



Механізація, електрифікація

УДК 621.664

© 2016

*М.І. Черновол,
член-кореспондент НААН,
доктор технічних наук*

*Ю.В. Кулешков,
доктор технічних наук
Кіровоградський
національний
технічний університет*

ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Мета. На основі досвіду проектування шестеренних насосів визначити основні напрями розвитку їх конструкцій для подальшого підвищення ефективності технічного рівня сільськогосподарської техніки. **Методи.** Критичний аналіз досвіду теоретичних, експериментальних і конструкторських розробок шестеренних насосів сільськогосподарської техніки. **Результати.** Основними напрямками вдосконалення шестеренного насоса є підвищення тиску робочої рідини, створюваного насосом; питомого робочого об'єму і потужності; коефіцієнта подачі; зниження пульсації миттєвої подачі і тиску; зниження шуму в процесі роботи насоса, що сприятиме підвищенню технічного рівня шестеренних насосів сільськогосподарської техніки. **Висновки.** Запропоновано основні напрями подальшого розвитку шестеренних насосів сільськогосподарської техніки, що дають можливість за мінімальних витрат у рамках традиційних конструкторських схем істотно підвищити технічний рівень шестеренних насосів сільськогосподарської техніки.

Ключові слова: шестеренний насос, гідропривід, гідравлічна машина.

У сучасних сільськогосподарських машинах об'ємний гідропривід застосовується дедалі більше, витісняючи механічні, гідродинамічні, а в деяких конструкціях і електромеханічні приводи [1–4].

При створенні гідравлічних систем сучасного рівня, розрахованих на високий тиск, перевагу надають поршневі насоси. Однак поршневим гідравлічним машинам

властивий ряд істотних недоліків, що змушує шукати альтернативні об'ємні гідравлічні машини, які працюють за іншими принципами.

До таких об'ємних гідравлічних машин належать шестеренні насоси (НШ). Завдяки простоті конструкції, надійності та невибагливості в експлуатації цей тип насосів набув значного поширення. У ряді галузей

машинобудування використання НШ є домінуючим. Так, скажімо, у навісних системах вітчизняних тракторів сільськогосподарського та промислового призначення тягового класу від 6 до 150 кН застосовуються лише насоси шестеренного типу.

Україна — основний виробник НШ серед країн СНД. Провідним українським підприємством, що виробляє НШ, є Кіровоградський ПАТ «Гідросила», обсяг НШ, вироблених на ньому, становить близько 10–12% від світового виробництва.

Тенденції розвитку гідроприводу.

Одним із найважливіших напрямів розвитку гідравлічних машин є підвищення тиску робочої рідини.

Дослідження показали, що вартість виготовлення гідроагрегатів однакової потужності зі збільшенням тиску до 30–40 МПа знижується [4]. Перехід на вищий тиск у гідроагрегатах дає змогу зменшити їх масу і габарити та знизити вплив газоповітряної складової робочої рідини. Так, Т.М. Башта зазначає, що підвищення тиску в гідравлічній системі літака з 21 до 28 МПа дає можливість знизити масу елементів гідравлічної системи на 12–16% [5].

Перспективним напрямом розвитку гідравлічних систем є застосування в гідравлічних приводах регульованих насосів і гідромоторів. Значне поширення регульованих насосів і гідромоторів зумовлено прагненням розробників підвищити ККД гідравлічних систем і гідроприводів, забезпечити енергозбереження у виробничому процесі реалізацією можливостей електро-гідроавтоматики для «безлюдної» технології або дистанційного керування.

Прагнення до зниження габаритів і металоемності гідравлічних систем та гідроприводів за одночасного зростання їх питомої потужності також є стратегічним напрямом у їх розвитку.

Отже, основними перспективами подальшого розвитку гідравлічних систем і гідроприводів є підвищення робочого тиску, ступеня управління елементами, збільшення питомої потужності.

Перспективи подальшого підвищення технічного рівня шестеренного насоса типу НШ. Як свідчать результати досліджень, підвищити тиск, що розвиває НШ, можна зменшенням зазорів у спряженнях деталей. Однак це пов'язано з необхідністю підвищення точності виготовлення, що

передбачає потребу у використанні більш точного і дорогого устаткування.

Одним із варіантів вирішення цього завдання є селективний підбір деталей насоса під час його складання, ефект застосування якого відповідає підвищенню точності виготовлення деталей на один клас. Проте такий метод прийнятний лише для одного та дрібносерійного виробництва і пов'язаний із важливими організаційними перетвореннями виробництва.

Другим варіантом є конструктивні рішення, спрямовані на підвищення гідравлічного опору в кожному сполученні або усунення зазорів у цих сполученнях, скажімо, переходом на одну суцільну деталь. Так, наприклад, заміна втулок, які виготовляються індивідуально, на парні — «вісімки» дає змогу усунути проміжок у стиках втулок. Як приклад конструктивного підвищення технологічності складання насоса є відмова від втулок взагалі і перехід на формування підшипників у корпусі та кришці НШ. За цією схемою ПАТ «Гідросила» випускає насоси типу НШ-М і «Master». Цей приклад ілюструє усунення небажаних проміжків.

В останніх наших розробках запропоновано конструкцію НШ, в якій здійснено спробу усунення торцевого сполучення відомої шестерні, а частка витоків через торцеві зазори НШ становить 70–80% від загальної обсягу витоків.

Актуальним залишається підвищення питомого робочого об'єму, який дає можливість збільшити основні питомі показники НШ, зокрема питому потужність, що припадає на одиницю маси й об'єму НШ. У роботі [9] наведено результати досліджень щодо збільшення коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень.

Коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень серійних НШ не перевищує $K_{V_0} = 0,30$. У запропонованих конструкціях насосів з урахуванням певних обмежень, що накладаються підприємством-виробником, $K_{V_0} = 0,3323$ [9]. Оптимальний коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень без урахування обмежень підприємства-виробника досягає $K_{V_0} = 0,417$, а в деяких випадках і вище. У перспективі — завдання розробки насоса з $K_{V_0} = 1,0$. Нині завдання вирішено на теоретичному рівні. Тривають пошукові дослідження, що дають змогу реалізувати цю ідею в конструкції НШ.

Наступним кроком розвитку конструкції

НШ є розробка способів гідравлічного розвантаження підшипників насоса.

Силовий тиск робочої рідини на вінці шестерень, зусилля від яких сприймається цапфами і підшипниками ковзання, зумовлює зростання діаметра і довжини підшипників, що істотно знижує досконалість конструкції і технічний рівень НШ. Нині цю проблему розв'язують за рахунок використання нових матеріалів підшипників ковзання з підвищеною несучою здатністю. Завдяки використанню металфторопластових підшипників вдалося знизити довжину підшипників у 1,5–1,7 раза. Проте й при цьому довжина підшипників у 2–2,5 раза перевищує висоту вінців шестерень, які визначають об'єм робочої камери НШ.

Проведений функціональний аналіз НШ показав, що одним із резервів підвищення технічного рівня НШ та його питомих показників є зменшення довжини та діаметра підшипників ковзання насоса.

Розв'язання цього найважливішого наукового завдання лежить у площині переходу від плоскої до розробки об'ємної моделі роботи качаючого вузла НШ, що містить у собі не лише вінець шестерень, від параметрів яких залежить об'єм робочої камери НШ, а й підшипники, об'єм яких у сумарному об'ємі качаючого вузла у 2–2,5 раза більший, ніж об'єм вінців шестерень.

Одним із найпоширеніших способів зниження силового впливу на підшипники НШ є застосування схеми, за якої гідравлічне розвантаження підшипників відбувається через збільшення зони високого тиску. Подальше збільшення зони високого тиску дасть можливість скоротити довжину підшипників і всього НШ загалом. Проте для її збільшення потрібно використовувати шестерні зі збільшеним числом зубів, що знижує коефіцієнт використання вінців шестерні НШ. Існує оптимальне число зубів шестерень, яке забезпечує мінімальні розміри підшипників ковзання і всього насоса за максимально можливою для заданих умов подачі. Можна знайти такі оптимальні параметри зубчастого зачеплення, за яких габаритні розміри качаючого вузла і всього НШ будуть мінімальними для заданих умов проектування.

Як критерій оптимізації пропонується застосовувати коефіцієнт використання об'єму качаючого вузла (КВОКВ), який розраховують за формулою:

$$K_{\text{КВ}} = \frac{V_0 (D_e, D_i (d_z, z), b([p]), z)}{V_{\text{КВ}} (d_z ([p]), D_e, b([p]), l_z ([p]))}, \quad (1)$$

де V_0 — робочий об'єм НШ, м^3 ; D_i — діаметр западин зубців шестерень, м ; d_z — діаметр цапф, м ; z — кількість зубів шестерень; b — ширина вінця шестерні, м ; $V_{\text{КВ}}$ — об'єм, що займає качаючий вузол НШ, м^3 ; l_z — довжина цапф НШ, м ; $[p]$ — несуча здатність підшипників ковзання НШ для заданої швидкості ковзання, Па .

Об'єм, що займає качаючий вузол НШ, можна легко розрахувати відповідно до залежності:

$$V_{\text{КВ}} = 2 \cdot [0,25 D_e^2 \cdot (b([p]) + 2 \cdot l_z ([p]))]. \quad (2)$$

Визначити робочий об'єм НШ у звичайній практиці нескладно [9]. Однак у випадку, представленою залежністю (1), — це непросте завдання, що потребує додаткових теоретичних досліджень. Це пояснюється тим, що параметри, які входять у відповідні розрахункові формули, самі є залежними величинами, зокрема від параметрів підшипників ковзання НШ.

Найважливішими дослідженнями, спрямованими на вдосконалення технічного рівня НШ, є підвищення коефіцієнта подачі. Для досягнення цієї мети було розроблено нові фізико-математичні моделі внутрішніх витоків у НШ. Донині методики розрахунку внутрішніх витоків робочої рідини в НШ визначаються експериментально [10]. Проведено дослідження, результати яких викладено в публікаціях авторів. Дані, отримані в процесі досліджень, мають бути використані під час розрахунку об'єму внутрішніх витоків через проміжки в спряженнях НШ та під час розробки заходів, спрямованих на підвищення тиску, що розвиває НШ.

Однак теоретичні розробки НШ попри багаторічну історію, є недосконалими. Одним із напрямів подальшого розвитку теорії внутрішніх витоків є визначення взаємозв'язку між об'ємом внутрішніх витоків і витратою робочої рідини в підшипниках ковзання НШ.

Останнім часом проводять роботи, спрямовані на зниження пульсації миттєвої подачі робочої рідини в НШ. Отримані результати теоретичних досліджень у цьому напрямі дали можливість усунути деякі неточності наявних фізико-математичних і математичних моделей і теорій. Розроблені під час теоретичних досліджень

нові фізико-математичні моделі дають підстави вважати, що геометричну пульсацію миттєвої подачі і тиску в процесі роботи НШ можна істотно зменшити. Такі висновки повною мірою були підтверджені і доповнені теоретико-експериментальними дослідженнями цього явища.

Одним з найважливіших недосліджених аспектів у робочому процесі НШ є процес підвищення тиску робочої рідини. Вважається, що цей процес відбувається впродовж кутового кроку обертання шестерні і залежить від ряду чинників, зокрема від частоти обертання шестерень та окружних, торцевих, радіально спрямованих і торцевих витоків у перехідній зоні.

Недостатньо дослідженим напрямом у теорії НШ є процес всмоктування. Це пояснюється тим, що сучасні НШ вирізняються високими загальним і об'ємним ККД. Частота обертання не перевищує 60 с^{-1} і не позначається на якості заповнення робочих камер НШ. Збільшенням частоти обертання приводу можна підвищити всі питомі показники НШ, багато з яких є пропорційними частоті обертання. Отже, під час розробки перспективних конструкцій НШ слід урахувувати можливість збільшення частоти обертання і приділяти увагу дослідженню процесу всмоктування робочої рідини в НШ.

Не повністю досліджена проблема підвищення коефіцієнта подачі НШ. Залишається нерозкритим механізм процесу компресії і декомпресії робочої рідини у відсіченій порожнині НШ.

Важливим залишається питання регулювання подачі НШ. На сьогодні є досвід

успішної розробки НШ з регульованою подачею. За успішного вирішення низки завдань, основним з яких нині є підвищення коефіцієнта регулювання, можна отримати НШ з регульованою подачею. Його вартість буде, як мінімум, на порядок нижчою, ніж наявні конструкції регульованих об'ємних насосів — пластинчастих і аксіально-поршневих.

Найважливішим напрямом досліджень є вивчення динамічних характеристик не лише НШ, а й інших типів регульованих насосів об'ємного типу. Нині різке зростання швидкостей виробничих процесів висуває підвищені вимоги до точності і швидкості регулювання, що зумовлює необхідність розробки нових методик розрахунку та проектування гідроприводів і гідроавтоматики. Виконання таких розрахунків потребує ретельного вивчення динамічних характеристик елементів гідроприводу.

Підвищення навантажень і швидкостей у сучасних зразках техніки зумовлює збільшення рівня їх шуму. Шестеренні насоси не є винятком. Заходи боротьби з шумом у шестеренних насосах, наведені в літературних джерелах, є, як правило, рекомендаційними, а дійсно ефективних способів зниження шуму донині не розроблено. Отже, завдання поліпшення шумових характеристик також слід вважати актуальним.

Варто зазначити, що недостатньо вивчено енергетичний бік робочого процесу НШ, зокрема процеси, пов'язані з втратою енергії на нагрівання робочої рідини, а також фактори, що впливають на механічний ККД.

Висновки

У проектуванні гідроприводів сільськогосподарської техніки як гідравлічних машин доцільно застосовувати шестеренні насоси, що мають ряд важливих переваг порівняно з іншими типами насосів. Принципи, на яких базується робота шестеренних насосів, дають змогу позиціонувати шестеренні насоси як насоси з великими нерозкритими потенційними можливостями. Відзначено основні способи подальшого вдосконалення конструкцій шестеренних насосів щодо підвищення їх технічного рівня. Основними напрямками

вдосконалення НШ є підвищення тиску робочої рідини, що розвивається насосом; питомого робочого об'єму і потужності; коефіцієнта подачі; розвантаження підшипників; зниження пульсації миттєвої подачі і тиску та шуму в процесі роботи насоса.

Більшість із зазначених завдань знайшли своє вирішення на теоретичному та експериментальному рівнях на дослідних зразках насосів. Наступним етапом є експериментальні дослідження шестеренних насосів в умовах виробництва.

Бібліографія

1. *Васильченко В.А.* Регулируемые гидропередачи строительных и дорожных машин за рубежом/В.А. Васильченко, Л.Г. Додин//Обзор. — М.: ЦНИИТЭИ-строймаш, 1975. — 50 с.
2. *Васильченко В.А.* Основные направления развития аксиально-поршневых насосов и гидромоторов для мобильных машин/В.А. Васильченко, Л.Г. Додин, М.А. Син//Строительные и дорожные машины. — 1983. — № 10. — С. 16–18.
3. *Mayr A.* Hydrostatische Tahrantriebe/A. Mayr//O+P «Olhydraulik und Pneumatik». — 1985. — V. 29, № 7. — S. 516–525.
4. *Аврунин Г.А.* Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач/Г. А. Аврунин, И.В. Кабаненко, В.В. Хавиль//Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — № 4 (30) — С. 3–6.
5. *Башта Т.М.* Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств/Т.М. Башта. — [3-е изд. перераб. и доп.]. — М.: Гос. науч.-техн. изд. Оборонгиз, 1961. — 475 с.
6. *Основы теории и конструирования объемных гидропередач/Л.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, А.А. Кондаков; под ред. В.Н. Прокофьева.* — М.: Высш. шк., 1968. — 399 с.
7. *Аксиально-поршневой регулируемый гидродвигатель/В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков и др.; под ред. В.Н. Прокофьева.* — М.: Машиностроение, 1969. — 496 с.
8. *Николенко И.В.* Тенденции развития и технического уровня аксиально-поршневых гидромашин с регулируемым рабочим объемом/И.В. Николенко//Промислова гідроліка і пневматика. — 2004. — № 1 (3). — С. 49–54.
9. *Черновол М.І.* Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму/М.І. Черновол, Ю.В. Кулешков//Вісн. аграр. науки. — 2011. — № 5. — С. 42–45.
10. *Юдин Е.М.* Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет/Е.М. Юдин. — [2-е изд. перераб. и доп.]. — М.: Машиностроение, 1964. — 236 с.

Надійшла 17.09.2015.

ОГОЛОШЕННЯ

Національна академія аграрних наук України

оголошує конкурс на зайняття посади директора
Волинської державної сільськогосподарської дослідної станції НААН
(Волинська обл., Луцький р-н, смт Рокині, вул. Шкільна, 2)

У конкурсі можуть брати участь громадяни України, які вільно володіють українською мовою, мають науковий ступінь доктора наук або доктора філософії (кандидата наук), стаж наукової або науково-організаційної роботи не менше 10-ти років, зокрема досвід роботи на керівних посадах не менше 5-ти років, та є фахівцями з основного напрямку діяльності цієї наукової установи.

Строк подання заяв — 2 міс. з дня опублікування оголошення Академією.

Особи, які бажають взяти участь у конкурсі, мають подати такі документи:

- заяву;
- особовий листок з обліку кадрів з фотокарткою;
- автобіографію;
- копії документів про вищу освіту, наукові ступені та вчені звання;
- перелік наукових здобутків;
- довідку про наявність або відсутність судимості;
- довідку з Єдиного державного реєстру осіб, які вчинили корупційні правопорушення;
- копію паспорта, засвідчену претендентом;
- копію трудової книжки;
- письмову згоду на збір та обробку персональних даних.

Копії документів, подані претендентом (крім копії паспорта), мають бути засвідчені за місцем роботи претендента або нотаріально. Відповідальність за недостовірність документів несе претендент.

Документи надсилати на адресу:

м. Київ-010, вул. Суворова, 9, Національна академія аграрних наук України.

У разі неподання повного пакета документів претендент не допускатиметься до участі у конкурсі.

Телефон для довідок: **(044) 521-92-91.**