

УДК 631.3.004.15

Дирда В.І., Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., Кириленко О.І.,
Мельянцов А.П.

КОНСТРУКТИВНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

Изложены некоторые конструктивные направления в области повышения надёжности агрегатов гидравлических трансмиссий мобильных машин в условиях эксплуатации.

CONSTRUCTIVE ENSURING OF RELIABILITY OF UNITS OF HYDRAULIC TRANSMISSIONS

Some of the constructive directions in improving the reliability of the units of hydraulic transmissions of mobile machines under service conditions are presented.

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

В свою чергу впровадження гідравлічних трансмісій обумовило збільшення об'єму проведення обслуговуючих робіт для підтримання працездатного 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]. Автори вказують, що основна кількість відмов розподіляється на спряження деталей качаючих вузлів аксіально-плунжерного гідронасоса та гідромотора.

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

В деякій мірі питання підвищення технічного стану 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.

Дане конструктивне рішення може привести до зростання відцентрових та інерційних сил при обертанні блоку з плунжерами, за рахунок збільшення маси сталюї п'яти плунжера; при цьому також збільшуються ударні та вібраційні навантаження на сталюї п'яти, що порушує роботу гідростатичного підшипника п'яти і збільшує навантаження на підшипники люльки гідронасоса або передній підшипник качаючого вузла гідромотора.

Основною метою роботи являється розгляд напрямків підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій за рахунок конструктивного удосконалення вузлів та деталей, які в першу чергу лімітують ресурс 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 конструкції деталей, які в першу чергу обумовили втрату працездатного 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 працездатності акіально-плунжерних 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 зношенням, ерозійним, 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 акіально-плунжерної 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 приводить до короткочасного розкриття стиків деталей в спряженні, що сприяє потраплянню абразивних частинок 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 акіально-плунжерної 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 ударні. Запропонована конструкція наводиться на рис. 1.

Опора представляє собою два металевих кільця 1 і 5, які з'єднуються між собою пружнодемпфуючим елементом 2. При цьому переднє кільце 1 має робочу поверхню, яка механічно оброблена до $R_a = 0,15$ і термічно до $HRC_s = 40...50$, а заднє кільце 5 має відповідне механічне оброблення для забезпечення площинності з люлькою. В пружнодемпфуючому елементі 2 виконано канали 3, як по зовнішньому так і по внутрішньому радіусах і камера 4, ширина якої відповідає розміру п'яти плунжера



Рис. 1 – Конструкція віброізолюючої опори люльки: 1 – переднє кільце; 2 – пружнодемпфуючий елемент; 3 – канали; 4 – камера; 5 – заднє кільце

а по довжині має діаметральний замкнутий контур, до якої через канали 3 подається робоча рідина під дренажним тиском $P_0 = 0,20 \dots 0,35$ МПа, 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 гідростатичного підшипника опори люльки (рис. 1). Робоча рідина, яка знаходиться в картерній ємкості гідронасоса під тиском $P_0 = 0,20 \dots 0,35$ МПа поступає по каналам 3 до камери 4 і створює гідростатичний підшипник, який сприймає вібраційні навантаження п'яти і поглинає їх за рахунок демпферування робочої рідини в границях жорсткості гідростатичного підшипника та пружнодемпфуючого елемента 2, що покращує роботу п'яти і збільшує довговічність деталей спряження «п'ята плунжера – віброопора люльки».

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

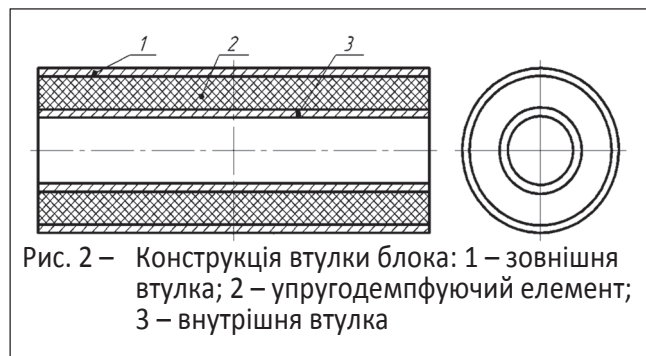
при ковзанні п'яти по опорі при обертанні блока. Їх наявність обумовлює «перекошування» плунжера в втулці, що приводить до характерного зношення деталей і обумовлює зростання механічних та об'ємних втрат, а в подальшому може привести до заклинювання плунжера в втулці і як правило аварійної відмови.

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.

Запропонована конструкція втулки наводиться на рис. 2.

Втулка складається з зовнішньої 1 і внутрішньої 3 втулок, які з'єднуються між собою пружнодемпфуючим елементом 2.

Запропонована конструкція втулки працює наступним чином. При перекосі плунжера в точках дотику його з втулкою виникають сили тертя, які зростають за рахунок збільшення перекидного моменту, який обумовлюється тангенціальними силами, що виникають при ковзанні п'яти по опорі при обертанні блока. Зростання сил тертя між плунжером і втулкою приводить до збільшення пульсації робочої рідини і як наслідок вібраційних навантажень. Для гасіння останніх між внутрішньою 3 і зовнішньою 1 втулками розміщується пружнодемпфуючий елемент 2, який деформується і поглинає енергію хвиль.



Крім того, за рахунок демпфірування зменшується тривалість контакту між втулкою і плунжером коли вони знаходяться в зоні максимальних тангенціальних сил, що значно покращує умови роботи деталей спряження, підвищує надійність агрегатів і запобігає зменшенню кількості аварійних відмов.

Характерним зношенням для деталей спряження «розподільник – приставне дно» являються: ерозійне, гідроабразивне, схоплювання та інші. Практика показує, що поява даних видів зношення обумовлюється порушенням роботи розподільчого механізму, яке проявляється при невірноваженій роботі гідромашини (різкий розгін, різке гальмування, вібраційні навантаження та інше) і приводить до короткочасного відхилення робочих поверхонь деталей від паралельного розташування та розкриття стику між деталями, що сприяє надходженню абразивних часток 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 розподільчого механізму, може сприяти зміна конструкції розподільника даного спряження.

Запропонована конструкція розподільника наводиться на рис. 3.

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

Розподільник працює наступним чином. При запуску гідромашини деталі спряження «розподільник – приставне дно» сприймають вібраційні навантаження, які приводять до зростання контактної тиску між поверхнями деталей в результаті розкриття стику. Пружний 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.

Таким чином, проведені дослідження, направлені на конструктивне удосконалення деталей спряжень качаючих вузлів 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 працездатного стану агрегату;
- запропонована конструкція опори люльки аксіально-плунжерного гідронасоса з гідростатичним підшипником і пружнодемпфуючим елементом дає можливість зменшувати вібраційні навантаження і поглинати пікові ударні,

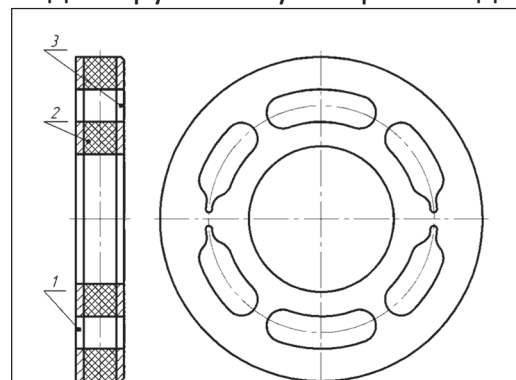


Рис. 3 – Конструкція розподільника: 1 – переднє кільце; 2 – пружнодемпфуючий елемент; 3 – заднє кільце

що покращує роботу п'яти плунжера і збільшує ресурс роботи спряження «віброопора люльки – п'ята плунжера»;

- установка втулки блока з пружнодемпфуючим елементом зменшує тривалість контакту між втулкою і плунжером коли деталі знаходяться в зоні дії максимальних тангенціальних сил, які обумовлюють перекіс плунжера і зростання сил тертя, що зменшує зношення деталей і забезпечує збільшення їх довговічності в умовах експлуатації;
- реалізація розподільника з пружнодемпфуючим елементом в спряженні «розподільник – приставне дно» запобігає виникненню розкриття стику між поверхнями деталей при статодинамічному 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. Мельянцов // 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. – Днепрпетровск: ДДАУ, 2009. – Т. 3. – С. 53.
3. Башта Т.М. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головки и др.; Под ред. Т.М. Башты. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
4. Лозовской В.Н. Надежность гидравлических агрегатов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.

УДК 631.3.01-82.004.67

Мельянцов П.Т., Кириленко О.І.

ОБГРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СПРЯЖЕННЯ «РОЗПОДІЛЬНИК – ПРИСТАВНЕ ДНО» КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА АГРЕГАТІВ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ ТРАНСМІСІЇ

Обоснованы структурные параметры технического состояния сопряжения «распределитель – приставное дно» качающего узла агрегатов объёмного гидропривода трансмиссий. Определён структурный параметр сопряжения «распределитель – приставное дно». Определена теоретическую зависимость между зазором и утечками рабочей жидкости и обосновано граничное значение зазора в данном сопряжении.

DISCOURSE OF STRUCTURAL PARAMETERS OF THE TECHNICAL STATE OF INTERFACE OF DETAILS OF ROCKING KNOT OF HYDRAULIC DRIVE OF TRANSMISSIONS

The structural parameters of the technical state of interface of details of rocking knot of hydraulic drive of transmissions are justified. Theoretical dependence between a gap and losses of working liquid is determined, and the border value of gap in this interface is justified.

Технічний рівень сучасної техніки визначається вимогами, що висуваються до якості виконання робіт, а також економічності та надійності в експлуатації. Об'ємний гідропривід одна з складових, що характеризує функціональні можливості та надійність машин.

Сучасні вимоги до безвідмовності та довговічності об'ємних гідроприводів с.-г. техніки обумовлюють застосуванням гідроагрегатів високого технічного рівня. Конструкційне та технологічне виконання агрегатів даного типу гарантує тривалий строк їх експлуатації [2, 5-7].

Агрегати об'ємних гідроприводів, що працюють в ідеальних умовах при відсутності забруднення робочої рідини, з обґрунтованим запасом завантаження та швидкості мають практично необмежений ресурс [7].