

УДК 631.3.004.15

## КОНСТРУКТИВНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

**Мельянцов П. Т., к.т.н., доцент, Черних Т. В., Мельянцов А. П.**  
(Дніпропетровський державний аграрний університет)

*В роботі розглядаються деякі конструктивні напрямки в області підвищення надійності агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин в умовах експлуатації.*

Застосування гідравлічних трансмісій в мобільних машинах значно покращило їх технічні характеристики, ефективність виконання запланованих дій.

Водночас впровадження гідравлічних трансмісій обумовило збільшення об'єму проведення обслуговуючих робіт для підтримання робоздатного стану агрегатів гідравлічних трансмісій в зв'язку з їх конструктивною складністю і високими вимогами до чистоти робочої рідини.

При цьому аналіз надійності агрегатів гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації показує, що близько 25...30 % відмов в мобільних машинах припадає на трансмісію [1]. В роботі автори вказують, що основна кількість відмов розподіляється на спряження деталей качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин (гідронасоса та гідромотора).

Являється явним, що для виявлення напрямків підвищення надійності агрегатів гідравлічних трансмісій необхідне детальне проведення аналізу причин, які привели до втрати робоздатного стану гідромашин і в першу чергу виявити конструктивні фактори, що обумовили втрату робоздатності трансмісії, і з їх врахуванням провести конструктивне удосконалення найменш надійних вузлів або деталей.

В деякій мірі питання підвищення надійності об'ємних гідравлічних трансмісій, з точки зору конструктивного удосконалення, розглядається в роботі [2]. При цьому 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 центробіжних та інерційних сил при обертанні блоку з плунжерами, за рахунок збільшення маси сталюї п'яти плунжера (яких в качаючому вузлі дев'ять), при цьому також збільшуються ударні та вібраційні навантаження на сталюну п'яту, що

порушує роботу гідростатичного підшипника п'яти і збільшує навантаження на передній підшипник качаючого вузла.

Таким чином основною метою роботи являється розгляд напрямків підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій за рахунок конструктивного удосконалення вузлів та деталей, які в першу чергу зменшують ресурс аксіально-поршневих гідромашин і трансмісії в цілому.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- на основі статистичної оцінки надійності агрегатів гідравлічних трансмісій виявити причини їх відмов;
- провести аналіз конструкцій деталей, які в першу чергу обумовили втрату роботоздатного стану гідромашин і умов їх роботи;
- виявити напрямки підвищення надійності агрегатів трансмісії за рахунок удосконалення конструкції їх найменш надійних складових.

Для вирішення поставлених задач в першу чергу була проведена диференційна оцінка показників надійності агрегатів гідравлічних трансмісій, яка показала, що до основних причин, які обумовили втрату роботоздатності аксіально-поршневих гідромашин слід віднести зміни структурних параметрів деталей в спряженнях: «п'ята плунжера-опора люльки»; «втулка блока-плунжер»; «розподільник - приставне дно».

При цьому зміна структурних параметрів технічного стану деталей характеризується в своїй більшості гідроабразивним та ерозійним зношенням, схоплюванням і в меншій мірі порушенням регулювання.

Не важко бачити, що основна кількість відмов припадає на деталі качаючого вузла, який працює при значних швидкісних, вібраційних та ударних навантаженнях. Наявність значних вібраційних та ударних навантажень в спряженнях качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини підтверджується і в роботах [3,4].

Поява вище вказаних навантажень приводить до зміни положення робочих поверхонь деталей в спряженнях, що обумовлює виникнення умов сухого і граничного тертя між робочими поверхнями в замін рідинного, і прискорює зношення деталей, а в деяких випадках і до схоплювання поверхонь. Крім того, наявність вібрацій призводить до короткочасного розкриття стиків деталей в спряженнях, що сприяє потраплянню абразивних частин до пар тертя, і обумовлює зародження ерозійного та гідроабразивного зношення робочих поверхонь деталей.

Таким чином можна висунути робочу гіпотезу про те, що зменшення вібраційних навантажень на деталі качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини за рахунок конструктивних змін, значно підвищить довговічність і надійність гідромашин і в цілому гідравлічної трансмісії.

Для деталей спряження «п'ята плунжера-опора люльки» гідронасоса вібраційні і ударні навантаження обумовлюються пульсацією робочої рідини в надплунжерному просторі, знакоперемінними навантаженнями п'яти плунжера при переході її із зони високого тиску до зони низького і навпаки.

Зменшення вібраційних і ударних навантажень в спряженні «п'ята плунжера-опора люльки» можливе за рахунок зміни конструкції опори люльки. Рекомендується застосувати опору, яка буде зменшувати вібраційні навантаження і поглинати пікові удари. Запропонована конструкція наводиться на рис. 1.

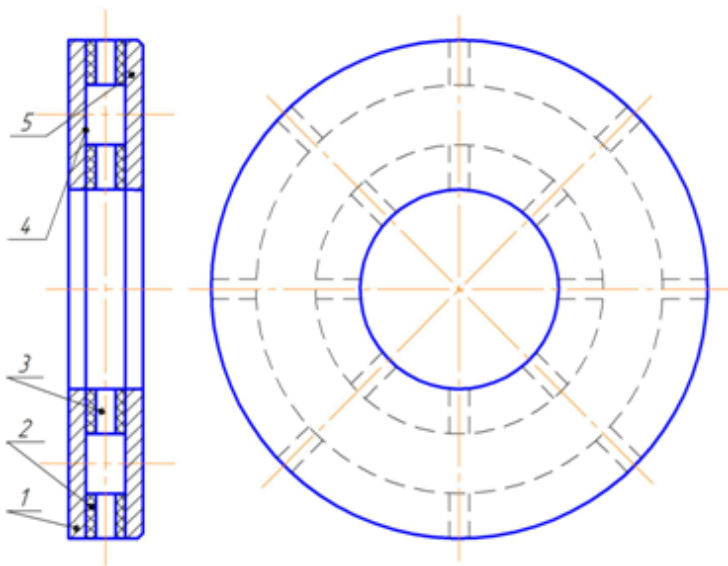


Рисунок 1 - Конструкція віброізолюючої опори люльки: 1-переднє кільце; 2- пружньо-демпфуючий елемент; 3 - канали; 4 - камера; 5 - заднє кільце.

Опора представляє собою два металевих кільця 1 і 5, які з'єднуються між собою пружньо-демпфуючим елементом 2. При цьому переднє кільце 1 має робочу поверхню, яка механічно оброблена до  $R_a = 0,15$  і термічно до  $I RC_{\gamma} 40...50$ , а заднє кільце 5 має відповідне механічне оброблення для забезпечення площинності з люлькою. В пружньо-демпфуючому елементі 2 виконано канали 3, як по зовнішньому так і по внутрішньому радіусах і камера 4, ширина якої відповідає розміру п'яти плунжера а по довжині має діаметральний замкнутий контур, до якої через канали 3 подається робоча рідина під дренажним тиском  $P_a = 0,20...0,35 \text{ I } \dot{\text{a}}$ , що знаходиться в корпусі гідромашини і забезпечує роботу гідростатичного підшипника в розробленій конструкції опори.

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.

Крім того джерелом вібраційних навантажень являються: двигун машини, елементи приводу, наявність пульсації робочої рідини в магістралях та інше.

Компенсація вібраційних навантажень забезпечується за рахунок пружньо-демпфуючого елемента та гідростатичного підшипника опори люльки. Робоча рідина, яка знаходиться в картерній ємкості гідронасоса під тиском  $P_a = 0,20...0,35 \text{ I } \dot{\text{a}}$  поступає по каналам 3 до камери 4 і створює гідростатичний підшипник, який сприймає вібраційні навантаження п'яти і поглинає їх за

рахунок демпфірування 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 каналах опори стабілізує температурний режим роботи спряження.

Наступним спряженням в качаючому вузлі аксіально-плунжерної гідромашини, яке обумовлює погіршення її вихідних параметрів, являється спряження деталей «втулка блока - плунжер». Вище вже розглядалися складні умови роботи плунжера, які формують структурні зміни робочих поверхонь деталей. Але в них не приділялась увага тангенціальним силам, які виникають при ковзанні п'яти по опорі при обертанні блока (Рис. 2). Їх наявність обумовлює «перекошення» 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 як правило аварійної відмови. Для запобігання даного відказу рекомендується провести конструктивну зміну втулки блока, яка дозволить зменшити дію сил в зоні контакту плунжера зі втулкою при його перекосі, за рахунок гасіння вібраційних навантажень та поглинання ударних.

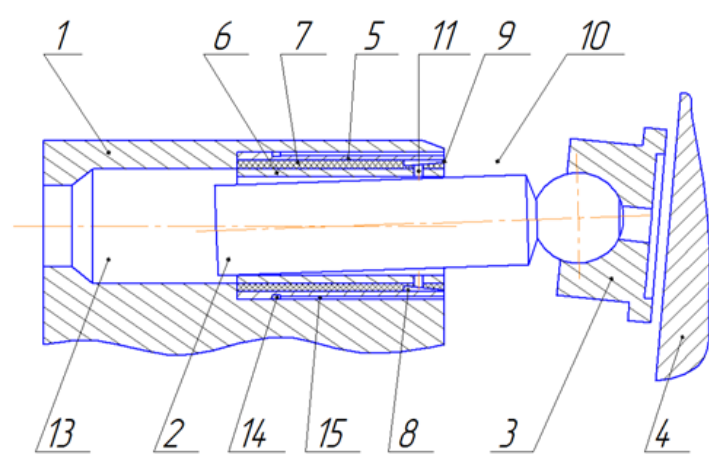


Рисунок 2 - Циліндр аксіально-поршневої гідромашини:

1- блок циліндрів; 2-плунжер; 3-пята; 4-похилий диск; 5- зовнішня втулка; 6- внутрішня втулка; 7-пружньо-демпфуючий елемент; 8- розвантажувальні камери; 9- отвір з'єднаний з дренажною магістраллю; 10-внутрішня порожнина гідромашини; 11-отвір, з'єднаний з внутрішньою поверхнею втулки; 12- отвори, розміщені у втулці зі сторони робочої камери; 13- робоча камера; 14- кільцевий канал зовнішньої втулки; 15- повздовжній канал.

Аксіально-поршнева гідромашина включає блок циліндрів 1 з поршнями 2, які контактують через п'яти 3 з похилим диском 4 і розміщені в втулках 5, які жорстко закріплені в блоці циліндрів 1. Зовнішня втулка 5 включає в себе внутрішню втулку 6, які з'єднуються між собою пружньо-демпфуючим елементом 7, у якому розміщені розвантажувальні камери 8 під кутом  $22,5^\circ$  в площині перпендикулярній вісі втулки, які отворами 9 з'єдані з дренажною магістраллю зі сторони внутрішньої порожнини 10 гідромашини, та отворами

11 з внутрішньою (робочою) поверхнею втулки 6. Отвори 12, які розміщені у втулці 6 зі сторони робочої камери 13, зміщені на кут  $11,25^\circ$  по відношенню до розвантажувальних камер 8 і з'єднані кільцевим каналом 14 зовнішньої втулки 5 через канали 15 з дренажною магістраллю зі сторони внутрішньої порожнини 10 гідромашини.

При роботі гідромашини робоча рідина під робочим тиском надходить до робочої камери 13 і діє на плунжер 2, який через п'яту 3 контактує з похилим диском 4 і перекошується в втулці 6 під дією тангенціальних сил. Водночас зі сторони внутрішньої порожнини 10 робоча рідина під дренажним тиском надходить через отвори 9 до розвантажувальних камер 8. При перекошенні плунжера 2 у внутрішній втулці 6, у точках дотику його зі втулкою виникають контактні навантаження, які частково поглинаються за рахунок демпферної властивості пружньо-демпфуючого елемента 7, та обумовлюють зменшення внутрішнього об'єму камер 8 і перекриття отворів 9 в зоні максимального контактного навантаження деталей, що призводить до витискування робочої рідини із камери 8 через отвір 11 до п'ятен контакту деталей зі сторони внутрішньої порожнини гідромашини, частково розвантажуючи плунжер 2 і додатково змащуючи пари тертя. В зоні контакту плунжера 2 з втулкою 6 зі сторони робочої камери 13 контактні навантаження частково поглинаються за рахунок демпферної властивості пружньо-демпфуючого елемента 7, а площа сухого тертя робочих поверхонь деталей зменшується за рахунок додаткового змащення пар тертя робочою рідиною, яка надходить через отвори 12 зі сторони внутрішньої порожнини 10 під дренажним тиском через повздовжні канали 15 та кільцевий 14, що забезпечує збільшення довговічності і загального ККД гідромашини за рахунок розвантаження плунжера і зменшення механічних втрат.

Характерним зношенням для деталей спряження «розподільник - приставне дно» являються: ерозійне, гідроабразивне, схоплювання та інші. Практика показує, що поява даних видів зношення обумовлюється порушенням роботи розподільчастого механізму, яке появляється при неврівноваженій роботі гідромашини (різкий розгін, різке гальмування, вібраційні навантаження та інше) і приводить до короточасного відхилення робочих поверхонь деталей від паралельного розташування та розкриття стику між деталями, що сприяє поступанню абразивних частиць до робочих поверхонь. Наявність дрібних абразивних частин формує ерозійне зношення, а крупних - гідроабразивне. Водночас збільшуються питомі навантаження в зоні 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.

Запобіганню умов, коли виникають порушення роботи деталей розподільчастого механізму, може сприяти зміна конструкції розподільника даного спряження.

Запропонована конструкція розподільника наводиться на рис. 3.

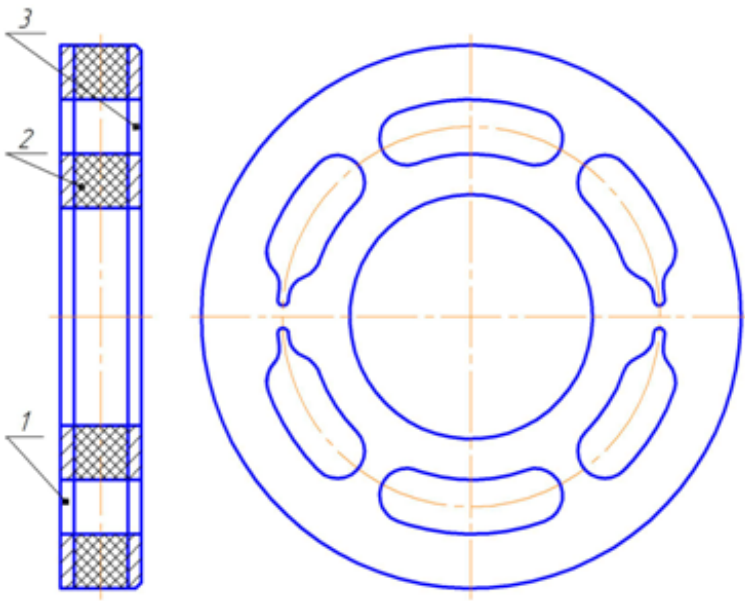


Рисунок 3 - Конструкція розподільника: 1-переднє кільце; 2-пружнє-демпфуючий елемент; 3- заднє кільце.

Вона включає в себе два кільця, переднє 1 і заднє 3, робоча поверхня яких відповідає існуючій конструкції розподільника, і які з'єднуються між собою пружньо-демпфуючим елементом 2.

Розподільник працює наступним чином. При запуску гідромашини деталі спряження «розподільник - приставне дно» сприймають вібраційні навантаження, які приводять до зростання контактного тиску між поверхнями деталей в результаті розкриття стику. Пружній елемент 2 розподільника, деформується і поглинає енергію коливальних, що в більшій мірі забезпечує паралельне розміщення робочих поверхонь деталей і збільшує довговічність деталей спряження, а значить і надійність гідротрансмісії в цілому.

Таким чином, проведені дослідження, направлені на конструктивне удосконалення деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих агрегатів гідравлічної трансмісії, з точки зору підвищення їх експлуатаційної надійності дають можливість зробити наступні висновки:

- агрегати гідравлічних трансмісій працюють в умовах значних механічних, вібраційних та швидкісних навантажень, які приводять до порушення умов роботи деталей в спряженнях качаючих вузлів гідромашин, що являється основою для зародження зміни структурних параметрів технічного стану деталей, які при відповідній динаміці зношення приводять до втрати робоздатного стану агрегату;

- запропонована конструкція опори люльки аксіально-плунжерного гідронасоса з гідростатичним підшипником і пружньо-демпфуючим елементом дає можливість зменшувати вібраційні навантаження і поглинати пікові ударні, що покращує роботу п'яти плунжера і збільшує ресурс роботи спряження «віброопера люльки-пята плунжера»;

- 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 перекошення 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 стаціонарному навантаженні, що переносить формування ерозійного та гідроабразивного зношення на більш пізній термін напрацювання гідроагрегатів і тим самим збільшує наробіток спряження і трансмісії в цілому.

### Список літератури

1. Черейский П. М. Параметры технического состояния плунжерной пары гидропривода /П. М. Черейский, П. Т. Мельянцева // Техника в сельском хозяйстве. – 1990.-№2. – с.46.

2. 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.

3. Башта Т.М. Надежность гидравлических систем воздушных судов/ Т. М. Башта, В. Д. Бабанская, Ю. С. Головка и др.; Под ред. Т. М. Башты.-М.: Транспорт.1986. – 279 с.

4. Лозовской В. Н. Надежность гидравлических агрегатов.М., «Машиностроение», 1974. – 320 с.

### Аннотация

#### **Конструкторское обеспечение надежности агрегатов гидравлических трансмиссий**

Мельянцева П. Т., Черных Т. В., Мельянцева А. П.

*В статье рассматриваются некоторые конструктивные направления в области повышения надежности агрегатов гидравлических трансмиссий мобильных машин в условиях эксплуатации.*

### Abstract

#### **Ways of reliability repair machine in the technical service of the agriculture complex**

Melyantsov P. T., Chernih T. V., Melyantsov A. P.

*This article discusses some directions for improving durability of machines after repair their units and units in the system of technical services based on agro-industrial complex.*