

УДК 621.225

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.106.0.50

АНАЛІЗ НОВІТНЬОЇ КОНСТРУКЦІЇ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ЗІ ЗНИЖЕНИМИ ВТРАТАМИ ТЕРТЯ ТА ВИТОКІВ

Аврунін Г. А.¹, Глушкова Д. Б.¹, Подригало М. А.¹, Поторока А. В.²

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Харківське конструкторське бюро ім. О. О. Морозова

Анотація. Розглянута конструкція новітніх аксіально-поршневих гідромашин з плаваючими циліндрами моделі *Inpas*. Це розроблення завдяки суттєвому зниженню втрат тертя та витоків дає можливість створення гідроприводів з підвищеними технічними характеристиками. Проаналізовані результати порівняльних випробувань гідромашин. Матеріали будуть корисними для спеціалістів машинобудівного профілю.

Ключові слова: новітні конструкції гідромашин *Inpas*, особливості поршневих груп, ККД, втрати тертя та витоків, порівняльні технічні характеристики.

Вступ

Аксіально-поршневі гідромашини, насоси та гідромотори належать до основних засобів створення гідроприводів трансмісій та робочого обладнання будівельно-дорожніх, підйомно-транспортних, сільськогосподарських, комунальних машин та іншого технологічного обладнання. Технічний рівень цих гідромашин за силовими чинниками досяг тисків в 50 МПа та визначається високими швидкостями обертання насосів і гідромоторів. Безступінчасте регулювання робочих об'ємів гідромашин дає високі результати щодо можливості досягнення необхідних тягово-швидкісних характеристик транспортних засобів та технологічного обладнання з високим рівнем ККД, а також енергозбереження на різних режимах роботи.

Аналіз публікацій

На сьогодні в промисловості найчастіше застосовуються аксіально-поршневі насоси та гідромотори з похилим диском і похилим блоком циліндрів. Завдяки науковим дослідженням і конструкторським та технологічним досягненням створені гідромашини з високими показниками щодо співвідношення маси до потужності, крутного моменту та габаритів. І безумовно вивчаються конструкторські розроблення аксіально-поршневих гідромашин зі зниженими втратами тертя чи витоків. Класичний приклад створення нових аксіально-поршневих гідромашин подано в роботах [1–4], де в наукових, конструкторських і технологічних роботах розглянуті випробування не лише створеної гідромашини, а й порівняльні випробування аналогів.

Крім методів випробувань гідромашин за стандартами ISO, авторами розробки запропонований стенд для вимірювання крутного моменту в діапазоні одного кута обертання вихідного вала. Такі випробування щодо оцінювання зміни крутного моменту різних за конструкцією гідромоторів дуже важливі для споживача гідроприводів. Варто також зазначити, що свого часу методика визначення витоків робочої рідини за кутом повороту вихідного вала гідромоторів різних типів дозволила визначити формулу для розрахування мінімальної частоти їх обертання [5, 6].

Мета та постановка завдання

Метою статті є аналіз конструкції новітньої закордонної розробки щодо підвищення технічного рівня аксіально-поршневих об'ємних гідромашин, зокрема насосів і гідромоторів, за схемою плаваючих циліндрів *Inpas*, що дозволило суттєво знизити втрати тертя та витоків робочої рідини.

Ця конструкція за пропозицією її винахідників спрямована для роботи насосів з подачею до 7400 л/хв або гідромоторів з робочим моментом до 5000 см³ на тиски до 50 МПа. Вивчення конструкції таких гідромашин дає можливість творчого розвитку для конструкторів гідромашин і фахівців, що безпосередньо створюють нові моделі перспективних гідроприводів.

У роботі аналізується досвід використання сучасних і перспективних досягнень у галузі об'ємних гідроприводів для підвищення технічного рівня вітчизняних мобільних, зокрема будівельних та дорожніх, машин.

Аналіз конструкції гідромашин та результати їх випробувань

Аксіально-поршневий насос Innas (рис. 1) є гідромашиною з опозитним розміщенням поршневих груп і двома торцевими розподільниками для двох потоків 15 і 16 нагнітання робочої рідини. Поршні 2 своїми хвостовиками встановлені в блоці поршнів 1, а робочі частини поршнів встановлені в блоки циліндрів 3. З правого боку розташовані блок поршнів 4 і блок циліндрів 5 з гідростатичною опорою 6 на розподільник 7. Блоки поршнів та циліндрів встановлені на підшипниках 8, 9, 10 і 11. З двох боків встановлені кришки 12 і 13, які сприймають осьові зусилля від блоків поршнів 1 та 4. Оскільки блоки поршнів і циліндрів обертаються, то внутрішні торці кришок мають поверхні з антифрикційним матеріалом і гідростатичним розвантаженням. Всмоктування оливи відбувається вздовж трубопроводу 14, нагнітання до гідромоторів гідроприводу – вздовж рукавів високого тиску 15 і 16. Злив оливи до гідробака здійснюється вздовж рукава 17. Завдяки тому, що блоки циліндрів 3 і 6 розташовані під кутом щодо блоків поршнів 1 і 4 та сумісно обертаються, то поршні в циліндрах створюють зворотно-поступальний рух. Тобто такти всмоктування і нагнітання насоса створюються з кожного боку торцевого гідророзподільника 7. Наведена конструкція має чотири зони гідростатичного тертя: між поверхнями блоків циліндрів 3 і 6 та відповідними поверхнями 7 торцевого розподільника; між блоками поршнів 1 і 4 та відповідними поверхнями кришок 12 і 13.

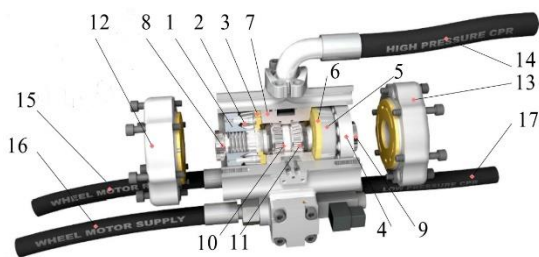


Рис. 1. Аксіально-поршневий насос Innas з постійним робочим об'ємом

На рис. 2 наведені окремі вузли гідромашин Innas. Варто відзначити, що конструкція згідно з рис. 1 має постійний робочий об'єм, а для гідромашин з регульованим робочим об'ємом (рис. 3) застосовані похилі диски 2 і 4 зі змінним кутом нахилу, як в звичайних аксіально-поршневих гідромашинах з похилим диском. На похилі диски 2 і 4

спираються блоки циліндрів 1 і 3. У похилих дисках встановлені антифрикційні кільцеві частини, на які спираються блоки циліндрів, що обертаються. Система розташування поршнів 7 і 10 створює можливості для мінімального тертя та силових деформацій у механізмі регулювання робочого об'єму гідромашини. Деформація зменшена до декількох мікрметрів навіть за максимального тиску в гідромашині. Згідно з інформацією розробників конструкції, таке керування суттєво зменшує втрати, як порівняти зі звичайними засобами зміни робочого об'єму гідромашин. Варто також зазначити, що більшість вузлів уніфіковані з конструкціями гідромашин з постійним робочим об'ємом.

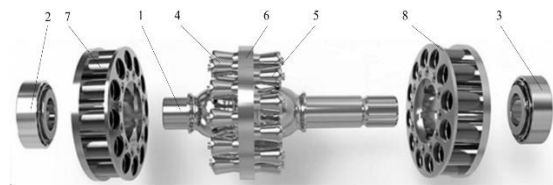


Рис. 2. Основні вузли гідромашин Innas з постійним робочим об'ємом: 1 – приводний вал; 2 і 3 – опорні підшипники вала; 4 і 5 – блоки поршнів; 6 – проміжна пластина; 7 і 8 – блоки циліндрів з плаваючими чашками

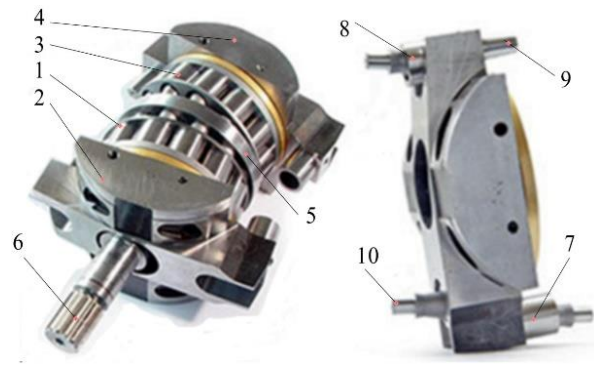


Рис. 3. Гідромашина Innas з регульованим робочим об'ємом: 1 і 3 – передній і задній блоки циліндрів; 2 і 4 – похилі диски; 5 – центральний опорний блок з торцевим розподільником оливи; 6 – вихідний вал; 7 і 8 – силові поршні зміни кута похилого диска; 9 і 10 – підтримувальні поршні похилого диска

Основною принципу «плаваючої чашки» є чашоподібні циліндри, які тримаються та підтримуються пластиною, що обертається (рис. 4). Чашки гідростатично збалансовані, оскільки вони «плавають» на пластині стов-

бура. Кожна чашка (циліндр) поєднується з поршнем, який має шароподібну форму. Також корпус поршня має внутрішню порожнину. Розміри порожнини мають бути такими, щоб розширення вінця поршня дорівнювало розширенню циліндра. Корона поршня у формі шарика має такий самий зовнішній діаметр, як і внутрішній у циліндрі. Тому отримана лінія ущільнення завжди перпендикулярна головній осі циліндра незалежно від положення нахилу поршня. Отже, навантаження радіального тиску на циліндр однакове в усіх напрямках. Таким чином, циліндр повністю збалансований і не створює гідростатичного навантаження на поршень, що мінімізує тертя та зношення.

Водночас, якщо циліндри плавають, поршні не мають можливості рухатися, бо вони запресовані в ротор на головний вал. Стовп оливи створює гідростатичну силу на поршні, маючи таке саме нахилене положення, як і стакан. Крутний момент на валу створюється радіальними складовими цих поршневих сил. Перетворення гідравлічної потужності на механічну вихідну потужність для гідромотора є прямим, оскільки цей процес не має рухомих інтерфейсів або зв'язків, а також підвищених втрат потужності.

Конструкція плаваючої чашки дозволяє встановлювати набагато більшу кількість поршнів в одному корпусі, що є основним способом підвищення робочого об'єму і потужності гідромашин.

Дзеркальна конструкція поршневих груп дозволяє збалансувати великі гідростатичні сили, що призводить до низького опорного навантаження. Велика кількість поршнів також створює можливість для зниження шуму, пульсації тиску та подачі насоса, а крутний стає постійним. У режимі гідромотора велика кількість поршнів створює крутний момент майже без коливань та забезпечує високий момент зрушування. У стовбурі є 24 порти, що забезпечує велику площу потоку оливи. Це мінімізує обмеження потоку. Короткий хід поршнів дозволяє уникнути високого прискорення та швидкості оливи в чашках. Короткий хід поршнів і велика площа потоку оливи також мінімізують ризик кавітації та забезпечують високі робочі швидкості, навіть без попереднього заповнення циліндрів оливою.

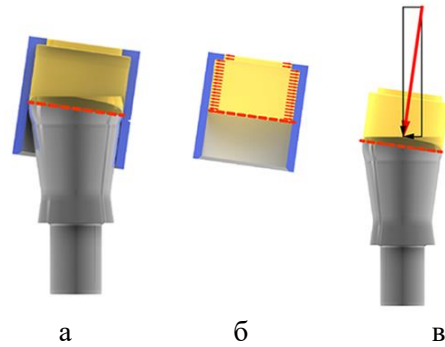


Рис. 4. Поршнева група гідромашин Innas: а – циліндр і поршень; б – збалансований циліндр; в – схема прямого перетворення зусилля тиску

На рис. 5–7 наведені поршні та циліндри гідромашин Innas і їхня взаємодія під час переміщення.



Рис. 5. Параметри поршневих пар гідромашин Innas: 11 поршнів з максимальним зазором 7 мкм і натягом до 8 мкм

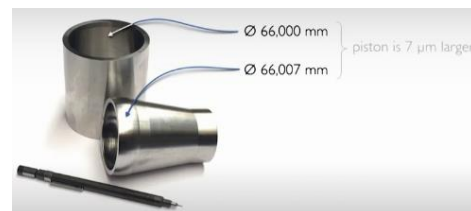


Рис. 6. Діаметри циліндра і поршня гідромашин Innas з натягом 7 мкм

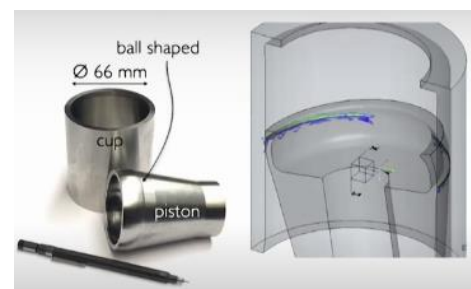


Рис. 7. Циліндр і поршень гідромашин Innas та їхня взаємодія під час переміщення

Наведена інформація щодо вибраних зазорів та натягів між контртілами поршень-циліндр вказує на застосування виробником гідромашин Innas високоточних шліфувальних верстатів і оснащення для фінішних оброблень поверхонь та термічних оброблень деталей для отримання високих властивостей чистоти поверхонь. Безумовно, дослідниками, конструкторами та технологами гідромашин Innas була здійснена важлива робота зі створення таких поршневих пар. На відміну від поршневих пар шарик-поршень, де шарик не підлягає обробленню в отворах блоків циліндрів високошвидкісних радіально-поршневих гідромашин [7], як стандартний виробіток, а обробляють лише внутрішню поверхню отворів, то конструкція Innas має переваги. Крім того, у пустотілому поршні й окремому циліндрі можлива взаємодформація в умовах високих тисків, що сприяє підтримці необхідних технологічних зазорів і мінімізації витоків робочої рідини.

На рис. 8 наведені характеристики тертя окремої поршневої пари гідромашини Innas. Зі збільшенням тиску сила тертя в поршневій парі суттєво зменшується, наприклад: на кінці ходу поршня за тиску 5 МПа сила тертя досягає 70 Н, а за тиску в 25 МПа не перебільшує 10 Н, тобто зменшена в 7 разів.

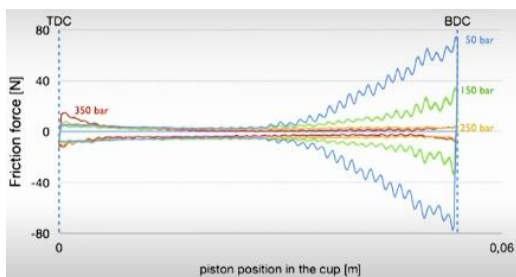


Рис. 8. Залежність сили тертя в парі поршень-циліндр гідромашин Innas від тиску за різних напрямків переміщення поршня з максимальним ходом в 0,06 м

На рис. 9 наведена залежність витоків оливи в парі поршень-циліндр гідромашин Innas від тиску під час процесу переміщення поршня з максимальним ходом в 0,06 м (60 мм). У зоні тисків до 25 МПа витрати мають значення за умови не більше 1 л/хв протягом повного ходу поршня. У разі збільшення тиску до 35 МПа витрати підвищуються майже до 4,5 л/хв. Таке підвищення витоків може вказувати на надмірну деформаційну їхню складову. За результатами ви-

пробувань можна дійти попередніх висновків про те, що номінальним тиском у гідромашині Innas такого типорозміру є значення в 25 МПа.

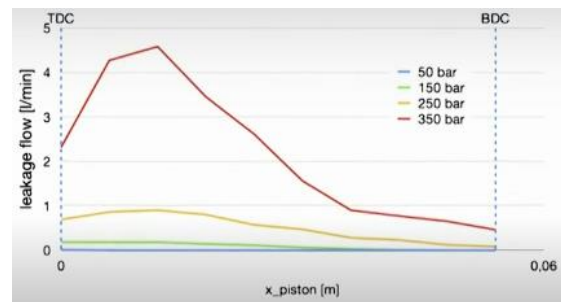


Рис. 9. Залежність витоків у парі поршень-циліндр гідромашин Innas від тиску під час переміщення поршня з максимальним ходом в 0,06 м

Розробники конструкції гідромашин Innas прогнозують створення типорозмірних гідромашин (рис. 10) з робочими об'ємами до 5000 см³, тобто насосів і гідромоторів. На сьогодні в номенклатурі провідних фірм найбільший робочий об'єм насосів досягає 1000 см³ [8]. Такий тип насосів є аксіально-поршневим. Аксіально-поршневі гідромотори також мають робочі об'єми до 1000 см³, а високі крутні моменти досягаються за допомогою планетарних редукторів, більші типорозміри мають тільки високомоментні радіально-поршневі гідромотори одноциклової і багатоциклової дії [5, 6]. Таким чином, перспективні гідромотори Innas можуть належати також до високомоментних гідромоторів.

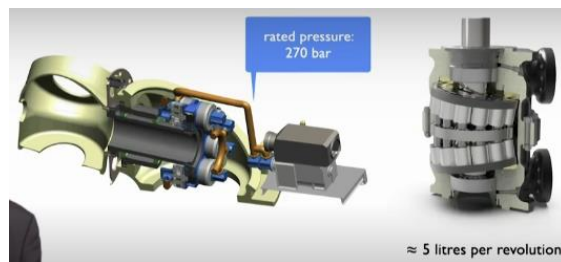


Рис. 10. Гідромашина Innas з робочим об'ємом 5000 см³ для роботи за номінального тиску 27 МПа і подачі в 7400 л/хв (відповідає теоретичній частоті обертання в 1480 хв⁻¹)

На рис. 11 наведена інформація щодо втрат потужності в гідромашинах Innas, зокрема об'ємних і механічних, для насосів і гідромоторів. Варто зазначити, що механічні втрати для насосів і гідромоторів є однако-

вими і знаходяться на рівні 0,01 %, а об'ємні втрати насосів майже в 4 рази перевищують втрати в гідромоторах (0,29 % і 0,07 %). Таким чином, і підсумкові втрати в насосах майже в 4 рази перевищують втрати в гідромоторах (0,3 % і 0,08 %).

losses	pump	motor
volumetric	0,29%	0,07%
friction	0,01%	0,01%
overall	0,3%	0,08%

а б

Рис. 11. Об'ємні та механічні втрати потужності в насосах і гідромоторах Innas за номінального тиску 27 МПа: а – у насосі; б – у гідромоторі

На рис. 12 наведено схему порівняння вимірних показників ефективності крутного моменту для різних типів гідромоторів за надзвичайно низьких частот обертання (<1 хв⁻¹).

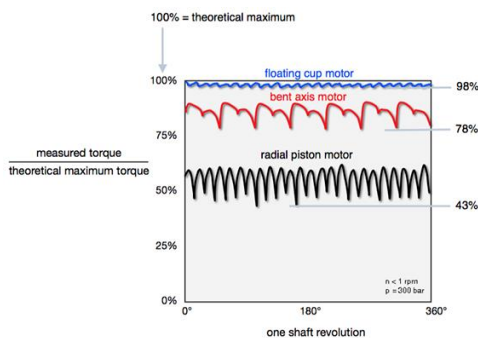


Рис. 12. Коливання крутного моменту залежно від кута повороту вала гідромотора Innas (зверху), як порівняти з аксіально-поршневим гідромотором з похилим блоком циліндрів (середній графік) і радіально-поршневим гідромотором

Крутний момент гідромотора з плаваючою чашкою майже дорівнює теоретичному максимуму. Також спостерігаються досить малі пульсації крутного моменту для гідромоторів Innas. Це є одною з переваг великої кількості моделей поршнів. На відміну від гідромотора з похилим блоком циліндрів, гідромотор Innas забезпечує приблизно на 20 % більший крутний момент під час зрушення. Велика кількість поршнів в гідромоторах Innas забезпечує надзвичайно плавний вихідний крутний момент гідромотора. На

думку розробників гідромашин Innas, це відкриває нові можливості на ринку для гідравлічної промисловості. Прикладом є останні розробки гідравлічних гібридних трансмісій для легкових автомобілів та інших транспортних засобів.

У гідромашинах Innas вдалось також суттєво зменшити сили тертя та зношування поверхонь прецизійних контртіл, зокрема за низьких відносних швидкостей, що дозволило збільшити момент зрушення гідромоторів і підвищити регульовальні властивості насосів.

На рис. 13 наведені значення загального ККД насоса Innas з робочим об'ємом 24 см³ залежно від тиску та частоти обертання. Найвищі значення ККД в 96 % знаходяться в зоні 15 МПа та частоти обертання приблизно 1000 хв⁻¹. До оптимальної зони роботи також належать значення ККД в 94 % за тиску до 32 МПа та частоти обертання до 2800 хв⁻¹. Зони достатньо ефективною експлуатації зосереджені за тисків до 35 МПа та частоти обертання до 1000 хв⁻¹, а також в зоні до 10 МПа та частоти обертання до 3000 хв⁻¹. Зазвичай показники зі значеннями загального ККД гідромашин більше ніж 92 % визначаються споживачами гідروприводів як достатньо високі. Варто зазначити, що це наведені дані щодо насоса з досить невеликим робочим об'ємом у 24 см³, у процесі роботи зі збільшенням об'єму насосів їхній ККД також підвищується. Тому ці результати є перспективними щодо створення енергозберігальних гідромашин і приводів на їхній основі.

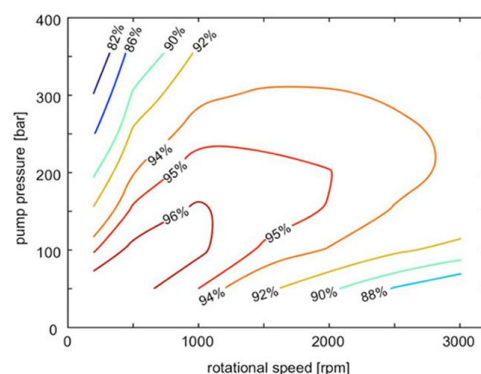


Рис. 13. Загальний ККД насоса FC24-Innas з робочим об'ємом 24 см³ залежно від тиску та частоти обертання за температури робочої рідини 55°C

Для доказів ефективності впровадження в сучасні об'ємні гідроприводи були проведені порівнювальні стендові випробування гідро-

машин-аналогів різних передових виробників. Випробування здійснювалися в Технічному університеті Ейндровена (Нідерланди) відповідно до ISO4409 і ISO8426.

У табл. 1 наведені технічні характеристики гідромашин за даними каталогів [9–18] (значення робочого об'єму V_p , номінального та максимального значень тиску p , частоти обертання n і маси m), а також експериментальних даних щодо загального ККД (η) і зовнішніх витоків робочої рідини ΔQ . Для адекватності оцінювання отриманих результатів випробування здійснювали за частоти обертання 2000 хв^{-1} і тиску 20 МПа.

Таблиця 1 – Порівняльні технічні характеристики гідромашин

Модель гідромашини	V_p , см^3	p , МПа	n , хв^{-1}	η	ΔQ , л/хв	m , кг
Rexroth A4FM28 АППД	28,1	40/45	6300/6900	0,9	0,25	9,5
KYB MSF30 АППД	30,2	/25	/2000	0,84	2,5	–
Brevini SH11CM30 АППБ	31,9	43/48	/6300	0,92	0,6	10
Rexroth A4FO28 АППД	28	40,45	3000/3750	0,91	0,7	13,5
Moog RKP32 РПОД	32	35/42	/1800	0,87	2,5	33
Eckerle EIPH3-025 ШНВЗ	24,8	33/40	/3000	0,91	–	13,5
Marzocchi ELI2-D-25,7 ШНЗЗ	25,7	21/24	/3000	0,91	–	–
Innas FC24 АПЧ	23,65	/50	/5000	0,95	0,2	–

Примітки: 1. АППБ – аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів; АППД – аксіально-поршневий гідромотор з похилим диском; РПОД – радіально-поршневий насос одноциклової (ексцентрикової) дії; ШНВЗ – шестеренний насос із внутрішнім зчепленням; ШНЗЗ – шестеренний насос із зовнішнім зчепленням; АПЧ – аксіально-поршневий насос Innas новітньої розробки.

На рис. 14 наведені результати випробувань цих гідромашин. Безперечно, найкращі показники загального ККД має аксіально-поршневий насос новітньої розробки Innas, майже 96 % за частоти обертання в 1000 хв^{-1} і не менше ніж 92 % за максимальної в 5000 хв^{-1} . На жодному зі швидкісних режимів конструкція Innas не поступається іншим гідромашинам. Другим за показником ККД в майже 94 % є гідромотор з похилим блоком циліндрів SH11CM30 фірми Brevini. Досить у вузькому інтервалі максимальних значень ККД знаходяться аксіально-поршневий насос A4FO28 і гідромотор A4FM28 фірми Rexroth Bosch Group і шестеренні насоси Eckerle та Marzocchi з максимальним ККД в 92 %.

Щодо загального ККД, то його зона обмежена екстремальними значеннями вище ніж 0,95 у насосі Innas FC24 і 0,87 у радіально-поршневому насосі Moog RKP32. Причинами такого достатньо низького ККД в радіально-поршневому насосі є підвищені витoki робочої рідини, обумовлені конструктивни-

ми об'єкти випробувань були застосовані гідромашини різних типів, але з близькими значеннями робочих об'ємів: аксіально-поршневий з похилим диском насос A4FO28 і гідромотор A4FM28 фірми Rexroth Bosch Group і KYB MSF30 фірми Kayaba hydraulics; з похилим блоком циліндрів SH11CM30 фірми Brevini; радіально-поршневий насос одноциклової (ексцентрикової) дії RKP32 фірми Moog; шестеренний насос із внутрішнім зчепленням EIPH3-025 фірми Eckerle; шестеренний насос із зовнішнім зчепленням ELI2-D-25,7 фірми Marzocchi; аксіально-поршневий насос новітньої розробки фірми Innas.

ми особливостями щодо використання золотникового (цапфового) гідорозподільника. Варто зазначити, що в насосі Innas FC24 загальний ККД близький до постійного значення в діапазоні частот обертання від 500 хв^{-1} до 2000 хв^{-1} . Всі інші гідромашини мають приблизно постійне значення ККД в дуже вузькому діапазоні від 1000 хв^{-1} до 1500 хв^{-1} . Після значення частоти обертання в 1500 хв^{-1} починається зниження ККД гідромашин. Для аксіально-поршневих гідромашин і шестеренних насосів максимальні значення ККД знаходиться в діапазоні 0,91–0,93, що на 3 % менше, якщо порівняти з насосом моделі Innas FC24. Результати випробувань гідромотора KYB MSF30 фірми Kayaba hydraulics і радіально-поршневого насоса одноциклової (ексцентрикової) дії RKP32 фірми Moog розглянемо окремо з огляду на їхні конструктивні особливості.

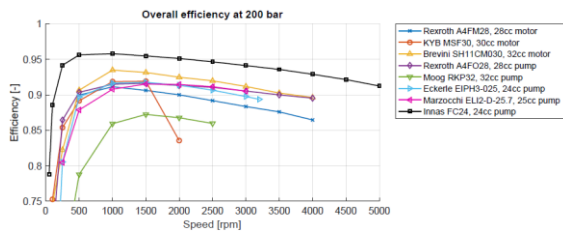


Рис. 14. Загальний ККД гідромашин залежно від частоти обертання за постійного тиску в 20 МПа

На рис. 15 наведені значення витоків робочої рідини в гідромашинах залежно від частоти обертання за постійного тиску в 20 МПа. У насосі A4FO28 і гідромоторі A4FM28 фірми Rexroth Bosch Group витoki збільшуються майже лінійно, починаючи з частоти обертання 2000 хв^{-1} . Мінімальні значення витоків у 0,2 л/хв до частоти обертання в 2000 хв^{-1} мають гідромотор A4FM28 і насос Innas FC24 з поршнями «плаваюча чашка», у разі підвищення частоти обертання крутизна в останній конструкції вже суттєво менша. Таке явище вказує на те, що температура робочої рідини в конструкції Innas FC24 менше збільшується, як порівняти з аксіально-поршневыми з похилим диском. Гідромотор Brevini SH11CM30 також має досить пологою характеристику витоків від частоти обертання, мабуть, завдяки загалом збільшених витоків, як порівняти з іншими конструкціями.

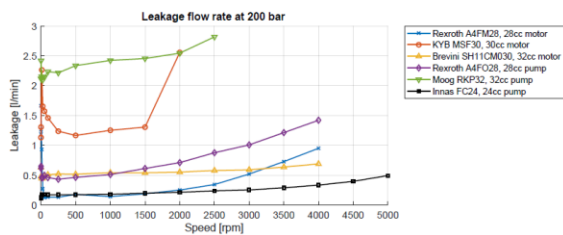


Рис. 15. Зміна витоків робочої рідини у гідромашинах залежно від частоти обертання за постійного тиску в 20 МПа

Тип витоків аксіально-поршневого гідромотора з похилим диском KYB MSF30 у зоні від 1500 хв^{-1} до 2000 хв^{-1} з підвищенням витоків у два рази (з 1,25 л/хв до 2,5 л/хв) є суттєво не традиційним, як порівняти з іншими гідромашинами. Зазвичай таке явище, як інтенсивне підвищення витоків є визначальним у разі збільшення зазора між розподільним диском та торцем блока циліндрів за деформацій в цих контртілах у випадку збільшення тиску. Під час цього тестування

тиск в 20 МПа не перевищує максимальний в 25 МПа для моделі KYB MSF30, а частота обертання знаходиться на максимальному допустимому рівні в 2000 хв^{-1} , тому, можливо, відбувається суттєве підвищення температури в зазорі та збільшення витоків завдяки зменшенню коефіцієнта кінематичної в'язкості робочої рідини. Зазвичай для використання гідромоторів на високих частотах обертання виробники рекомендують встановлювати «промивальні» гідророзподільники, які переливають частину рідини низького тиску крізь корпус гідромотора для так званого місцевого охолодження. Загалом можна дійти висновку про некоректність таких випробувань, коли застосовують гідромашину на максимальних режимах, як порівняти з іншими, за частотою обертання.

На рис. 16 наведені залежності втрат крутного моменту гідромоторів від частоти обертання за постійного значення перепаду тисків. Ці характеристики мають особливе значення для гідромоторів щодо режиму зрушування, а також стежних гідроприводів з електрогідропідсилювачами потужності (сервоклапанами), коли під тиском постійно знаходяться обидві порожнини гідромотора обертання робочого органа [5, 6]. Результати щодо моменту зрушування для гідромоторів Innas є безперечно унікальними, вони суттєво випереджають за показниками всі типи розглянутих під час порівняльних випробувань гідромашини і знаходяться на рівні гідромоторів ролик-лопатевого типу з найкращими показниками зрушування [6]. Отримані результати дають можливість для застосування гідромоторів Innas у стежних гідроприводах і підвищення характеристики не тільки щодо зменшення тертя, а і в сукупності з підвищеною герметичністю.

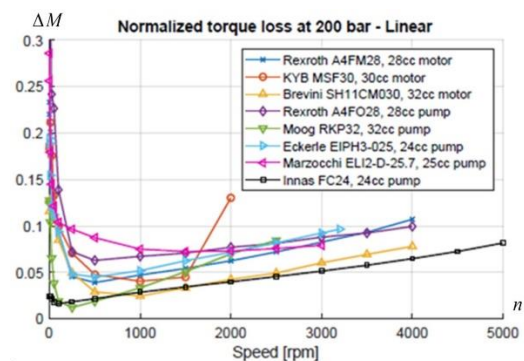


Рис. 16. Відносні втрати крутного моменту гідромашин від частоти обертання за умови постійного перепаду тисків у 20 МПа

Варто зазначити щодо важливості проведених випробувань, бо, наприклад, даних про технічні характеристики за ККД для насосів A4FO і гідромоторів A4FM фірма Bosch Rexroth Group у своїх каталогах не наводить.

Висновки

Результати конструкторських розробок та експериментальних досліджень демонструють появу нового напрямку розвитку аксіально-поршневих гідромашин моделі Innas з так званою плаваючою системою взаємодії пустотілого поршня з плаваючим циліндром. Забезпечення лінійного контакту в поршневій парі з малими зазорами дає можливість суттєво зменшити механічні втрати у разі збереження мінімальних витоків робочої рідини.

Гідромашини моделі Innas рекламуються як такі, що здібні мати робочі об'єми до 5000 см³, що дає можливість прогнозувати їх застосування не тільки в швидкісних гідроприводах, замість аксіально-поршневих гідромашин з похилим диском або похилим блоком циліндрів, а також як високомоментні гідромотори та в насосах з рекордною подачею робочої рідини до 7400 л/хв. Крім того, завдяки унікально малим втратам тертя в процесі зрушування гідромотори Innas можуть застосовуватись у стежних гідроприводах з керуванням від сервоклапанів.

Експериментальні порівняльні дослідження гідромашин Innas з іншими конструкціями довели їхні сучасні переваги щодо коефіцієнта корисної дії.

Відсутність на сьогодні каталогів гідромашин Innas з технічними даними серійних зразків поки ще дають можливості для їх практичного застосування під час проектування гідроприводів.

Література

1. Innas Technology Portfolio. URL: <https://innas.com/technology/> (дата звернення: 23.06.2024).
2. The Hydraulic Transformer. URL: <https://innas.com/hydraulic-transformer/> (дата звернення 23.06.2024).
3. Peter A J Achten, Georges E M Vael, Kim Heybroek. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. In VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum. 2011. Pp. 1–19. URL: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (дата звернення: 23.06.2024).
4. Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report. URL: <https://www.google.com/search?client=firefox-bd&q=1.+Performance+of+hydrostatic+machines.+Extensive+measurement+report> (дата звернення: 10.12.2022).
5. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Мороз І. І. Основи об'ємного гідропривода і гідропневматоматики: навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2009. 424 с.
6. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
7. Samorodov V., Avrunin G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine (Самородов В. Б., Аврунін Г. А. Рішення задачі розрахунку витоків робочої рідини в ексцентричному зазорі шарико-поршневої пари об'ємної гідромашини. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тету «Харків. політехн. ін-т». Харків. НТУ «ХПІ». 2021. Вип. 1. С. 81–87.
8. Axial piston variable pump (A)A4VSO. Rexroth Bosch Group. RA 92050-A/06.09. P. 64.
9. Axial piston fixed displacement pump A4FO. Bosch Rexroth Group. The Drive & Control Company RE91455, Edition: 03.2015, replaces: 04.2000. P. 28.
10. Fixed Displacement Motor A4FM. Bosch Rexroth-Mobile Hydraulics. RE91 120/04/00, replaces: 03.95 and RE 91 100. P. 12.
11. Fixed Displacement Motors SH11C. DANA. Brevini Motion Systems. P. 24.
12. ELICA by MARZOCCHI. Marzocchi Low-Noise and Low Ripples Pump. R01 – 07/2017. P. 36.
13. KYB Hydraulics Products Guide. Hydraulic Component Catalog (Detailed version). Printed in Japan CAT No.30103 021709 MG. P. 36.
14. KYB Hydraulics Motors. URL: https://www.kybfluidpower.com/wpcontent/uploads/2018/02/Website_catalog_MOTORS_v2.pdf (дата звернення: 23.06.2024).
15. Moog RKP Radial Piston Pump. Modular Design for Superior Performance Quiet and Robust. Star Publishing. Rev. K, November, Id. CDL29951-en. 2018. P. 84.
16. Moog Radial Piston Pump RKP-11. For Low-Flammability Fluids HFA, HFB, HFC, HFD. GUT/PDF/Rev.3/1, May 2010, Id. CDL2861-en, P. 60.
17. Marzocchi CHP2. URL: <https://www.onehydraulics.com/products/ghp2a-s-25-s1> <https://hydraulicline.ua/catalog/gidravlicheskie->

nasosy/nasosy-shesterenchatye/ghpmarzocchi/
(дата звернення: 23.06.2024).

18. EIPH2, EIPH3, EIPH6. Internal Gear Pumps. Eckerle Hydraulic Division. 0202010183/U&P/0110. P. 12.

References

- Innas Technology Portfolio. Available at: <https://innas.com/technology/> (Accessed 23 June 2024) [in English].
- The Hydraulic Transformer. Available at: <https://innas.com/hydraulic-transformer> (Accessed 23 June 2024). [in English].
- Peter A J Achten, Georges E M Vael, Kim Heybroek. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. In VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum; 2011, pp. 1-19. Available at: https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT_02.pdf (Accessed 23 June 2024) [in English].
- Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report. Available at <https://www.google.com/search?client=firefox-bd&q=1.+Performance+of+hydrostatic+machines.+Extensive+measurement+report> (Accessed 23 June 2024) [in English].
- Avrunin, G. A., Kyrychenko, I. G., Moroz, I. I. *Osnovy ob'ємnoho hidropnyvoda i hidropnevmoavtomatyky: navchalnyi posibnyk* [Basics of volumetric hydraulic drive and hydropneumatic automation: a study guide]. Kharkiv: KhNADU Publ. 2009. 424 p. [in Ukrainian].
- Avrunin, G. A., Kyrychenko, I. G., Samorodov, V. B. *Hidravlichne obladnannia budivelnikh ta dorozhnikh mashyn: pidruchnyk* [Construction hydraulic equipment and road vehicles: a textbook]. Kharkiv: KhNADU Publ. 2016. 438 p. [in Ukrainian].
- Samorodov, V., Avrunin, G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine (Samorodov, V. B., Avrunin, G. A. Rishennia zadachy rozrakhunku vytokiv robochoi ridyny v ekstsentrychnomu zazori sharykoporshnevoi pary ob'ємnoi hidromashyny [The solution to the problem of calculating leaks of the working fluid in to the eccentric clearance of the ball-piston pair of the volumetric hydraulic machine]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: zb. nauk. pr. / Nats. tekhn. un-tet «Kharkiv. politekhn. in-t. Kharkiv: NTU «KhPI», 2021. No. 1. Pp. 81–87 [in Ukrainian].*
- Axial piston variable pump (A)A4VSO. Rexroth Bosch Group. RA 92050-A/06.09. 64 p. [in English].
- Axial piston fixed displacement pump A4FO. Bosch Rexroth Group. The Drive & Control Company RE91455, Edition: 03.2015, replaces: 04.2000. 28 p. [in English].
- Fixed Displacement Motor A4FM. Bosch Rexroth-Mobile Hydraulics. RE91 120/04/00, replaces: 03.95 and RE 91 100. 12 p. [in English].
- Fixed Displacement Motors SH11C. DANA. Brevini Motion Systems. 24 p. [in English].
- ELICA by MARZOCCHI. Marzocchi Low-Noise and Low Ripples Pump. R01–07/2017. 36 p. [in English].
- KYB Hydraulics Products Guide. Hydraulic Component Catalog (Detailed version). Printed in Japan CAT No.30103 021709 MG. 36 p. [in English].
- KYB Hydraulics Motors. Available at: https://www.kybfluidpower.com/wp-content/uploads/2018/02/Website_catalog_MOTORS_v2.pdf (Accessed 23 June 2024). [in English].
- Moog RKP Radial Piston Pump. Modular Design for Superior Performance Quiet and Robust. Star Publishing. Rev. K, November, Id. CDL29951-en. 2018. 84 p. [in English].
- Moog Radial Piston Pump RKP-11 / For Low-Flammability Fluids HFA, HFB, HFC, HFD, GUT. PDF. Rev.3/1, May 2010. Id. CDL2861-en. 60 p. [in English].
- Marzocchi CHP2. URL: <https://www.onehydraulics.com/products/ghp2a-s-25-s1> Available at: <https://hydraulicline.ua/catalog/gidravlicheskie-nasosy/nasosy-shesterenchatye/ghpMarzocchi> (Accessed 23 June 2024). [in English].
- EIPH2, EIPH3, EIPH6. Internal Gear Pumps. Eckerle Hydraulic Division. 0202010183/U&P/0110. 12 p. [in English].

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

Глушкова Діана Борисовна¹, д.т.н., професор кафедри технології металів і матеріалознавства ім. О.М. Петриченка, тел. +380974811593, diana.borisovna@gmail.com,

Подригало Михайло Абович¹, д.т.н. професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, тел.+38050-30-116-58, pmikhab@gmail.com,

Поторока Анатолій Владиславович², начальник сектора стандартизації, Харківське конструкторське бюро ім. О. О. Морозова, тел. +380501862581, tolp72@gmail.com

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

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

Analysis of the Newest Design of Axial Piston Hydraulic Machines with Reduced Friction Losses and Leaks

Problem. Analysis of modern achievements in the field of volumetric hydraulic drives to improve the technical level of construction and road machines. **Goal.** Study of the design of the latest foreign development related to the improvement of the technical level of axial-piston volumetric hydraulic machines, in particular pumps and hydraulic motors according to the scheme of Innas floating cylinders. This design, according to the proposal of its inventors, is intended to work as pumps with a flow of up to 7400 l/min or hydraulic motors with a working volume of up to 5000 cm³ at a pressure of up to 50 MPa. **Methodology.** Analysis of the results of comparative bench tests of the Innas axial piston pump of the latest development and volumetric hydraulic machines of various designs, in particular axial and radial piston, as well as gear ones. **Results.** According to the results of comparative tests, the new design of the Innas axial-piston pump is significantly ahead of other serial hydraulic machines in terms of efficiency. The total efficiency value of 96 % achieved in the Innas pump shows the promise of such hydraulic machines. **Originality.** Analysis of the results of experimental studies with the determination of the features of the structures of hydraulic machines in terms of volumetric and hydromechanical power losses. It is concluded that Innas hydraulic motors can be used in trailing volumetric hydraulic drives with hydraulic power amplifiers, for which the characteristic of friction in the displacement mode is the main one from the point of view of the accuracy of the execution of the

specified control signals. **Practical value.** The given materials are useful for specialists in the field of mechanical engineering, in particular, the design of volumetric hydraulic drives for construction and road machines.

Keywords: The newest designs of Innas hydraulic machines, features of piston groups, efficiency, friction losses and leaks, comparative technical characteristics.

Avrunin Grygoriy¹, Ph.D, Assoc. Prof. Department of build and travelling machines after of A.M. Kholodov,

ORCID: 0000-0002-0191-3149, griavrunin@ukr.net,

Hlushkova Diana¹, Doct. of Science, professor of the department of metal technology and materials science named after O.M. Petrichenko, ORCID: 0000-0001-8612-6584, diana.borisovna@gmail.com,

Podrigalo Mikhail¹, Doct. of Science, professor of the Department Technology of mechanical engineering and machine repair, ORCID: 0000-0003-2426-0336, pmikhab@gmail.com,

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2426-0336>

Potoroka Anatoly², Head of the Standardization Sector Kharkiv Design Bureau named after O.O. Morozova, ORCID: 0000-0003-3609-8540, tolp72@gmail.com,

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

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