

УДК 620.1

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ

В'юник О. В., інж.,

Овчаренко В. А., магістр

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, м. Мелітополь, Україна

Постановка проблеми. Як показує досвід експлуатації, надійність відремонтованих насосів значно поступається надійності нових. Це пояснюється відсутністю системної інформації щодо причин відмови насосів та системного підходу до вибору оптимальних методів відновлення зношених деталей і технології ремонту насоса в цілому. Ефективним напрямком усунення цих недоліків є поліпшення якості технічного обслуговування і ремонту шестеренних насосів, створення нових методів відновлення зношених деталей, що дозволить знизити витрати на ремонт і підвищити надійність відремонтованих насосів гідросистем сільськогосподарських машин. Отже, підвищення надійності і якості ремонту шестеренних насосів типу НШ є актуальною науковою і народногосподарською проблемою.

Основні матеріали дослідження. На вітчизняних тракторах використовуються насоси типу НШ–Т, НШ–Е, НШ–В, НШ–У та НШ–К (виробники Вінницький завод гідроагрегатів, Одеський завод гідроагрегатів та Кіровоградський завод «Гідросила»). В закордонних гідравлічних системах тракторів для нагнітання робочої рідини до агрегатів гідросистеми та створення в них тиску також використовують насоси типу НШ (виробник фірми BOSCH, Rex Rot «Німеччина», Eaton «США», Danfos «Данія» та інші).

Для зменшення впливу зносу качаючого вузла на довговічність насосу та підвищення його надійності з 1968 р. випускається більш вдала конструкція насосів типу НШ–У. Будова насоса модифікації НШ–У представлена на рисунку 1. За конструкцією вона відрізняється від насосів НШ–Е, Т, В тим, що замість розвантажувальної пластини з ущільнювальним кільцем вони оснащені суцільною гумовою ущільнювальною манжетою 10, затиснутою між кришкою 1 та корпусом 5 (рис. 1 а) [1]. В циліндричні отвори манжети вставлені гумові кільця 14 (рис. 1 б) з прилягаючими до кришки сталевими тонкими шайбами 9 (рис. 1 а) для ущільнення передніх опор втулок. Гумові кільця 14 (рис. 1 б) перешкоджають видавлюванню манжети в зазор між хвостовиком втулки та отвором в кришці.

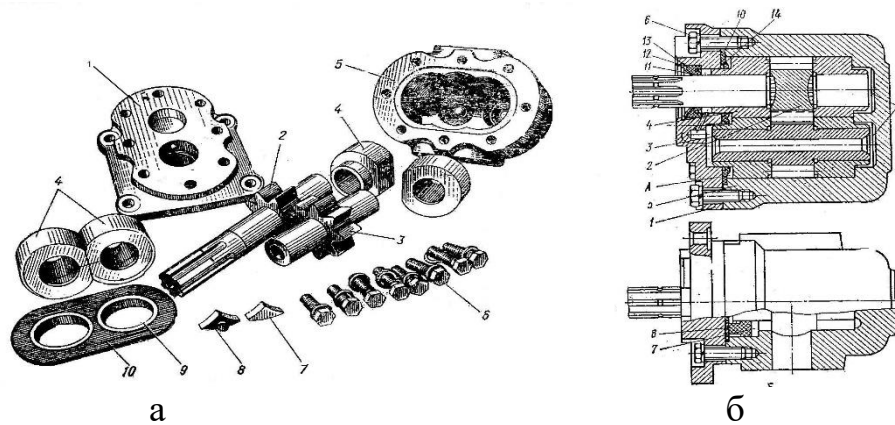


Рис. 1. Будова насосу НШ-У:

а – деталі насосу; б – поздовжній переріз; 1– кришка; 2,3 – ведуча та ведена шестерні; 4 – втулки; 5 – корпус насоса; 6 – болти; 7 – алюмінієвий клиновий вкладиш; 8 – гумові ущільнення; 9 – металеві шайби; 10 – ущільнювальна манжета; 11 – опорне кільце; 12 – манжета; 13 – стопорне кільце; 14 – гумове кільце манжети

Крім того, запірні пружинки для фіксації запірних втулок в певному розгорнутому стані усунуті, тому в корпус насоса вставляють опірні втулки без розгортання. Для кращого прилягання втулки до корпусу колодязь в кришці під ведучу шестерню розточено по діаметру на 0,5 мм більше. Для зниження тиску на підшипники (опірні втулки), а також для зменшення зносу спряжених поверхонь підшипників та їх цапф на торцях опірних втулок, що прилягають до торців шестерень, зроблено дугоподібні розвантажувальні канавки 2 x 2 мм. Щоб внутрішні втрати рідини в насосі через зазори між торцевими поверхнями шестерень та втулок залишалися мінімальними в конструкції насосів типу НШ-У використано автоматичне підтискання: робоча рідина з площини нагнітання потрапляє по пазу в площину А (рис.1 б) над передніми опорними втулками і підтискає рухомі втулки до торців шестерень, усуваючи зазор між ними. При відсутності автоматичного підтискання міг би з'явитись зазор між торцями опорних втулок та шестерень, який збільшувався б за рахунок зносу цих деталей по торцях. Тиск рідини в площині А створює силу, що підтискає рухомі втулки до торців шестерень насосу, але з боку зубців також діє тиск рідини, однак на меншу площину. Конструктивні доопрацювання вузлів ущільнення та автоматичної компенсації торцевих зазорів дозволили збільшити гарантійний ресурс насосів типу НШ-У до 1000 год. проти 800 год. для насосів попередніх конструкцій. Також для збільшення ресурсу насосів та їх надійності для розвантаження підшипників шестерень від зусиль тиску рідини використовують схеми з гідравлічним протитиском. Таку ж схему розвантаження підшипників шестерень використовує і німецька фірма BOSCH провідний виробник гідравлічних насосів в Європі. Для подо-

вження строку роботи насосів фірми BOSCH та Rex Rot використовують здвоєні суцільні підшипники з компенсаційними каналами в які вставлено полімерні вставки і за рахунок автоматичного підпору рідиною підшипників компенсується радіальний та торцевий зазор.

Вітчизняною промисловістю, для вирішення проблем компенсації радіального та торцевого зазорів випускається шестеренчастий насос типу НШ–К, будова якого наведена на рисунку 2.

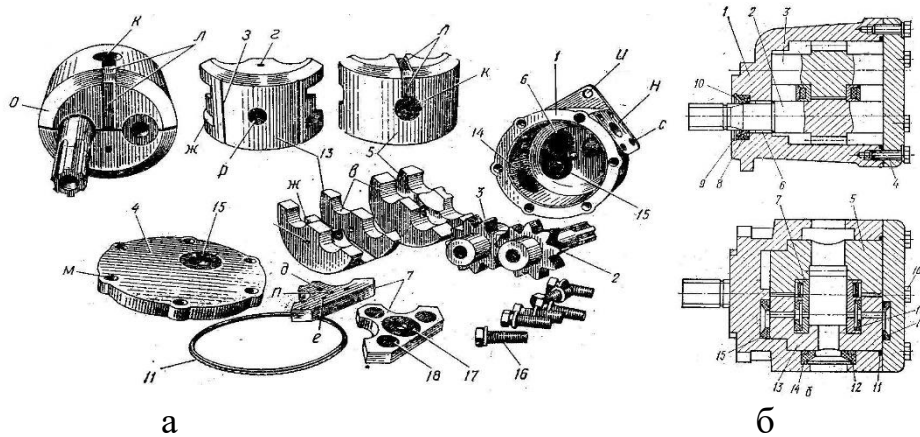


Рис. 1. Будова насосу НШ – К:

а – деталі насосу; б – поздовжній переріз; 1 – корпус; 2,3 – ведуча та ведена шестерні; 4 – кришка; 5 – підшипникова обойма; 6 – centruюча втулка; 7 – платики; 8 – ущільнюючі манжети; 9 – опорне кільце ущільнюючої манжети; 10 – пружинне кільце; 11 – ущільнююче кільце кришки; 12 – опорна пластина; 13 – підтиска обійма; 14 – манжета радіального підтискання; 15,17,18 – манжета; 16 – болти; В – виступи під цапфи шестерень; Г – отвір; Д – проточка діаметром 6 мм та глибиною 2 мм; Е – косі отвори; Ж – пази під платики; З – трикутні пази; И – отвори для кріплення насоса; К – отвір вхідний; Л – канавка для відводу втрат рідини; М – отвори під болти; Н – оброблені площини для кріплення приєднувальної арматури; О – фаска широка; П – отвори діаметром 6 мм; Р – нагнітаючий отвір; С – отвір для кріплення кутника (арматури)

Корпус насоса відлито з алюмінієвого сплаву як одне ціле зі з'єднувальним фланцем, в якому виконано посадковий centruючий буртик та чотири отвори И під кріпильні болти 16. В середині корпусу 1 знаходиться циліндричний колодязь, в якому розміщено качаючий вузол. На дні корпусу є отвір для виходу приводного валу. З зовнішнього боку в цей отвір напресовано манжету 8 для ущільнення ведучого валу насоса, а з внутрішньої – centruючу сталеву втулку 6, що виступає в середину корпусу на 4 мм. Центруюча втулка перешкоджає прокручуванню качаючого вузла під час роботи і служить направляючою при складанні насоса [1].

На дні корпусу (всередині) та в площині кришки 4 зроблено гнізда для манжет 15 діаметром 39 мм, а також конічні заглиблення, що слугують для утворення камер осьового підтискання. Робоча рідина під тиском потрапляє в камери осьового підтискання із зони високого тиску насосу через отвір Г. На боковій поверхні корпусу 1 є дві симетрично розташовані площини Н з чотирма різьбовими отворами на кожній, що призначені для кріплення приєднувальної арматури.

В центрі однієї з цих площин є всмоктуючий отвір, а в центрі іншої – вихідний або нагнітаючий, такого ж діаметра. З середини корпусу в виточку вихідного отвору вмонтовано манжету радіального підтискання 14, що утворює камеру тиску, в якій створюється зусилля для підтискання обойми до зубів шестерні. Зверху манжети накладається металева опорна пластина 12 для перекриття зазору між корпусом 1 та підтискною обоймою 13. по мірі зношення опорних поверхонь за допомогою підтискної обойми компенсується радіальний зазор між її ущільнюючою поверхнею та зубцями шестерень. Ведуча 2 (рис.2а) та ведена 3 шестерні з цапфами виготовлені з легованої сталі та мають по дев'ять зубців у насосів НШ–50, НШ–100 і по десять у насосів НШ–160, НШ–250.

Цапфи шестерень насосу обертаються у підшипниковій 5 та підтискній 13 обоймах, що виконані у вигляді напівциліндрів, зовні яких на одному із торців виконано широку фаску О, що обернена до дна насосу, а на іншому – вузьку, обернену до кришки. Кожна з обойм виконана таким чином, що служить однією опорою для всіх цапф шестерень. Підшипникова обойма виконана з алюмінієвого сплаву АМО–7–3 з зовнішнім діаметром на 0,03 – 0,05 мм більше діаметра циліндричної проточки в корпусі для створення жорсткого упора між корпусом та крилами обойми з метою стабілізації міжосьової відстані проточок під опори шестерень. Підтискна обойма 13 має в середині напівкруглі виточки В під цапфи та виточки під шестерні. Крім того, тут є два паралельних паза Ж шириною по 12 мм для встановлення торцевих платиків 7. Пластики 7 являють собою пластинки, виготовлені з бронзи ОЦС–5–5, однакових розмірів з круговими вирізами.

Щоб розвантажити насос в платиках 7 виконано косі отвори Д з розточкою діаметром 6 мм і на глибину 2 мм, по яких рідина з замкнутого об'єму відводиться в зону високого тиску. Круглий насос відрізняється від інших тим, що замість чотирьох втулок в корпус вставляють дві обойми і зона високого тиску має значно менший об'єм, що обумовлює такі його переваги: постілі підшипників ковзання виконані моноблоком за одну розточку, тому усувається можливість появи перекосів; зменшена зона високого тиску, що значно розвантажує корпус; забезпечено автоматичну компенсацію осьових (торцевих) та радіальних зазорів по мірі зносу деталей, що труться; допускається можливість секційного використання при одному приводному валі; досягнуто високу

надійність роботи, обумовлену малою кількістю деталей та простою конструкцією ущільнення; отримано можливість підвищити робочий тиск рідини до 21 МПа; значно збільшено жорсткість конструкції за рахунок виведення приводного валу насоса через дно корпусу, а не через кришку [1].

Враховуючи те, що насоси модифікації НШ–К знаходять широке застосування в конструкціях гідравлічних систем в зв'язку з високими показниками довговічності в умовах експлуатації, розглянемо більш детально ці показники. В процесі експлуатації гідравлічних насосів виникають відкази в їх роботі, це пояснюється тим, що насоси працюють в тяжких умовах. При цьому під дією різних процесів і факторів змінюються в часі їх характеристики.

Аналіз експлуатації машин, оснащених гідравлічними насосами типу НШ-К показує, що близько 30 % всіх відказів машини припадає на вихід з ладу насосу [2]. Аналіз причин, які обумовлюють втрату роботоздатності, показує, що вони викликані порушенням технології виготовлення деталей, їх складанням, не своєчасним і не якісним проведенням технічних обслуговувань та порушенням правил експлуатації насосів.

Аналіз даних спостережень за тракторами в експлуатаційних умовах та аналіз причин відмов свідчить, що конструктивні, технологічні та експлуатаційні фактори складають відповідно – 10, 30 та 60 % відказів. Також на довговічність гідравлічних насосів в умовах експлуатації впливають характер навантаження та режим роботи. Довговічність насосів в багатьох випадках залежить від фізико-механічних властивостей робочої рідини. При роботі гідросистем на робочу рідину діє зміна високих тисків, швидкостей та температур. Також при негерметичності системи відбувається підсос повітря з пилом, при заправці в систему потрапляє пил, різноманітні механічні забруднення та вода [3].

До джерел, які обумовлюють забруднення слід віднести: технологічні забруднення, що потрапляють до агрегатів в процесі їх виготовлення та ремонту; забруднення, що потрапляють при транспортуванні, зберіганні та заправці робочої рідини; продукти зносу деталей агрегатів [3]. В наслідок взаємодії робочої рідини з поверхнями деталей гідравлічних насосів виникають різноманітні види зносу.

На деталях гідроагрегатів можуть виникати такі ж зноси, як і на деталях інших вузлів та агрегатів, але окремі види зносу деталей характерні тільки для гідроагрегатів [4,5].

До основних видів зносу гідравлічних насосів та їх деталей можна віднести: абразивний, зчеплення поверхонь, зминання, ерозійно-кавітаційний, втомлювальний, корозійний та інші [3]. Кавітація – це виникнення в робочій рідині бульбашок, наповнених паром, повітрям. В умовах кавітації, крім ударів, діють фізико-хімічні фактори, які прискорюють руйнування металу. Кавітація починається тим раніше, чим більше

повітря та твердих частинок міститься в робочій рідині. Зчеплення як правило виникає при граничному або сухому терті, що викликане внаслідок грубої обробки деталей та незадовільного складання при ремонті та виготовленні гідронасосів. Корозія виникає в результаті потрапляння в агрегати з робочою рідиною води, кислот, палива. Змінання відноситься до механічного зносу та є характерним для стикових поверхонь, таких як платики. Поломки як правило виникають при втомлювальному руйнуванні від дії змінних навантажень на деталі в результаті перевантажень, зчеплення, гідроударів.

Висновки. Експлуатаційний досвід показав, що для гідропривода найбільшими є втрати від поступових відмов, тобто зношування деталей під час роботи і втрати вузлом своїх початкових параметрів. У переважній більшості зношування гідросистем пов'язане з їх забрудненням. Забруднення можуть бути у вигляді твердих, рідких і газоподібних включень. Кожне з них може значною мірою впливати на зношування деталей. У подальшій роботі планується дослідити методи підвищення зносостійкості деталей гідравлічного насосу типу НШ-К.

Список використаних джерел

1. Посвятенко Е.К., Кропівний В.М., Посвятенко Н.І., Русских В.В. Ремонт шестеренних насосів гідросистем дорожніх машин. *Збірник наукових праць ХНАДУ*. Харків. 2008. Випуск 38. С. 122–136.
2. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник/ В.Я. Чабанний та ін.; під ред. В.Я. Чабанного. Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. 720 с.
3. Закалов О.В., Закалов І.О. Основи тертя і зношування в машинах: навч. посіб. Тернопіль, Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. 322 с.
4. Дідур В.В., Паніна В.В., В'юник О.В. Спосіб підвищення післяремонтної довговічності шестеренних насосів. *Праці тдату*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 4. С. 110 – 117.
5. В'юник О.В., Дідур В.В., Паніна В.В., Дашивець Г.І. [Теоретичні підходи застосування різних присадок при обкатуванні гідромашин](#) *Науковий вісник ТДАТУ* Мелітополь, 2020. Вип. 10, т. 1. С. 206 – 215.