



УДК 631.3.004.15

ENSURING THE RELIABILITY OF AXIAL-PISTON UNITS OF HYDRAULIC TRANSMISSIONS IN THE PROCESS OF THEIR REPAIR BY CONSTRUCTIVE MEASURES

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ АКсіАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ В ПРОЦЕСІ ЇХ РЕМОНТУ КОНСТРУКТИВНИМИ ЗАХОДАМИ

Melyantsov P. T. / Мельянцов П. Т.

c.t.s., as.prof. / к.т.н., доц.

ORCID: 0000-0001-5937-4021

Dnipro State Agrarian and Economic University, str. S. Yefremova, 25, 49600

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, вул. С. Єфремова, 25, 49600

Анотація. Підвищення довговічності об'ємних аксіально-поршневих гідромашин після їх ремонту в значній мірі обумовлюється технічним рівнем технологічних процесів та якістю відновлення деталей. Мета роботи полягала в забезпеченні міжремонтного ресурсу аксіально-поршневих гідромашин в процесі їх ремонту конструктивним удосконаленням деталей, що в першу чергу обмежують ресурс об'ємних гідравлічних трансмісій мобільних машин в умовах експлуатації. Поставлена мета досягається проведенням конструктивних удосконалень деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих агрегатів гідравлічної трансмісії, і використання їх як ремонтних деталей для забезпечення якісного ремонту. Запропоновані конструкції опори люльки, втулки блока та гідророзподільника, в якості ремонтних деталей, дають можливість поглинати вібраційні навантаження та зменшувати контактні в процесі роботи гідромашин, що зменшує зношення деталей і забезпечує збільшення їх довговічності в умовах експлуатації. Застосування ремонтних деталей значно підвищує технічний рівень технологічних процесів сервісних підприємств ремонту та розширює методи відновлення посадки в спряженнях при ремонті аксіально-поршневих гідромашин.

Ключові слова: гідравлічна трансмісія, аксіально-поршнева гідромашина, технологічний процес ремонту, динамічні навантаження, конструкції деталей, ремонтні деталі, довговічність, сервісні підприємства.

Вступ.

Застосування об'ємних гідравлічних трансмісій (ОГТ) в мобільних машинах значно покращило їх технічні характеристики, ефективність виконання запланованих дій за рахунок можливості регулювання швидкості у широкому діапазоні, високої точності маневрування, можливості швидкого реверсування руху, зниження динамічних впливів на остов машини при маневрах та ін.

До недоліків ОГТ можна віднести: порівняно низький коефіцієнт корисної дії (ККД), значна вартість гідромашин та робочої рідини (РР); вимоги щодо вищого рівня експлуатації та ремонту [1].

Найбільшу реалізацію за конструктивними рішеннями в мобільних машинах знайшла двох агрегатна гідравлічна схема, до складу якої входить регульований аксіально-поршневий гідронасос марок НП90, НП112, та не регульовані гідромотори відповідних до гідронасосів марок МП90, МП112 [2, 3].

Впровадження гідравлічних трансмісій в мобільних машинах обумовило



збільшення об'єму та виду робіт з проведення номерних технічних обслуговувань, для підтримання працездатного стану агрегатів гідравлічних трансмісій, та розроблення технологічних процесів для відновлення їх працездатності в сервісних підприємствах ремонту, так як аксіально-поршневі гідроагрегати належать до відновлювальних об'єктів ремонту.

Технічний рівень виробничих процесів з відновлення працездатного стану аксіально-поршневих гідромашин буде визначатися річною програмою сервісних підприємств, яка обумовлюється показниками експлуатаційної надійності агрегатів гідравлічних трансмісій.

В роботі [4], автори відмічають, що в умовах експлуатації близько 25...30 % відмов в мобільних машинах припадає на гідроагрегати трансмісії. А основна їх кількість відноситься до спряжень деталей качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин (гідронасоса та гідромотора).

Зміна структурних параметрів технічного стану деталей спряжень качаючих вузлів гідромашин обумовлює порушення розмірних ланцюгів в з'єднаннях, що приводить до зменшення тиску в нагнітаючій магістралі гідроприводу, зниження об'ємного і загального коефіцієнтів корисної дії (ККД) гідравлічної трансмісії [5].

Забезпечення регламентованого міжремонтного ресурсу для аксіально-поршневих гідромашин, що потрапили до сервісного підприємства для відновлення працездатного стану, як правило, формується на основі проведення детального аналізу існуючих конструктивних та технологічних рішень, які можуть бути реалізовані при розробленні та вдосконаленні в технологічних процесах спеціалізованих ремонтних підприємств.

Питання підвищення довговічності об'ємних аксіально-плунжерних гідромашин з похилою шайбою, з точки зору конструктивного удосконалення, розглядається в роботі [6]. Де автор відмічає, що на працездатність гідромашин впливають динамічні процеси, які приводять до розкриття стику між блоком циліндрів і торцевим розподільним золотником та ймовірності появи резонансних та перед резонансних умов роботи ротора гідроагрегату. Усунення даних недоліків можливе за рахунок оптимального вибору діаметра вала, відстанню між опорами вала та безпосередньо застосуванням різних типів підшипників в якості його опор.

Наведені конструктивні рішення, які забезпечують довговічність гідроагрегату, дуже важко реалізувати в технологічних процесах їх ремонту, так як характеризуються зміною геометричних розмірів вала ротора та оптимального розміщення в корпусних деталях посадкових поверхонь для підшипникових опор.

Для умов сервісних підприємств доцільним (більш доступним з технологічної точки зору) буде конструктивне вдосконалення безпосередньо деталей таких спряжень качаючих вузлів гідромашин, як «розподільник – пристане дно», «втулка блоку-плунжер», «п'ята плунжера-опора люльки» для гідронасоса і «п'ята плунжера-похила шайба» для гідромотора, які зменшать динамічні навантаження на качаючий вузол гідромашини.

Підвищення надійності об'ємних гідравлічних трансмісій, з точки зору



конструктивного удосконалення, розглядається також в роботі [7]. Автори рекомендують провести заміну пар тертя агрегатів «метал - метал (біметал)» на «метал - композит» для опори люльки, втулок блоку, підшипників ковзання цапф люльки насоса. На їхню думку, перехід на виготовлення деталей опорних поверхонь люльки гідронасоса і похилої шайби гідромотора зі спеціального композитного матеріалу дасть можливість застосувати п'яти плунжерів зі сталі.

Дане конструктивне рішення може привести до зростання ударних та вібраційних навантажень в спряженні «плунжер – стальна п'ята», що збільшить люфт в з'єднанні, а через нього «мертвий об'єм» в над плунжерному просторі спряження «втулка блоку - плунжер», що буде впливати на об'ємний (ККД) гідромашин.

Ефективним методом для підвищення надійності аксіально-поршневих гідромашин є застосування активних вставок із епоксидної смоли з додаванням порошку перманганату калію та порошкової червоної міді в спеціально виготовлені вузькі кармани на робочих поверхнях поршня спряження «поршень-втулка» [8]. Метод підвищує зносостійкість пари тертя «поршень-втулка» в п'ять разів в порівнянні з новими деталями і може бути впроваджений в технологічних процесах ремонту аксіально-поршневих гідромашин на спеціалізованих підприємствах.

Разом з тим, реалізація методу дозволяє покращити умови тертя деталей в спряженні і практично не вирішує питання вібраційних навантажень, обумовлених роботою плунжерів, які будуть впливати на роботу інших спряжень качаючого вузла гідромашини.

Мета статті. Забезпечення міжремонтного ресурсу аксіально-поршневих гідромашин в процесі їх ремонту конструктивним удосконаленням деталей, що в першу чергу обмежують ресурс об'ємних гідравлічних трансмісій мобільних машин в умовах експлуатації.

Постановка задачі. Основним завданням у роботі являється визначення доступних в умовах ремонтного виробництва конструктивних удосконалень деталей спряжень качаючих вузлів гідромашин, що забезпечують ефективність роботи їх вузлів тертя. Його рішення потребує комплексного підходу з виявлення достовірної оцінки причин відмовлення гідравлічних трансмісій і аналізу конструктивних особливостей деталей, що в першу чергу обумовлюють зниження ресурсу гідромашин. І на основі отриманих результатів виявити напрямки підвищення надійності агрегатів трансмісії, за рахунок удосконалення конструкції їх найменш надійних складових.

Викладення основного матеріалу.

Проведена диференційна оцінка показників надійності агрегатів гідравлічних трансмісій, показала, що до основних причин, які обумовили втрату працездатності аксіально-поршневих гідромашин слід віднести зміну структурних параметрів технічного стану деталей в спряженнях: «п'ята плунжера-опора люльки»; «втулка блоку-плунжер»; «розподільник - приставне дно» [9].

Зміна структурних параметрів деталей характеризується в своїй більшості гідроабразивним та ерозійним зношенням та схоплюванням, що пояснюється



умовами роботи деталей спряжень качаючого вузла, які працюють при значних швидкісних, вібраційних та ударних навантаженнях.

Наявність значних вібраційних та ударних навантажень в спряженнях качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини відмічається і в роботі [6].

Поява вище вказаних навантажень приводить до зміни положення робочих поверхонь деталей в спряженнях, що обумовлює порушення умов їх роботи та виникнення дільниць сухого і граничного тертя між робочими поверхнями в замін рідинного і прискорює зношення деталей.

Зміна роботи пар тертя приводить до зростання динамічного навантаження на вал ротора гідромашини, яке впливає на вібраційні процеси і призводить до короткочасного розкриття стиків деталей в спряженнях, що створює умови до потрапляння абразивних частин до пар тертя, і служить формуванням процесів ерозійного та гідроабразивного зношення робочих поверхонь деталей.

Уникнення подібних ситуацій можливе за рахунок зменшення вібраційних навантажень на деталі качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, що потрапили до ремонту, впровадженням в технологічних процесах ремонту операцій, направлених на конструктивні зміни в деталях, які можна назвати ремонтними після їх виготовлення. При цьому, їх габаритні розміри можуть відповідати номінальним значенням деталі згідно технічних вимог на виготовлення або збільшеним ремонтним розмірам, в залежності від технічного стану відновлювальних деталей качаючого вузла гідромашини та способу відновлення її працездатного стану.

Деталі спряження «п'ята плунжера-опора люльки» гідронасоса сприймають вібраційні і ударні навантаження, які обумовлюються пульсацією робочої рідини в над поршневому просторі, знаковмінними навантаженнями п'яти плунжера при переході її із зони високого тиску до зони низького і навпаки.

Результати дефектації п'яти плунжера в умовах ремонту показали, що коефіцієнт повторюваності дефекту - гідроабразивне зношення кільцевої опори п'яти плунжера, дорівнює одиниці. Його зменшення можливе за рахунок конструктивного удосконалення опори люльки і представлення її в вигляді ремонтної деталі, яка буде зменшувати вібраційні і поглинати пікові ударні навантаження, що забезпечить жорсткість роботи гідростатичного підшипника, який формується між кільцевою опорою п'яти плунжера і робочою поверхнею опори люльки. Запропонована конструкція опори люльки в якості ремонтної деталі наводиться на (рис. 1).

Опора представляє собою два металевих кільця 1 і 5, які з'єднуються між собою пружньо-демпфуючим елементом 2. Переднє кільце 1 має робочу поверхню, яка механічно оброблена до $R_a = 0,15$ і термічно до $HRC_2 40...50$, а заднє кільце 5 має відповідне механічне оброблення для забезпечення площинності з поверхнею люльки гідронасоса. В пружньо-демпфуючому елементі 2 виконано канали 3, як по зовнішньому так і по внутрішньому радіусах опори і камера 4, ширина якої відповідає діаметру п'яти плунжера, а по довжині має діаметральний замкнутий контур, до якої через канали 3



потрапляє робоча рідина під дренажним тиском $P_D = 0,20 \dots 0,35 \text{ МПа}$, що знаходиться в корпусі гідромашини і створює гідростатичний підшипник в розробленій конструкції опори.

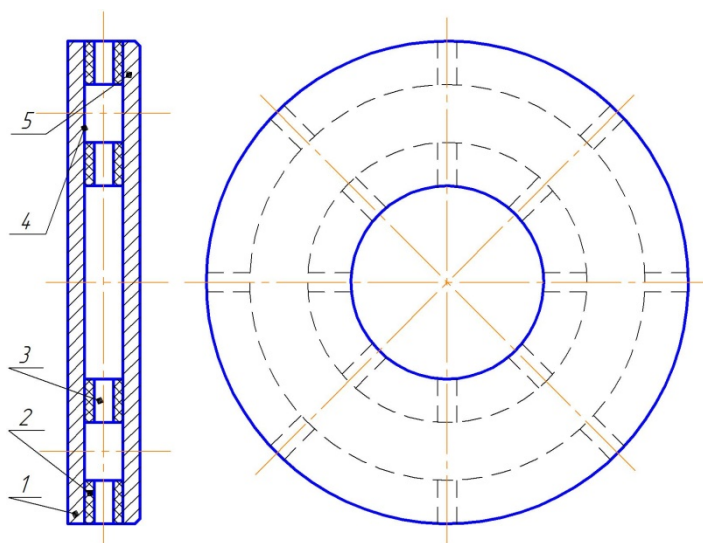


Рис. 1 – Конструкція віброізолюючої опори люльки як ремонтної деталі:
 1 - переднє кільце; 2 - пружньо-демпфуючий елемент; 3 - канали;
 4 - камера; 5 – заднє кільце

Авторська розробка

При запуску гідронасоса робоча рідина поступає до п'яти плунжера і за рахунок гідростатичного підшипника п'яти розвантажується. Плунжер з п'ятою має складний рух (обертається навколо своєї вісі, одночасно виконуючи зворотньо-поступовий рух при періодичному проходженні між зонами високого і низького тиску), що створює додаткові вібраційні навантаження, які являються одним із основних видів механічних дій на агрегат.

Джерелом вібраційних навантажень являються також: двигун машини, елементи приводу, наявність пульсації робочої рідини в магістралях та інше.

Компенсація вібраційних навантажень забезпечується за рахунок пружньо-демпфуючого елемента 2 та гідростатичного підшипника опори люльки. Робоча рідина, яка знаходиться в картерній ємкості гідронасоса під тиском $P_D = 0,20 \dots 0,35 \text{ МПа}$ поступає по каналам 3 до камери 4 і створює гідростатичний підшипник, який сприймає вібраційні навантаження п'яти і поглинає їх за рахунок демпфування робочої рідини в границях жорсткості гідростатичного підшипника та пружньо-демпфуючого елемента 2, що покращує роботу п'яти і збільшує довговічність деталей спряження «п'ята плунжера – віброопора люльки». Крім того, циркуляція робочої рідини по каналам опори стабілізує температурний режим роботи спряження.

Наступним спряженням в качаючому вузлі аксіально-поршневої гідромашини, яке обумовлює погіршення її вихідних параметрів, являється спряження деталей «втулка блока - плунжер». На складний рух плунжера суттєвий вплив мають також тангенціальні сили, що виникають при ковзанні його п'яти по опорі при обертанні блока і обумовлюють перекіс плунжера в



втулці, що приводить до характерного зношення деталей і обумовлює зростання механічних та об'ємних втрат, а в подальшому може привести до заклинювання плунжера в втулці і аварійної відмови. Запобігання даного відказу можливе проведенням конструктивної зміни втулки блока, також представленої в якості ремонтної деталі, яка дозволить зменшити дію сил тертя в зоні контакту плунжера зі втулкою при його перекошенні, та забезпечить гасіння вібраційних навантажень. Конструкція експериментальної втулки блока в якості ремонтної деталі наводиться на (рис. 2).

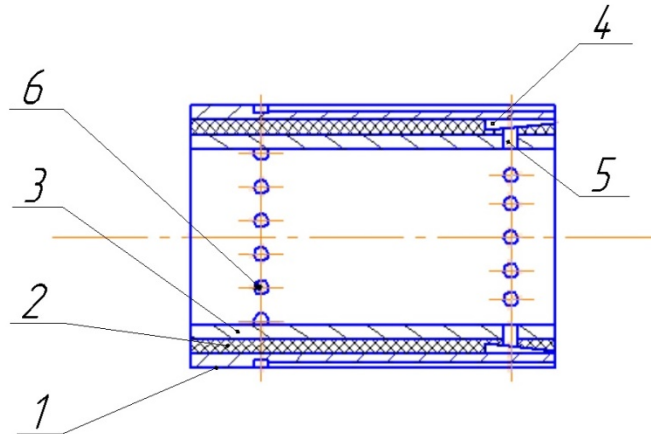


Рис. 2 – Експериментальна конструкція втулки блока качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини, як ремонтна деталь:

*1- зовнішня втулка; 2 – пружньо-демпфуючий елемент; 3 – внутрішня втулка;
4 – розвантажувальна камера; 5, 6 – отвори сполучення з дренажною
магістраллю та магістраллю високого тиску*

Авторська розробка

Зовнішня втулка 1 включає в себе внутрішню втулку 3, які з'єднуються між собою пружньо-демпфуючим елементом 2, у якому розміщені розвантажувальні камери 4 під кутом $22,5^\circ$ в площині перпендикулярній вісі втулки, які отворами 5 з'єднані з дренажною магістраллю зі сторони внутрішньої порожнини гідромашини, та отворами 6 з внутрішньою (робочою) поверхнею втулки.

В процесі роботи гідромашини робоча рідина під робочим тиском надходить до робочої камери і діє на плунжер, який через п'яту контактує з похилим диском і перекошується в втулці під дією тангенціальних сил. Водночас зі сторони внутрішньої порожнини робоча рідина під дренажним тиском $P_0 = 0,20 \dots 0,35 \text{ МПа}$ надходить через отвори 5 до розвантажувальних камер 4. При перекошенні плунжера у внутрішній втулці 3, у точках дотику його зі втулкою 3 виникають контактні навантаження, які частково поглинаються за рахунок демпферної властивості пружньо-демпфуючого елемента 2, та обумовлюють зменшення внутрішнього об'єму камер 4 і перекриття отворів в зоні максимального контактного навантаження деталей, що призводить до витискування робочої рідини із камери 4 до п'ятен контакту деталей зі сторони внутрішньої порожнини гідромашини, частково розвантажуючи плунжер і додатково змащуючи пари тертя. В зоні контакту плунжера з втулкою зі



сторони робочої камери контактні навантаження частково поглинаються за рахунок демпферної властивості пружньо-демпфуючого елемента 2, а площа сухого тертя робочих поверхонь деталей зменшується, за рахунок додаткового змащення пар тертя робочою рідиною, що забезпечує збільшення довговічності і загального ККД гідромашини в результаті розвантаження плунжера і зменшення об'ємних і механічних втрат.

Характерними зношеннями для деталей спряження «розподільник - приставне дно» являються: ерозійне, гідроабразивне, схоплювання та інші.

Поява даних видів зношення обумовлюється порушенням роботи деталей спряження розподілення потоків робочої рідини, яке з'являється при невірній роботі гідромашини (різкий розгін, різке гальмування, вібраційні навантаження та ін.) і приводить до короточасного відхилення робочих поверхонь деталей від паралельного розташування та розкриття стику між деталями, що сприяє потраплянню абразивних частин до робочих поверхонь деталей. Наявність дрібних абразивних частин формує ерозійне зношення, а крупних – гідроабразивне.

Водночас збільшуються питомі навантаження з появою зон сухого тертя (металевий контакт деталей), що може обумовити схоплювання деталей. Зміна структурних параметрів деталей даного спряження в більшій мірі приводить до значних об'ємних втрат, які зменшують об'ємний коефіцієнт корисної дії гідромашини.

Запобігання умов, коли виникають порушення роботи деталей спряження розподілення потоку робочої рідини, може сприяти зміна конструкції розподільника даного з'єднання і застосування його як ремонтної деталі. Запропонована конструкція розподільника наводиться на (рис. 3).

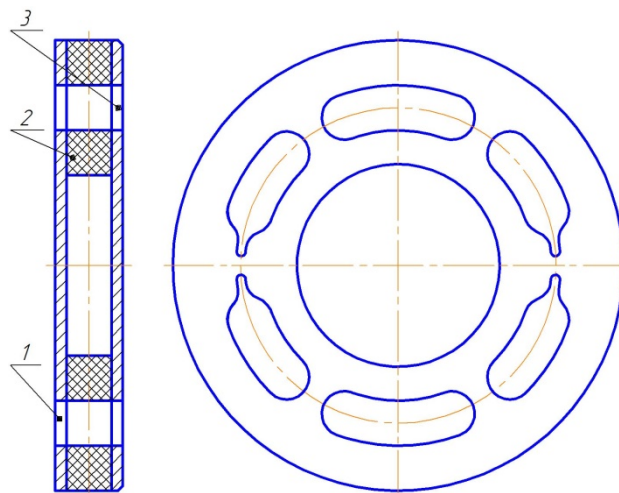


Рис. 3 – Конструкція розподільника, як ремонтна деталь:

1 – переднє кільце; 2 - пружньо-демпфуючий елемент; 3 - заднє кільце

Авторська розробка

Розподільник включає в себе два кільця, переднє 1 і заднє 3, робочі поверхні яких за геометричною формою, фізико-механічними властивостями та



класом чистоти поверхні відповідають технічним вимогам на виготовлення розподільника, і які з'єднуються між собою пружньо-демпфуючим елементом 2.

Запропонована конструкція розподільника, в якості ремонтної деталі, працює наступним чином. При запуску гідромашини деталі спряження «розподільник - приставне дно» сприймають вібраційні навантаження, які з'являються в результаті розподілення потоку робочої рідини із зони високого тиску до зони низького, що приводить до не рівномірного контактного тиску між поверхнями деталей. Пружній елемент 2 розподільника, деформується і поглинає енергію коливань, що в більшій мірі забезпечує паралельне розміщення робочих поверхонь деталей і збільшує довговічність деталей спряження, а значить і надійність гідротрансмісії в цілому.

Висновки.

Проведені дослідження, направлені на конструктивне удосконалення деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих агрегатів гідравлічної трансмісії, і використання їх як ремонтних деталей для забезпечення якісного ремонту.

Запропонована конструкція опори люльки аксіально-плунжерного гідронасоса з гідростатичним підшипником і пружньо-демпфуючим елементом дає можливість зменшувати вібраційні і поглинати пікові ударні навантаження, що покращує роботу п'яти плунжера і збільшує ресурс роботи спряження «віброопора люльки - п'ята плунжера» для відремонтованого агрегату.

Установка втулки блока з пружньо-демпфуючим елементом та розвантажувальними камерами, зменшує контактні навантаження та їх тривалість між втулкою і плунжером, коли деталі знаходяться в зоні дії максимальних тангенціальних сил, які обумовлюють перекіс плунжера та зростання сил тертя, що зменшує зношення деталей і забезпечує збільшення їх довговічності в умовах експлуатації.

Реалізація розподільника з пружньо-демпфуючим елементом в спряженні «розподільник - приставне дно» запобігає зменшенню розкриття стику між поверхнями деталей при неврівноваженій роботі гідромашини, що переносить формування ерозійного та гідроабразивного зношення на більш пізній термін напрацювання гідроагрегатів і тим самим збільшує ресурс спряження і агрегатів трансмісії в цілому.

Література.

1. Дмитрів В. Т. Об'ємні гідроприводи. Будова й особливості функціонування. Навчальний посібник. [Текст] / В. Т. Дмитрів, З. З. Вантух, І. В. Дмитрів – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2020. – 184 с.
2. Насосы аксиальнопоршневые НП33, НП52, НП71, НП90, НП112 и их исполнения. Паспорт. – Кировоград: Частное акционерное общество «Гидросила АПМ», 2009. – 23 с.
3. Гидромоторы аксиальнопоршневые МП33, МП52, МП71, МП90, МП112 и их исполнения. Паспорт. – Кировоград: Частное акционерное общество «Гидросила АПМ», 2009. – 17 с.



4. Черейский П. М. Параметры технического состояния плунжерной пары гидропривода / П. М. Черейский, П. Т. Мельянцов // Техника в сельском хозяйстве. – 1990. – № 2. – С.46-49.

5. Черейский П. М. Влияние износа на работу гидропривода трансмиссии / П. М. Черейский, П. Т. Мельянцов // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – № 3. – С. 63–64.

6. Орлов Ю.М. Некоторые вопросы проектирования аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой, форсированных по давлению // Вестник ЮУрГУ. – 2005. – № 1. – С. 114-119.

7. Буря О. І. Підвищення технічного рівня гідрооб'ємної трансмісії шляхом удосконалення конструкції та використання композитних матеріалів / О. І. Буря, Ю. В. Армашов, А. С. Бедін // Композитные материалы – Днепропетровск: ДДАУ, 2009. – Т3. - С.53-59.

8. Евдокимов, В. Д. Улучшение рабочих характеристик прецизионной пары «поршень-штулка» путем использования подвижных вставок [Текст] : зб. наук. пр. / В. Д. Евдокимов // Вісник ОНМУ. – 1998. – Вип. 2. – С. 3–6.

9. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидроприводов ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзорная информация [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев – М.: АгроНИИЭИТО, 1989. – 41 с.

***Abstract.** Increasing the durability of volumetric axial-piston hydraulic machines after their repair is largely determined by the technical level of technological processes and the quality of restoration of parts. The purpose of the work was to ensure the inter-repair resource of axial-piston hydraulic machines in the process of their repair by constructive improvement of details that primarily limit the resource of volumetric hydraulic transmissions of mobile machines in operating conditions. The goal is achieved by carrying out structural improvements of coupling parts of rocking units of axial-piston units of hydraulic transmission, and using them as repair parts to ensure high-quality repair. The proposed designs of the cradle support, block bushing and hydraulic distributor, as repair parts, make it possible to absorb vibration loads and reduce contact loads during the operation of hydraulic machines, which reduces the wear of parts and ensures an increase in their durability in operating conditions. The use of repair parts significantly increases the technical level of the technological processes of repair service enterprises and expands the methods of restoration of fit in couplings during the repair of axial-piston hydraulic machines.*

***Key words:** hydraulic transmission, axial-piston hydraulic machine, technological process of repair, dynamic loads, construction of parts, repair parts, durability, service enterprises.*

Стаття відправлена: 20.04.2024 р.

© Мельянцов П. Т.