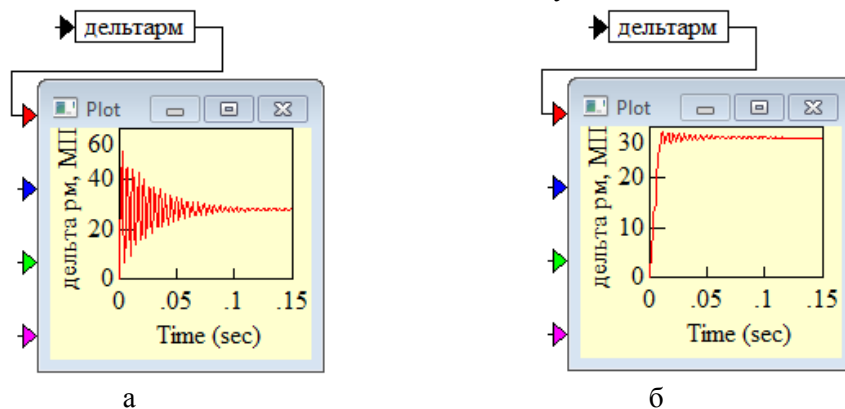


Рис. 9. Зміна тиску в ОГП від інтенсивності дії зовнішнього навантаження на гідромотор

У цьому випадку критерієм завдання можливої інтенсивності частоти обертання й моменту опору гідромотора в процесі запуску є обмеження щодо максимально допустимого тиску згідно з технічною характеристикою гідромашин ОГП. Під час моделювання режиму запуску механізму типу «вантажопідйомної лебідки» навантаження на гідромотор наростає стрибкоподібно (рис. 9, а), а в процесі роботи механізму типу «буровий прилад» подача шнека, що обертається гідромотором, може плавно змінюватися (рис. 9, б), що призводить до різного типу зміни тиску в ОГП.

У першому випадку співвідношення тисків складає 1,82 (51 МПа і 28 МПа), а в другому тільки 1,04 (29,2 МПа і 28 МПа). Таким чином, вже на етапі попереднього аналізу динаміки ОГП проектованої машини можна знизити ризики знижування надійності гідромашин способом вибору гідромотора з більш високим робочим об'ємом, що призведе до зменшення амплітуди тиску під час пуску.

Висновки

1. Підвищення технічного рівня об'ємних гідромашин здійснюють через реалізацію нових конструкторських рішень і застосування ефективніших матеріалів, зміцнювальних технологій і покриттів, що враховують специфічні, зокрема кліматичні, особливості експлуатації виробів. Завдяки цьому протягом останніх років досягнуто істотного прогресу щодо створення гідромашин на тиск до 40...50 Мпа, як порівняти із застарілими зразками на тиск до 32 МПа.

2. Наведений аналіз матеріалів і хіміко-термічних покриттів дозволяє фахівцям з ремонту гідромашин підвищити його якість і надійність.

3. Нині харківськими підприємствами за своєю ремонт радіальнопоршневих насосів типу НРР-400, гідромоторів аксіальнопоршневого типу моделі TF50 фірми VON ROLL AG і радіальнопоршневого типу моделі МН 373-ЖС-Г4 фірми Sundstrand з використанням сучасних технологій зміцнення матеріалів.

4. Під час вибору робочого об'єму гідромашин для механізмів з циклом стрибка навантаження, наприклад лебідок підйомних кранів або мобільних підйомників з робочими платформами, необхідно збільшити запас між робочим і номінальним значеннями тиску, щоб уникнути підвищення останнього більше за зверху піковий. У зв'язку з цим

важливим є попередній динамічний розрахунок гідропривода, що дозволяє проаналізувати інтенсивності коливань тиску в процесі пуску гідроприводної БДМ.

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. (Держспоживстандарт України).
2. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення. [Чинний від 1998-01-01]. 61 с. (Держспоживстандарт України).
3. Корнюшенко С. И. Эксплуатация гидравлических систем. Строительная техника и технологии. 2012. №2. С. 84–86.
4. Корнюшенко С. И. Управление рабочими органами машин. Строительная техника и технологии. 2013. №4. С. 170–173.
5. Савуляк В. І., Семичасова Н. С. Аналіз відмов гідроприводів мобільних машин. Промислова гідраліка і пневматика. 2012. № 1(35). С. 12–14.
6. Бродский Г. С., Слесарев Б. В. Повышение надежности гидроприводов – средство эффективного внедрения гидравлических экскаваторов на горных предприятиях СНГ. Горная промышленность. 2002. № 2. С. 54–57.
7. Лозовский В. Н. Надежность гидравлических агрегатов. Москва: Машиностроение, 1974. 168 с.
8. SAUER DANFOSS. Application Manual. Section 1 of Driveline Components. BLN-9855. July 1997. Rev. B. 32 p.
9. О модернизации высокомоментных гидромоторов однократного действия типа МРФ / Аврунин Г. А. и др. Вестник машиностроения. 1989. № 12. С. 25–28.
10. Hydraulic Pump Series F1 plus Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS. – HY17-8218/UK, November, 2000. 11 p.
11. Аврунин Г. А., Грицай И. В., Мороз И. И. Экстремальные параметры современного гидропривода, достигнутые концерном Rexroth Bosch Group. Промислова гідраліка і пневматика. 2006. № 4(14). С. 3–9.
12. Bent Axis Variable Displacement Motors H1. Frame Size 080. Frame Size 110. Technical Information. – SAUER DANFOSS. – 11037153. Rev BA. Dec. 2008. 76 p.
13. Гидравлические изделия: каталог: ИТОН/ЧАР-ЛИНН (EATON)11-895/СУ, АМК, Москва, 1990. 12 с.
14. Новое поколение шарико-поршневых гидропередач / Борисюк М. Д. и др. Промислова гідраліка і пневматика. 2003. № 1. С. 66–70.
15. Героторные гидромоторы фирмы «WHITE HYDRAULICS» (США) – технические характеристики и методика расчета рабочего объе-

- ма для мобильной машины / Аврунин Г. А. и др. Промислова гідравліка і пневматика. 2011. № 4(34). С. 88–92.
16. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon₉₂. 2007. 59 p.
 17. IGP INTERNAL GEAR PUMPS Series 10. Duplomatic Hydraulics. – Duplomatic Oleodinamica SpA – 12 100/298 ED. 20 p.
 18. Оборудование гидроприводов, пневмоприводов и смазочных систем. Требования к механической обработке ответственных деталей / Руководящий документ по стандартизации РД2 Г00-2-88 // ВНИИГидропривод. Москва, 1989. 164 с.
 19. Скрицкий В. Я., Рокшевский В. А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. Машиностроение. 1984. 176 с.
 20. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учебн. пособие / З. Л. Финкельштейн и др. Киев: НТУ «КПИ», 2006. 216 с.
- ### References
1. DSTU 3455.1-96. Hidroprivodi obemni ta pnevmoprivodi. Chastina 1. Zagalni ponyattya. Termini ta viznachennya (). [Chinniy vId 1998-01-01]. 48 s. (Derzhspozhivstandart Ukrayini).
 2. DSTU 3455.2-96. Hidroprivodi obemni ta pnevmoprivodi. Chastina 2. Obemni gidromashini ta pnevmomashini. Termini ta viznachennya– [Chinniy vId 1998-01-01]. 61 s. (Derzhspozhivstandart Ukrayini).
 3. Korniyushenko S. I. Eksploatatsiya gidravlicheskih system. Stroitel'naya tehnika i tehnologii. 202. N 2. S. 84–86.
 4. Korniyushenko S. I. Upravlenie rabochimi organami mashin. Stroitel'naya tehnika i tehnologii. 2013. N 4. S. 170–173.
 5. Savulyak V. I., Semichasnova N. S. Analiz vidmov gidroprivodiv mobilnih mashin. Promislova gidravllka i pnevmatika. 2012. № 1(35). S. 12–14.
 6. Brodskiy G. S., Slesarev B. V. Povyishenie nadezhnosti gidroprivodov – sredstvo effektivnogo vnedreniya gidravlicheskih ekskavatorov na gorniyh predpriyatiyah SNG. Gornaya promyshlennost. 2002. № 2. S. 54–57.
 7. Lozovskiy V. N. Nadezhnost gidravlicheskih agregatov. Moskva: Mashinostroenime, 1974. 168 s.
 8. SAUER DANFOSS. Application Manual. Section 1 of Driveline Components. BLN-9855. July 1997. Rev. B. 32 p.
 9. O modernizatsii vyisokomomentnyih gidromotorov odnokratnogo deystviya tipa MRF / Avrunin G. A. i dr. Vestnik mashinostroeniya. 1989. № 12. S. 25–28.
 10. Hydraulic Pump Series F1 plus Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS. – HY17-8218/UK, November, 2000. 11 p.
 11. Avrunin G. A., Gritsay I. V., Moroz I. I. Ekstremalnyie parametryi sovremennogo gidroprivoda, dostignutyie kontsernom Rexroth Bosch Group. Promislova gidravllka i pnevmatika. 2006. № 4 (14). S. 3–9.
 12. Bent Axis Variable Displacement Motors H1. Frame Size 080. Frame Size 110. Technical Information. – SAUER DANFOSS. – 11037153. Rev BA. Dec. 2008. 76 p.
 13. Gidravlicheskie izdeliya: katalog: ITON/ChAR-LINN (EATON)11-895/SU, AMK, Moskva, 1990. 12 s.
 14. Novoe pokolenie shariko-porshnevnyih gidroperedach / Borisyuk M. D. i dr. Promislova gidravllka i pnevmatika. 2003. № 1. S. 66–70.
 15. Gerotornyye gidromotoryi firmyi «WHITE HYDRAULICS» (SShA) – tehnicheckie harakteristiki i metodika rascheta rabocheho obema dlya mobilnoy mashinyi / Avrunin G. A. i dr. Promislova gidravllka i pnevmatika. 2011. № 4(34). S. 88–92.
 16. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon₉₂. 2007. 59 p.
 17. IGP INTERNAL GEAR PUMPS Series 10. Duplomatic Hydraulics. – Duplomatic Oleodinamica SpA – 12 100/298 ED. 20 p.
 18. Oborudovanie gidroprivodov, pnevmoprivodov i smazochnyih sistem. Trebovaniya mehanicheskoy obrabotke otvetstvennyih detaley / Rukovodyaschiy dokument po standartizatsii RD2 G00-2-88 // VNIIGidroprivod. Moskva, 1989. 164 s.
 19. Skritskiy V. Ya, Rokshevskiy V. A. Eksploatatsiya promyshlennyih gidroprivodov. Moskva: Mashinostroenie, 1984. 176 s.
 20. Raschet, proektirovanie i eksploatatsiya obemnogo gidroprivoda: uchebn. posobie / Z. L. Finkelshteyn i dr. Kiev: NTU «KPI», 2006. 216 s.
- Аврунин Григорий Аврамович**, к.т.н, доцент, +380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149, griavrunin@ukr.net, Харьковський національний автомобільно-дорожній університет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Україна, 61002.
- Глушкова Д. Б.**, д.т.н., заведуючий кафедри технології металів і матеріалознавства, тел. 097-481-15-93, diana@khadi.kharkov.ua, Харьковський національний автомобільно-дорожній університет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Україна, 61002.
- Самородов Вадим Борисович**, д.т.н, професор, +380 (99) 035-79-70, ORCID: 0000-000229655460, samorodovvadimat@gmail.com, Національний технічний університет «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, Харьков, Україна, 61002.
- Пелипенко Евгений Сергеевич**, к.т.н, +380 (50) 922-29-57, ORCID: 0000-0001-8988-791X, Pelipenkoeugene@gmail.com, Національний технічний університет «Харьковский политехни-

ческий институт», ул. Кирпичева, 2, Харьков, Украина, 61002.

Рыжков Юрий Владимирович, тел. : +380 (66) 606-34-77, ORCID : 0000-0003-4706-1452, ryzhkovyuriy.v@gmail.com, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Шевченко Дмитрий Николаевич, аспирант, +380 (50) 402-56-95, ORCID 0000-0001-6213-3501, d.shevchenko@m-impex.com.ua, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Мороз Ирина Ивановна, старший преподаватель, +380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz1@ukr.net, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Степанюк Андрей Иванович, ассистент кафедры технологии металлов и материаловедения, 097-525-85-13, dioxid26@meta.ua, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

To the choice of materials of working and distributive links of by displacement hydraulic mashines for the needs of building-travelling industry

***Aim.** Search of ways of increase of technical level and reliability of by hydraulic fluid power of rotatory motion for building and travelling machines. Analysis of designer and technological decisions in part of choice of materials of pairs of friction of working links and distribution of working liquid in by displacement hydraulic mashines – pumps and hydraulic motors with the purpose of acquaintance of specialists with advanced experience in this type of technique. **Method.** On the basis of mathematical model of dynamics of hydraulic fluid power by means of application of VisSim package the estimation of intensity of height of extreme values of pressures is conducted from character of action of the external loading on hydraulic motor at starting of hydraulic fluid power. **Results.** It is set that in by hydraulic fluid power can take place substantial vibrations pressures exceeding almost in two times the set values in the technological mode of operations of machine. **Conclusion.** Depending on the fast-acting of loading on hydraulic fluid power of machine a preliminary dynamic design the value of the capacity of hydraulic motors gets out on results that is recommended for providing of supply on working pressure. The brought information over about the applied pairs of friction of hydromashines and their thermo-chemical treatment can be useful to the specialists at planning of new hydraulic mashines, and repair of exploited.*

***Keywords:** hydraulic fluid power, pump, hydraulic motors, constructions of pairs of friction, materials, mathematical model of dynamics, pressure fluctuation.*

Avrunin Grygoriy, PhD, associate professor, +380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149, griavrunin@ukr.net, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Hlushkova Diana, Doct. Sc., Chef of Department of Technology of Metals and Materials Science, tel: 057-707-37-29, diana@khadi.kharkov.ua, Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine.

Samorodov Vadim, Doctor of Technical Sciences, +380 (99) 035-79-70,

samorodovvadimat@gmail.com, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2, Kyrychova str., 61002, Kharkiv, Ukraine.

Pelipenko Eugene, PhD, +380 (50) 922-29-57, Pelipenkoeugene@gmail.com, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2, Kyrychova str., 61002, Kharkiv, Ukraine.

Ryzhkov Yuriy, tel.: +380 (66) 606-34-77, ORCID: 0000-0003-4706-1452, ryzhkovyuriy.v@gmail.com, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Shevchenko Dmitriy, aspirant, +380 (50) 402-56-95, ORCID 0000-0001-6213-3501, d.shevchenko@m-impex.com.ua, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Moroz Irene, senior teacher, +380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz1@ukr.net, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Stepaniuk Anrey, Assistant, Department of Metal Technology and Materials Science, tel.: +38 097-525-85-13, dioxid26@meta.ua, Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine.

К выбору материалов рабочих и распределительных звеньев объемных гидромашин для нужд строительной-дорожной индустрии

***Аннотация.** Показано, что в объемных гидромашинах для строительных и дорожных машин путем усовершенствования узлов трения существенно повышены номинальные давления и снижена материалоемкость гидромашин – насосов и гидромоторов. В зависимости от быстроты действия нагрузки на гидромашину, для обеспечения запаса по рабочему давлению рекомендовано предварительное динамическое моделирование, по результатам которого выбирается значение рабочего объема гидромотора.*

***Ключевые слова:** объемный гидромашин, насосы, гидромоторы, конструкции пар трения, материалы, математическая модель динамики, колебания давления.*

Аврунін Григорій Аврамович, к.т.н, доцент, +380 (50) 596-62-53, ORCID 0000-0002-0191-3149, griavrunun@ukr.net, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002.

Глушкова Д. Б. д.т.н., проф., зав. кафедри технології металів та матеріалознавства, 057-707 37-29, di-ana.borisovna@gmail.com, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002.

Самородов Вадим Борисович, д.т.н., професор, +380 (50) 922-29-57, ORCID: 0000-0002-2965 5460, samorodovvadimat@gmail.com,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, Харків, Україна, 61002.

Пелипенко Євген Сергійович, к.т.н, +380 (50) 922-29-57,

ORCID 0000-0001-8988-791X, Pelipenkoeugene@gmail.com, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, Харків, Україна, 61002.

Рижков Юрій Володимирович, +380 (66) 606-34-77, ORCID : 0000-0003-4706-1452, ryzhkovyuriy.v@gmail.com, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002.

Шевченко Дмитро Миколайович, аспірант, +380 (50) 402-56-95,

ORCID 0000-0001-6213-3501, d.shevchenko@m-impex.com.ua, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002.

Мороз Ірина Іванівна, старший викладач, +380 (50) 700-67-95,

ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz1@ukr.net, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002.

Степанюк Андрій Іванович, асистент, кафедра технології металів та матеріалознавства, тел. +38 097-525-85-13, dioxid26@meta.ua, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002.